www.dm-monster.ru



Курсовое проектирование деталей машин для студентов, преподавателей и инженеров.

DM-Monster DEMO 3D - мощнейшая программа позволяющая рассчитать курсовой по деталям машин и получить БЕСПЛАТНО результаты расчёта, сведённые в таблицы, файл данных расчёта, а также ТРЕХМЕРНУЮ КОМПОНОВКУ ПРИВОДА В ГРАФИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ КОМПАС И ТРЁХМЕРНЫЕ ДЕТАЛИ ПРИВОДА В ГРАФИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ КОМПАС и КОМПАС LT!
При желании можно загрузить свой файл данных и сделать перекомпоновку валов привода, ориентируясь на трёхмерную компоновку привода или же сделать перерасчёт какой-либо части курсового (полезно, если необходимо показывать расчёты преподавателю по частям).

Расчёты в программе DM-Monster можно выполнить по учебникам:
- Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. "Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся.", М.:Машиностроение, 1987 г. 416с.;
- Дунаев П.Ф., Леликов О.П. 'Конструирование узлов и деталей машин', М.: Издательский центр 'Академия', 2003. 496 с.;
- Шейнблит А.Е. "Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие.", Изд. 2-е, перераб. и доп. - Калининград: Янтарный сказ, 2004 г., 454 с.: ил., черт. - Б. ц.
Причем можно выполнить все расчёты по одному учебнику, а можно сделать расчёты в курсовом по нескольким учебникам (разные разделы по разным учебникам).

Программа DM-Monster может рассчитать практически любой курсовой проект по деталям машин, при этом не нужно иметь под рукой никаких учебников. В ПРОГРАММЕ НЕТ НИКАКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ НА СХЕМЫ ПРИВОДОВ. Все схемы формируются в программе при предварительной и окончательной компоновках валов. Таким образом, можно сформировать абсолютно любую схему привода. Подробнее о построении схем можно посмотреть в документации к программе. Программой DM-Monster выполняются абсолютно все необходимые этапы расчётов курсовой работы по деталям машин: кинематический расчёт, расчёт передач (цилиндрические прямозубые, косозубые, шевронные, раздвоенные, соосные передачи внешнего или внутреннего зацепления, конические прямозубые, косозубые передачи, червячные, цепные и ременные передачи), расчёт конструкций шестерен, колёс, звёздочек, шкивов, расчёт нагрузок на валах, построение эпюр, выбор подшипников, расчёт корпуса редуктора, расчёт шпонок, выбор муфт, прочностной расчёт валов, выбор смазки и т.п.

По полученному файлу данных можно заказать вывод ПОЛНОЙ, ГОТОВОЙ К СДАЧЕ пояснительной записки в Word-е и набросков чертежей деталировок и чертежа компоновок валов привода (2D - двухмерные) в AutoCAD-е. Пояснительная записка, качественно отформатированная, содержит все этапы расчётов, эпюры нагрузок валов, рисунки, ссылки на формулы в учебниках. Формулы имеют красивый вид: корни, черта дроби, степени и т. п.

Примеры высылаемых результатов можно посмотреть на сайте www.dm-monster.ru

DM-Monster 3D и **DM-Monster 3D PRO** - лицензионные программы, обладающие дополнительными возможностями вывода полной ПЗ, а также чертежей деталировок и наброска компоновочного чертежа в КОМПАС-е, КОМПАС-е LT или в AutoCAD-е версии 14.0 и выше. Лицензионная версия DM-Monster 3D обладает всеми возможностями программы DM-Monster DEMO 3D кроме получения/загрузки файла данных расчёта.

DM-Monster 3D Draw - программа, позволяющая по введённым геометрическим параметрам получить 3D и 2D чертежи в КОМПАСе и 2D чертежи в AutoCAD-е шестерен, колёс цилиндрической и конической передач, червяка и колёса червячной передачи, шкивов ременной передачи, звёздочек цепной передачи. ДЕМО-версия программы выводит чертежи ТОЛЬКО зубчатой цилиндрической передачи.

Ведётся приём заказов курсовых. Максимальное качество за минимальную цену. Подробности см. на сайте www.dm-monster.ru

www.dm-monster.ru

621.81

Г. М. ИЦКОВИЧ, В. А. КИСЕЛЕВ, С. А. ЧЕРНАВСКИЙ,
К. Н. БОКОВ, Б. Б. ПАНИЧ

6П5.1
К937

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

УЧЕБНО-СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

ИЗДАНИЕ 4-е, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

Допущено Управлением средних специальных учебных заведений Министерства высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для техникумов

15.312
072946
БИБЛИОТЕКА ОТ...
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БИБЛИОТЕКА ЭЗТМ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1964

УДК 621.81(075.3)

В учебно-справочном пособии приведены основные расчетные формулы и указания по расчету и конструированию механических передач, их узлов и деталей, рассмотрены примеры проектирования механических приводов, даны типовые задания на проектирование.

По сравнению с предыдущими изданиями существенно переработаны методика расчета зубчатых и червячных передач, примеры проектирования редукторов, материалы по конструированию деталей и узлов механических передач, обновлены справочные материалы.

Пособие предназначено для учащихся и преподавателей техникумов.

Научные редакторы ***Г. М. Ицкович*** *и* ***Б. Б. Панич***

ПРЕДИСЛОВИЕ

Четвертое издание настоящего пособия выходит в свет примерно через девять лет после выхода первого издания. За это время пособие обсуждалось предметными комиссиями ряда техникумов и общегородскими предметными комиссиями технической механики. Полученный большой методический материал использован авторами при подготовке четвертого издания.

Пособие подверглось существенной переработке, хотя основная структура и направленность его почти не изменились; переработан расчетно-справочный материал по отдельным видам передач, в первую очередь по зубчатым и червячным; расчеты на контактную прочность даны по нормальным напряжениям; частично обновлены и уточнены справочные материалы.

Во всех главах пособия имеются указания по выполнению расчетов в Международной системе единиц (СИ). В ряде справочных таблиц приведены данные как в единицах системы МКГСС и внесистемных единицах, так и в единицах СИ; в тех случаях, когда написание формул зависит от принятой системы единиц, даны две формы — соответствующая старой системе единиц и СИ. Часть примеров расчета и проектирования передач выполнена в старых единицах, часть — в единицах СИ; один пример выполнен параллельно в двух системах единиц.

Учитывая потребности станкостроительных и авиационных техникумов, а также ряда других специальностей техникумов в книгу введены новые главы: «Проектирование планетарных передач» и «Примеры проектирования планетарных передач».

Часть примеров проектирования заменена новыми, остальные существенно переработаны. При этом больше, чем в предыдущих изданиях, уделено внимания обоснованию выбора исходных данных для расчета и вопросам конструирования.

Пособие дополнено новыми приложениями, содержащими методические указания учащимся, указания преподавателям по методике и организации курсового проектирования, чертежи общих видов редукторов (заимствованы из работ [16] и [20]).

Авторы с благодарностью примут все замечания и пожелания, которые просят направлять по адресу: *г. Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., д. 3, издательство «Машиностроение».*

Авторы

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИМЕНЕНИИ МЕЖДУНАРОДНОЙ СИСТЕМЫ ЕДИНИЦ (СИ) В РАСЧЕТАХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Международная система единиц (ГОСТ 9867-61), которой присвоено сокращенное обозначение СИ (латинскими буквами — SI, что означает Systeme internationale), введена с 1 января 1963 г. для предпочтительного применения во всех областях науки, техники, народного хозяйства. Эта система состоит из шести основных единиц (длины — метр; массы — килограмм; времени — секунда; силы тока — ампер; температуры — градус Кельвина; силы света — свеча), двух дополнительных единиц (плоского угла — радиан; телесного угла — стерадиан) и ряда производных единиц, из числа которых в ГОСТ 9867-61 включено двадцать семь.

Производные единицы СИ (как включенные, так и не включенные в ГОСТ 9867-61), встречающиеся в расчетах деталей машин, приведены в табл. 1.

1. Некоторые производные единицы международной системы

Наименование величины	Единица измерения	Сокращенное обозначение единицы измерения	Размер единицы измерения
Площадь	квадратный метр	$м^2$	$(1\ м)^2$
Объем	кубический метр	$м^3$	$(1\ м)^3$
Статический момент и момент сопротивления сечения	кубический метр	$м^3$	$(1\ м)^3$
Момент инерции сечения	метр в четвертой степени	$м^4$	$(1\ м)^4$
Скорость	метр в секунду	$м/сек$	$(1\ м) : (1\ сек)$
Угловая скорость . .	радиан в секунду	$рад/сек$	$(1\ рад) : (1\ сек)$
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$м/сек^2$	$(1\ м) : (1\ сек)^2$
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	$рад/сек^2$	$(1\ рад) : (1\ сек)^2$
Сила	ньютон	$н$	$(1\ кг) \times (1\ м) : (1\ сек)^2$

Продолжение табл. 1

Наименование величины	Единица измерения	Сокращенное обозначение единицы измерения	Размер единицы измерения
Момент силы, пары сил	ньютон-метр	$н \cdot м$	$(1\ н) \cdot (1\ м)$
Удельный вес (удельная сила тяжести)	ньютон на кубический метр	$н/м^3$	$(1\ н) : (1\ м)^3$
Давление (напряжение)	ньютон на квадратный метр	$н/м^2$	$(1\ н) : (1\ м)^2$
Динамическая вязкость	ньютон-секунда на квадратный метр	$н \cdot сек/м^2$	$(1\ н) \times (1\ сек) : (1\ м)^2$
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/сек$	$(1\ м)^2 : (1\ сек)$
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	$дж$	$(1\ н) \cdot (1\ м)$
Мощность	ватт	$вт$	$(1\ дж) : (1\ сек)$
Коэффициент теплопередачи	ватт на квадратный метр-градус	$(вт/м^2 \cdot град)$	$(1\ вт) : [(1\ м)^2 \times (1\ град)]$

Размеры некоторых основных и производных единиц международной системы в ряде случаев оказываются не совсем удобными для практического применения, что приводит к использованию кратных и дольных единиц. Десятичные приставки для образования кратных и дольных единиц регламентированы ГОСТ 7663-55 (некоторые из этих приставок указаны в табл. 2), там же приведены

2. Некоторые приставки для образования кратных и дольных единиц

Приставка	Числовое значение	Сокращенное обозначение	Примеры кратных и дольных единиц	
			Наименование	Сокращенное обозначение
мега	10^6	*М*	мегаграмм	*Мг*
кило	10^3	*к*	килоньютон	*кн*
санти	10^{-2}	*с*	сантиметр	*см*
милли	10^{-3}	*м*	миллиграмм	*мг*
микро	10^{-6}	*мк*	микрометр	*мкм*

примеры образования соответствующих единиц. Для производных единиц, не имеющих собственного наименования, а образованных из наименований нескольких единиц, десятичная приставка должна присоединяться ко всей единице в целом, т. е. к наименованию первой единицы, стоящей в числителе; например, меганьютон на квадратный метр ($Мн/м^2$). Примером неправильного образования единицы служит встречающаяся в некоторых изданиях единица механического напряжения килоньютон на квадратный сантиметр ($кн/см^2$). При образовании этой единицы допущены сразу две ошибки — во-первых, в наименовании единицы имеются сразу две десятичные приставки (кило в числителе и санти в знаменателе), что совершенно недопустимо; во-вторых, десятичная приставка отнесена к величине, стоящей в знаменателе. По второму признаку неверна также единица напряжения ньютон на квадратный миллиметр, которая иногда встречается в расчетной документации [1].

В тех случаях, когда кратная или дольная единица имеет собственное наименование, его применение (а также применение соответствующего сокращенного обозначения) вполне допустимо. Так, например, дольную единицу длины — микрометр ($мкм$) — допустимо называть микрон и обозначать $мк$.

Для каждой физической величины следует применять ограниченное число целесообразно выбранных кратных (дольных) единиц. Так, в частности, для сил удобна единица килоньютон ($кн$); для напряжений — меганьютон на квадратный метр ($Мн/м^2$).

В табл. 3 приведены встречающиеся в расчетах деталей машин единицы измерения систем СГС, МКГСС и внесистемные единицы, применение которых регламентировано рядом Государственных стандартов, продолжающих действовать в период перехода от нескольких систем единиц к единой международной системе. Там же приведены коэффициенты для пересчета различных единиц в единицы СИ.

Эти коэффициенты можно использовать и для перевода единиц СИ в единицы других систем и внесистемные, но практически надобность в таком пересчете возникает весьма редко. В тех случаях, когда в указанных пересчетах все же возникает надобность, переводные коэффициенты берут обычно с точностью до трех значащих цифр. Так например, $1\ н \approx 0{,}102\ кГ$; $1\ н/м^2 \approx 0{,}102 \times \times 10^{-4}\ кГ/см^2$; $1\ Мн/м^2 \approx 10{,}2\ кГ/см^2$.

При ориентировочных подсчетах принимают $1\ н \approx 0{,}1\ кГ$ и т. д.

В приведенных ниже справочных таблицах (см., например, гл. III и IV) величины механических характеристик материалов

[1] В специальной и учебной литературе появился ряд рекомендаций по применению новых единиц, образованных с нарушением действующих Государственных стандартов.

3. Некоторые единицы систем СГС, МКГСС и внесистемные и их перевод в единицы СИ

Наименование величины	Система единиц	Единица измерения	Сокращенное обозначение	Перевод в единицы СИ
Длина	СГС Внесистемная	сантиметр миллиметр	*см* *мм*	$1\ см = 1 \cdot 10^{-2}\ м$ $1\ мм = 1 \cdot 10^{-3}\ м$
Плоский угол	Внесистемная	градус	°	$1^\circ = \frac{\pi}{180}\ рад$
Площадь	СГС	квадратный сантиметр	$см^2$	$1\ см^2 = 1 \cdot 10^{-4}\ м^2$
Статический момент и момент сопротивления плоского сечения	СГС	кубический сантиметр	$см^3$	$1\ см^3 = 1 \cdot 10^{-6}\ м^3$
Момент инерции плоского сечения	СГС	сантиметр в четвертой степени	$см^4$	$1\ см^4 = 1 \cdot 10^{-8}\ м^4$
Угловая скорость	Внесистемная	оборот в минуту	*об/мин*	$1\ об/мин = \frac{\pi}{30}\ рад/сек$
Сила	МКГСС	килограмм-сила	*кГ (кгс)*	$1\ кГ = 9{,}80665 \approx 9{,}81\ н$
Момент силы, пары сил	МКГСС Внесистемная	килограмм-сила-метр килограмм-сила-сантиметр	$кГ \cdot м$ $кГ \cdot см$	$1\ кГ \cdot м \approx 9{,}81\ н \cdot м$ $1\ кГ \cdot см \approx 9{,}81 \times 10^{-2}\ н \cdot м$
Удельный вес (удельная сила тяжести)	МКГСС Внесистемная	килограмм-сила на кубический метр грамм-сила на кубический сантиметр	$кГ/м^3$ $Г/см^3$	$1\ кГ/м^3 \approx 9{,}81\ н/м^3$ $1\ Г/см^3 \approx 9{,}81 \cdot 10^3\ н/м^3$

Продолжение табл. 3

Наименование величины	Система единиц	Единица измерения	Сокращенное обозначение	Перевод в единицы СИ
Напряжение	Внесистемная	килограмм-сила на квадратный сантиметр	*кГ/см²*	1 *кГ/см²* ≈ 9,81 · 10^4 *н/м²*
	Внесистемная	килограмм-сила на квадратный миллиметр	*кГ/мм²*	1 *кГ/мм²* ≈ 9,81 · 10^6 *н/м²*
Динамическая вязкость	СГС	пуаз	*пз*	1 *пз* = 0,1 *н · сек/м²*
Кинематическая вязкость	СГС	стокс	*ст*	1 *ст* = 1 · 10^{-4} *м²/сек*
	Внесистемная	сантистокс	*сст*	1 *сст* = 1 · 10^{-6} *м²/сек*
Работа, энергия	МКГСС	килограмм-сила-метр	*кГ·м*	1 *кГ·м* ≈ 9,81 *дж*
Мощность	МКГСС	килограмм-сила-метр в секунду	*кГ·м/сек*	1 *кГ·м/сек* ≈ 9,81 *вт*
	Внесистемная	лошадиная сила	*л. с.*	1 *л. с.* ≈ 735,5 *вт*
Количество теплоты	Внесистемная	калория	*кал*	1 *кал* ≈ 4,187 *дж*
	Внесистемная	килокалория	*ккал*	1 *ккал* ≈ 4,187 · 10^3 *дж*
Коэффициент теплоотдачи Коэффициент теплопередачи	Внесистемная	килокалория на квадратный метр-час-градус	*ккал/(м² · ч · град)*	1 *ккал/(м² · ч · град)* = = 1,1630 *вт/(м² · град)*

даны как во внесистемных единицах, так и в кратных единицах Международной системы. При расчетах, выполняемых в единицах СИ, эти кратные единицы должны быть умножены каждая на соответствующую степень числа десять для приведения к основным или производным (не кратным и не дольным) единицам. Иными словами, в расчетные формулы кратные (дольные) единицы без соответствующего их перевода подставлять нельзя. Помимо указанного использования кратных (дольных) единиц в таблицах их применение целесообразно для исходных данных и результатов тех или иных расчетов.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Глава I

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Расчет приводной установки обычно начинают с выбора электродвигателя и определения общего передаточного числа привода. Затем по выбранной или заданной кинематической схеме разбивают общее передаточное число по отдельным ступеням. Исходными данными для разбивки служат вращающий момент и угловая скорость рабочего вала, указываемые в задании на проектирование. Иногда эти величины не даны, но могут быть определены по другим характеристикам; например, для конвейера могут быть заданы скорость цепи, ее натяжение и диаметр звездочки. Задание на проектирование привода может содержать некоторые дополнительные сведения, в частности, характер нагрузки, режим работы машины, привод к которой проектируют, кинематическая схема привода.

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

В общем случае для выбора электродвигателя строят нагрузочные диаграммы, выражающие зависимость вращающего момента M, мощности N и силы тока I от времени t. Затем по каталогу подбирают электродвигатель, имеющий соответствующую характеристику, проверяют его на перегрузочную способность и на нагрев при установившемся и переходных режимах по методу, излагаемому в курсе электропривода.

В ряде случаев задача значительно упрощается:

1. При длительной неизменной или слабо меняющейся нагрузке электродвигатель выбирают из каталога по номинальной мощности, соответствующей заданной нагрузке; на нагрев двигатель не проверяют, так как завод произвел все необходимые расчеты и гарантирует длительную работу двигателя при номинальной мощности.

2. При повторно-кратковременном режиме выбирают специальные электродвигатели с повышенным пусковым моментом также

непосредственно по каталогу с учетом продолжительности включения (ПВ%), указываемой в проектном задании и в каталоге.

Если обслуживаемый механизм часто включается и выключается, имеет повышенное статическое сопротивление и значительные динамические моменты в период пуска, то выбранный для него электродвигатель проверяют на пусковой момент. При редких включениях и умеренных пусковых нагрузках такая проверка не обязательна, так как перегрева двигателя в таких условиях не будет.

Рассмотренные два случая охватывают большое число механизмов (вентиляторы, насосы, компрессоры, металлорежущие станки, конвейеры, шнеки, лебедки кранов и др.).

В заданиях на проектирование по курсу деталей машин обычно дают механизмы, для которых электродвигатели выбирают по номинальной мощности без проверки на нагрев.

Рассмотрим более подробно вопрос об определении требуемой номинальной мощности электродвигателя по заданной нагрузке на рабочем валу машины, к которой проектируется привод.

Если задано окружное усилие P в ньютонах (*н*) на барабане, звездочке или зубчатом колесе и окружная скорость v в *м/сек*, то номинальную мощность N в ваттах (*вт*) определяют из уравнения

$$N = Pv. \tag{1.1}$$

Полученную величину мощности переводят в киловатты (1 *квт* = 1000 *вт*), так как в каталогах мощность большинства электродвигателей приведена в этих единицах.

Если величина силы задана в *кГ* (система единиц МКГСС), то мощность в *квт* находят по формуле

$$N = \frac{Pv}{102}. \tag{1.2}$$

В том случае, когда окружная скорость v в *м/сек* не дана, а известны диаметр D в *м* барабана (звездочки и др.), и его угловая скорость ω в *рад/сек* или n в *об/мин*, то окружную скорость определяют по формулам

$$v = \frac{\omega D}{2}; \tag{1.3}$$

$$v = \frac{\pi D n}{60}. \tag{1.4}$$

Мощность N в *вт* связана с вращающим моментом M в *н·м* и угловой скоростью ω в *рад/сек* зависимостью

$$N = M\omega. \tag{1.5}$$

Если вращающий момент M задан в *кГ·м*, угловая скорость n в *об/мин*, то мощность N в *квт* определяют по формуле

$$N = \frac{Mn}{974{,}2}. \tag{1.6}$$

Для определения требуемой номинальной мощности $N_{дв}$ электродвигателя надо знать общий к. п. д. привода η, тогда

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta}; \tag{1.7}$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \ldots \eta_k, \tag{1.8}$$

где η_1, $\eta_2 \ldots \eta_k$ — к. п. д., учитывающие потери в отдельных кинематических парах: в зубчатых, ременных, цепных, червячных передачах, в опорах валов и т. д.

Формула (1.8) верна только при последовательной передаче работы (мощности). Подшипники, на которые опирается любой вал привода, работают параллельно, и к. п. д., учитывающий потери в подшипниках одного вала (независимо от количества подшипников), выражается одним сомножителем в формуле (1.8).

Средние значения частных к. п. д. приведены в табл. 1.1. Для зубчатой передачи значения к. п. д. относятся к колесам, изготовленным по 8-й степени точности; для колес, изготовленных по 9-й степени точности, величины к. п. д. следует принимать ниже

1.1. Средние значения к. п. д. различных передач
(без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	В масляной ванне	Открытая
Зубчатая передача	0,96—0,98	0,94
Червячная передача с цилиндрическим червяком[1] при числе заходов червяка:		
1	0,70	0,50
2	0,75	0,60
3—4	0,80—0,90	—
Цепная передача (втулочно-роликовой или зубчатой цепью)	0,95—0,97	0,90
Фрикционная передача	0,90—0,95	0,70—0,88
Ременная передача (плоско- или клиноременная)	—	0,94—0,97

[1] Для самотормозящей червячной передачи к. п. д. практически не более 0,40.

Примечания: 1. Для червячной передачи значение к. п. д. следует уточнить после установления основных параметров расчетом по данным, приведенным в гл. IV.

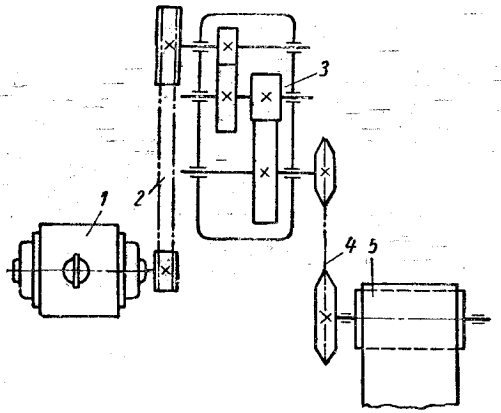
2. Для фрикционных передач бо́льшие значения относятся к передачам с разгруженными опорами.

3. Потери на трение в подшипниках оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta = 0{,}99 \div 0{,}995$, для одной пары подшипников скольжения $\eta = 0{,}98 \div 0{,}99$, в зависимости от условий смазки.

4. В механизмах лебедок и кранов учитывают дополнительные потери в блоках, обусловленные трением в подшипниках и жесткостью каната; они оцениваются следующими коэффициентами: неподвижный блок $\eta = 0{,}94 \div 0{,}96$, подвижный блок $\eta = 0{,}97 \div 0{,}98$.

табличных на 1—2%, для колес, изготовленных по 7-й степени точности при хорошей их приработке — на 1—1,5% выше табличных.

Пример. Определить требуемую номинальную мощность электродвигателя для привода транспортера (фиг. 1.1) по следующим



Фиг. 1.1. Схема привода к ленточному транспортеру:

1 — электродвигатель; *2* — ременная передача; *3* — редуктор двухступенчатый; *4* — цепная передача; *5* — барабан транспортера.

данным: окружное усилие на барабане $P = 6000$ *н*, окружная скорость барабана $v = 0{,}5$ *м/сек*.

Р е ш е н и е. Номинальная мощность, потребная для вращения барабана транспортера, по формуле (1.1)

$$N = Pv = 6000 \cdot 0{,}5 = 3000 \text{ вт} = 3 \text{ квт}.$$

Находим частные значения к. п. д. по табл. 1.1:

Ременная передача	$\eta_1 = 0{,}95$
Одна пара зубчатых колес редуктора, изготовленных по 8-й степени точности	$\eta_2 = 0{,}97$
Открытая цепная передача	$\eta_3 = 0{,}90$
Одна пара подшипников качения в редукторе	$\eta_4 = 0{,}99$
Подшипники скольжения вала барабана	$\eta_5 = 0{,}98$

Общий к. п. д. по формуле (1.8)

$$\eta = \eta_1\eta_2^2\eta_3\eta_4^2\eta_5 = 0{,}95 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}90 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}98 = 0{,}765.$$

Требуемая номинальная мощность электродвигателя

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta} = \frac{3{,}0}{0{,}765} = 3{,}93 \text{ квт}.$$

В каталоге приведены данные для различных типов электродвигателей (постоянного и переменного тока, синхронных и асинхронных и т. д.).

Для выбора определенной марки двигателя надо знать, какой тип двигателя удовлетворяет техническим требованиям, предъявляемым к проектируемому приводу. Кроме того, следует учесть, что установление типа электродвигателя и определение требуемой величины его номинальной мощности еще не дает однозначного решения задачи о выборе электродвигателя.

В большинстве случаев в каталоге указано несколько электродвигателей данного типа, имеющих одинаковую мощность, но различные угловые скорости. Из них надо выбрать двигатель с угловой скоростью, наиболее соответствующей кинематической схеме привода (см. пример в § 4).

§ 2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТИПАХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Электродвигатели делятся по роду тока на следующие.

Двигатели постоянного тока, питаемые постоянным напряжением (шунтовые, сериесные и компаундные), или с регулируемым напряжением (система генератор — двигатель).

Эти двигатели допускают плавное регулирование угловой скорости в широких пределах, особенно система генератор — двигатель, обеспечивают плавный пуск, торможение и реверс. Такие двигатели применяют в приводах электрического транспорта, в быстроходных подъемниках и кранах.

Основные недостатки двигателей постоянного тока — необходимость в установке для преобразования трехфазного переменного тока в постоянный, высокая стоимость двигателей по сравнению с двигателями переменного тока.

Трехфазные двигатели переменного тока (синхронные и асинхронные). Синхронные двигатели работают с постоянной угловой скоростью независимо от нагрузки и практически не регулируются. Основное преимущество их по сравнению с асинхронными — более высокий к. п. д., постоянство угловой скорости, большой коэффициент перегрузки; недостатки — более сложный уход, бо́льшая стоимость.

Трехфазные асинхронные двигатели имеют следующие преимущества: простота конструкции, наименьшая стоимость, простейший уход, непосредственное включение в трехфазную сеть переменного тока (без преобразователей). Недостатки их по сравнению с синхронными двигателями — меньший к. п. д., по сравнению с двигателями постоянного тока — ограниченная возможность регулирования угловой скорости.

Для многих промышленных приводов эти недостатки не имеют существенного значения, и трехфазные асинхронные двигатели, благодаря указанным преимуществам, являются самыми распространенными в промышленности. В курсовых проектах по деталям машин, как правило, следует выбирать именно эти двигатели, за

исключением отдельных случаев, особо обусловленных в заданиях на проектирование.

Для приборов, вентиляторов, швейных машин и т. п. применяют асинхронные электродвигатели малой мощности трехфазного и однофазного тока и коллекторные универсальные электродвигатели переменного однофазного и постоянного тока.

§ 3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕХФАЗНЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Основные обозначения:

f — частота тока, измеряемая в герцах (*гц*), т. е. периодов в секунду;

p — число пар полюсов;

n_c — синхронное число оборотов в минуту, зависящее только от f и p;

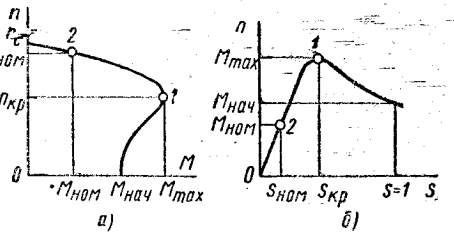
$$n_c = \frac{60f}{p}; \qquad (1.9)$$

n — фактическое число оборотов ротора в минуту, зависящее от нагрузки двигателя;

s — скольжение, обычно оно выражается в процентах;

$$s = \frac{n_c - n}{n_c} 100\%.$$

Для иллюстрации работы асинхронного электродвигателя рассмотрим его механические характеристики, показанные на фиг. 1.2.



Фиг. 1.2. Механические характеристики трехфазных асинхронных электродвигателей:

а — зависимость скорости вращения от момента; *б* — зависимость момента от скольжения; $M_{нач}$, $M_{ном}$, M_{max} — соответственно начальный (пусковой), номинальный и максимальный моменты электродвигателя.

В пусковом режиме при изменении момента от $M_{нач}$ до M_{max} угловая скорость возрастает, и момент достигает максимума, значительно превышающего номинальный момент (фиг. 1.2, *а*). Точка *1* с координатами M_{max}, $n_{кр}$ является критической, — работа при этом значении момента недопустима, так как двигатель быстро перегревается. Участок между точками *1* и *2* (от M_{max} до $M_{ном}$) показывает, что при снижении нагрузки, т. е. при переходе к длительному установившемуся режиму, угловая скорость возрастает; точка *2* с координатами $M_{ном}$, $n_{ном}$ соответствует номинальному режиму. При снижении нагрузки до нуля угловая скорость возрастает до величины n_c.

072946

График на фиг. 1.2, *б* показывает, что пуск двигателя совершается при $s = 1$, т. е. при $n = 0$; при критическом скольжении $s = s_{кр}$ двигатель развивает максимальный момент M_{max}.

Участок между точками *1* и *2* (от M_{max} до $M_{ном}$) почти прямолинейный, т. е. момент в указанных пределах практически прямо пропорционален скольжению. При $s = s_{ном}$ двигатель развивает номинальный момент, соответствующий длительному установившемуся режиму.

При $s = 0$ имеем $n = n_c$ и $M = 0$, т. е. без нагрузки угловая скорость двигателя равна его синхронной угловой скорости n_c.

Так как частота тока в сети практически постоянна — $f = 50$ *гц*, то можно считать, что n_c зависит только от числа пар полюсов; из равенства (1.9) следует, что

$$n_c = \frac{3000}{p} \text{ об/мин.} \qquad (1.10)$$

Промышленность выпускает трехфазные асинхронные электродвигатели с числом полюсов от 2 до 12. Синхронные угловые скорости для этих электродвигателей имеют следующие значения (при $f = 50$ *гц*):

Число полюсов	2	4	6	8	10	12
Синхронная угловая скорость в *об/мин*	3000	1500	1000	750	600	500

Рабочая угловая скорость нагруженного двигателя всегда меньше синхронной.

В каталоге указывается обычно угловая скорость (в *об/мин*) при номинальной нагрузке, она и является расчетной при определении общего передаточного числа привода.

Трехфазные асинхронные двигатели общего назначения единой серии имеют следующие обозначения:

А — двигатели, защищенные от капель и твердых частиц, падающих под углом 45° к вертикали, и предохраненные от прикосновения к вращающимся и токоведущим частям;

АО — закрытые обдуваемые двигатели.

К этим основным обозначениям добавляются буквы, указывающие особенности двигателя:

К — двигатель с фазовым ротором и контактными кольцами;

П — двигатель с повышенным пусковым моментом;

С — двигатель с повышенным скольжением;

В — двигатель, встроенный в корпус механизма;

Т — двигатель для текстильной промышленности.

Кроме буквенного обозначения, марка двигателя содержит цифры, из которых первая показывает наружный диаметр сердечника статора (габарит), вторая — порядковую длину сердечника, третья (после тире) — число полюсов.

Например, марка АОП 82-4 читается так: трехфазный асинхронный двигатель единой серии, закрытый, обдуваемый, с

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БИБЛИОТЕКА ЭЗТМ

повышенным пусковым моментом; габарит сердечника статора в условных единицах 8; порядковая длина сердечника 2; число полюсов $2p = 4$; следовательно, $n_c = \frac{3000}{2} = 1500$ *об/мин*.

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, имеющие ступенчатое регулирование скорости вращения путем изменения числа полюсов, обозначают так же, как и обычные двигатели, но цифры после тире пишут в виде дроби, показывающей число полюсов, изменяемое при переключении на другую скорость; например, марка АО 82-12/6 обозначает закрытый обдуваемый двигатель с числом полюсов 12 и 6, что соответствует синхронным угловым скоростям 500 и 1000 *об/мин*.

Двигатель А 62-8/6/4 имеет три синхронные угловые скорости: 750, 1000 и 1500 *об/мин*.

Обозначения формы исполнения двигателей:

ИЦ2 — горизонтальные со станиной на лапах;

Ф2 — горизонтальные с фланцем на щите и со станиной без лап;

В3 — вертикальные с фланцем на щите и со станиной без лап.

Коллекторные универсальные электродвигатели единой серии марки УЛ выпускаются для переменного однофазного тока напряжением 127 и 220 *в* и постоянного тока напряжением 110 и 220 *в*; угловая скорость 8000, 5000 и 2700 *об/мин*, формы исполнения ИЦ2/Ф3, т. е. со станиной на лапах и фланцевым щитом, и Ф3 — со станиной без лап и фланцевым щитом для горизонтальной и вертикальной установок.

Электродвигатели серии УЛ, имеющие угловую скорость 2700 *об/мин* и работающие на переменном токе, допускают кратковременную перегрузку до 1,8 номинального момента, остальные электродвигатели УЛ допускают кратковременную перегрузку до трехкратного номинального момента.

Разгрузка допускается только до 0,25 номинального момента, при меньшей нагрузке угловая скорость возрастает до величины, недопустимой по условиям механической прочности.

Область применения электродвигателей единой серии

Двигатели АК допускают регулирование скорости реостатом в цепи ротора. Эти двигатели применяют для приводов с плавным регулированием скорости вращения, например, в кранах, и в случае, если мощность питающей сети недостаточна для пуска.

Двигатели АП и АОП применяют для привода механизмов, имеющих постоянную или мало меняющуюся нагрузку при длительном режиме и большую нагрузку при пуске вследствие повышенных сил трения или больших инерционных масс, например, для компрессоров, плунжерных насосов, конвейеров, шнеков, глиномялок, шлифовальных станков.

Двигатели АОТ предназначены для установки в текстильной промышленности и других предприятиях, где из-за условий круглосуточной работы двигателей особое значение приобретает повышение энергетических показателей, к. п. д. и cos φ.

Двигатели АС и АОС применяют для привода механизмов, работающих с пульсирующей или ударной нагрузкой и имеющих большие маховые массы, для механизмов с частыми пусками и реверсом, например для молотов, ковочных машин, прессов, ножниц, поршневых компрессоров, небольших лебедок и пр.

Сведения о диапазоне номинальных мощностей асинхронных электродвигателей приведены в табл. 1.2.

1.2 Мощности трехфазных электродвигателей единой серии

Угловая скорость в *об/мин*	Диапазон мощностей в *квт*						
	А	АО	АП	АОП	АС	АОС	АОТ
3000	1 — 125	1 — 100	—	—	—	1—7	—
1500	0,6— 100	0,6—100	10 — 100	1,7—100	10 — 100	0,6—100	1 — 20
1000	0,4— 75	0,4— 75	7 — 75	1 — 75	7 — 75	1 — 75	0,6 — 14
750	4,5— 55	4,5— 55	4,5— 55	4,5— 55	4,5— 55	4,5— 55	2,8 — 10

В табл. П1 — П8 приложения указаны основные параметры электродвигателей единой серии по каталогу электропромышленности 1962 г.

Для приведенного выше примера, исходя из назначения привода и требуемой номинальной мощности, подходят двигатели АОП 51-4 ($n = 1440$ *об/мин*), АОП 52-6 ($n = 940$ *об/мин*), АОП 62-8 ($n = 730$ *об/мин*) номинальной мощностью $N = 4{,}5$ *квт*. Из приведенных двигателей выбирают наиболее подходящий по кинематической схеме привода, как показано ниже в примере на стр. 20 и 21.

Двигатель указанной мощности будет работать с недогрузкой. При расчете передач следует исходить не из номинальной мощности двигателя, а из требуемой (в рассматриваемом примере 3,93 *квт*), которую фактически будет развивать двигатель при установившемся режиме работы.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА И РАЗБИВКА ЕГО ПО СТУПЕНЯМ

Общее передаточное число определяют, исходя из угловых скоростей двигателя ($\omega_{дв}$ или $n_{дв}$) и рабочего вала (ω или n) при номинальной нагрузке,

$$i = \frac{\omega_{дв}}{\omega} = \frac{n_{дв}}{n}.$$

Далее разбивают i по ступеням заданной кинематической схемы. Задача эта допускает множество решений, из которых нужно выбрать оптимальное для данного привода.

Хотя универсального критерия правильности разбивки общего передаточного числа дать нельзя, однако можно привести некоторые рекомендации по выбору частных передаточных чисел. По возможности не следует брать наибольшие значения передаточных чисел, приведенных в курсах деталей машин, справочниках и других источниках, так как габариты передач получаются при этом весьма большими.

Например, по ГОСТ 2185-55 для зубчатой пары допускается $i = 10$; такая передача оказывается более громоздкой, чем двухступенчатая.

В одинаковой мере сказанное относится к передачам ременной, цепной и фрикционной.

При разбивке общего передаточного числа рекомендуется исходить из средних значений частных передаточных чисел, приведенных в табл. 1.3.

1.3. Рекомендуемые значения передаточных чисел для различных понижающих передач

Тип передачи	Средние значения	Наибольшие значения
Зубчатая передача в закрытом корпусе (редукторе):		
цилиндрическими колесами	3—6	10
коническими колесами	2—3	6
Открытая зубчатая передача	3—7	15—20
Червячная передача:		
закрытая	10—40	80
открытая	10—60	120
Цепная передача	3— 6	8
Фрикционная передача цилиндрическими катками	2—4	8
Ременная передача:		
плоским ремнем открытая	2—5	6
то же, с натяжным роликом	4—6	8
клиновым ремнем	2—5	7

В отдельных тихоходных зубчатых передачах с колесами, устанавливаемыми на больших барабанах, тарелках питателей и др., передаточные числа могут доходить до 25—30, в зависимости от диаметра барабана, на который насаживают венец.

Указания по разбивке передаточных чисел в редукторах приведены в следующей главе.

Пример. Для привода ленточного транспортера по кинематической схеме, показанной на фиг. 1.1, определить общее передаточное число и произвести его разбивку по ступеням. Диаметр барабана $D = 600$ *мм*, окружная скорость $v = 0{,}5$ *м/сек*.

Р е ш е н и е. Угловая скорость барабана

$$n_p = \frac{60 \cdot 1000v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0{,}5}{3{,}14 \cdot 600} = 15{,}9 \text{ об/мин}.$$

Из электродвигателей АОП, имеющих номинальную мощность $N = 4{,}5$ *квт* (см. стр. 19), выбирают такой, у которого угловая скорость соответствует возможностям, даваемым кинематической схемой привода (см. фиг. 1.1).

Если принять величины частных передаточных чисел близкими к минимальным значениям, указанным в табл. 1,3, например $i_{цеп} = i_{рем} = i_{зуб} = 3$, то общее передаточное число привода $i = i_{цеп}\ i^2_{зуб}\ i_{рем} = 3^4 = 81$.

Соответственно угловая скорость двигателя будет

$$n_{дв} = ni = 15{,}9 \cdot 81 = 1290 \text{ об/мин}.$$

Целесообразно принять двигатель АОП 51-4 с угловой скоростью $n_{дв} = 1440$ *об/мин*, так как при меньшей угловой скорости применение кинематической схемы с четырьмя ступенями не будет оправдано.

При выбранном двигателе общее передаточное число привода

$$i = \frac{n_{дв}}{n} = \frac{1440}{15{,}9} = 90{,}6.$$

Возвращаясь вновь к табл. 1.3, принимаем $i_{рем} = 2$; $i_{цеп} = 4$, тогда для редуктора

$$i_{ред} = \frac{i}{i_{рем} i_{цеп}} = \frac{90{,}6}{2 \cdot 4} = 11{,}3.$$

Такое передаточное число вполне приемлемо для двухступенчатого редуктора (по табл. 1.3 среднее значение для одной пары зубчатых колес от 3 до 6).

Указания о разбивке передаточного числа редуктора по ступеням даны в § 6.

Глава II

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

§ 5. ОБЗОР ОСНОВНЫХ ТИПОВ РЕДУКТОРОВ

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепную или ременную передачу (см., например, фиг. 1.1).

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазки зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренчатый масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Назначение редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов. При проектировании приводной установки можно выбрать из каталога выпускаемых редукторов соответствующий заданным условиям работы и заказать его на заводе-изготовителе. В качестве примера на фиг. 2.1 изображена серия цилиндрических двухступенчатых редукторов, выпускаемых заводом строительных машин.

Количество типов редукторов чрезвычайно велико. Далее показаны кинематические схемы и фотографии наиболее распростра-

ненных типов редукторов. Конструкции ряда редукторов даны в примерах проектирования (гл. XII—XIV) и в приложении III.

На кинематических схемах буквой *Б* обозначен входной (быстроходный) вал редуктора, а буквой *Т* — выходной (тихоходный).

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: тип передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные);



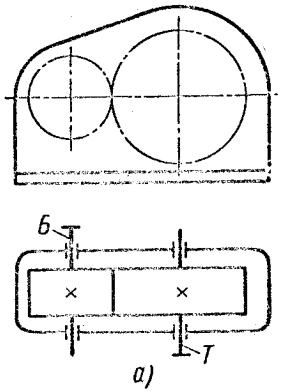
Фиг. 2.1. Серия двухступенчатых цилиндрических редукторов.

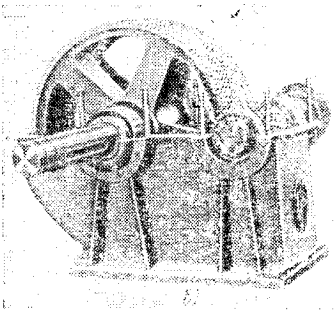
число ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.); тип зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т. д.); относительное расположение валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенности кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т. д.)

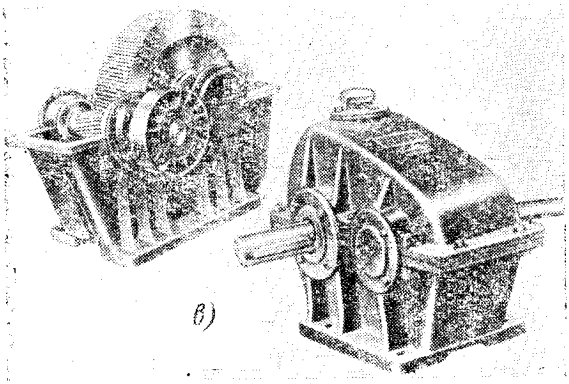
Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные редукторы; сведения о их расчете и конструировании приведены в гл. V и XV.

Одноступенчатые цилиндрические редукторы

Из редукторов рассматриваемого типа наиболее распространены горизонтальные (фиг. 2.2). Вертикальный одноступенчатый редуктор показан на фиг. 2.3. Как горизонтальные, так и вертикальные редукторы могут иметь колеса с прямыми, косыми или шевронными зубьями. Корпуса чаще бывают литыми чугунными, реже — сварными стальными. При серийном производстве целесообразнее применять литые корпуса. Валы монтируют на подшипниках качения или на подшипниках скольжения. Последние обычно применяют в тяжелых редукторах.

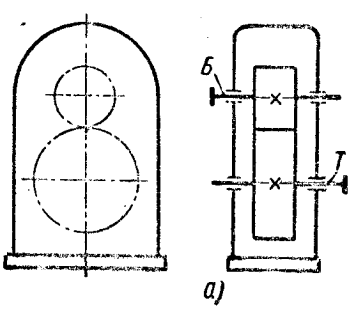


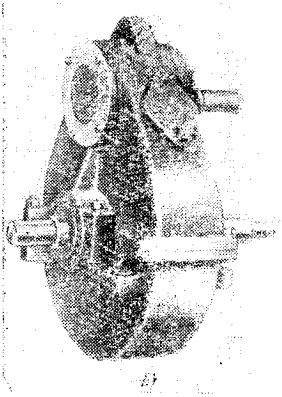




Фиг. 2.2. Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами:

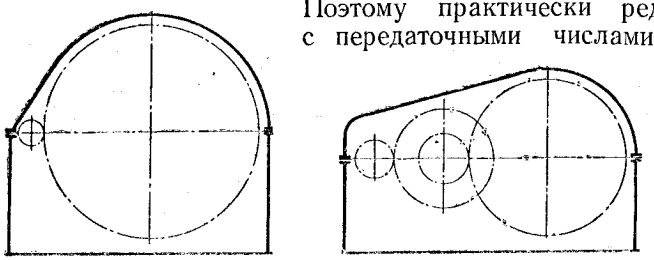
а — кинематическая схема; *б* — общий вид редуктора с шевронными колесами; *в* — общий вид редуктора с косозубыми колесами.





Фиг. 2.3. Одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами: *а* — кинематическая схема; *б* — общий вид.

Максимальное передаточное число одноступенчатого цилиндрического редуктора (по ГОСТ 2185-55) $i_{max} = 10$. Высота одноступенчатого редуктора с таким или близким к нему передаточным числом больше, чем двухступенчатого с тем же значением i (фиг. 2.4.). Поэтому практически редукторы с передаточными числами, близ-



Фиг. 2.4. Сопоставление габаритов одноступенчатого и двухступенчатого редукторов с цилиндрическими колесами при одинаковом передаточном числе $i = 8{,}5$.

кими к максимальным, применяют редко, ограничиваясь $i \leqslant 6$. Ново-Краматорский машиностроительный завод (НКМЗ) выпускает крупные (межосевые расстояния $A = 300 \div 1\,000$ *мм*) одноступенчатые горизонтальные редукторы с $i = 2{,}53 \div 8{,}0$.

Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для всех типов редукторов обусловлен удобством общей компоновки привода (относительным расположением двигателя и рабочего вала приводимой в движение машины и т. д.).

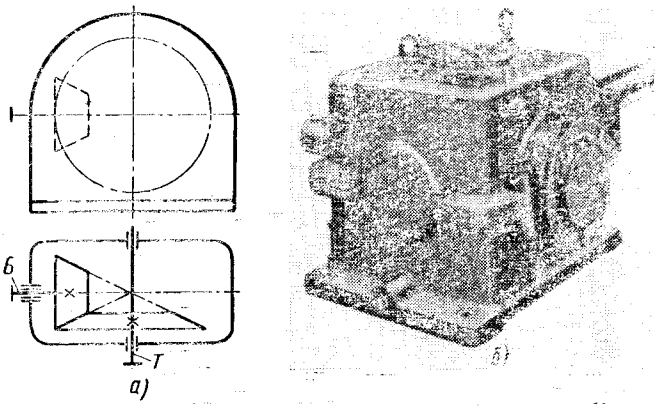
Одноступенчатые конические редукторы

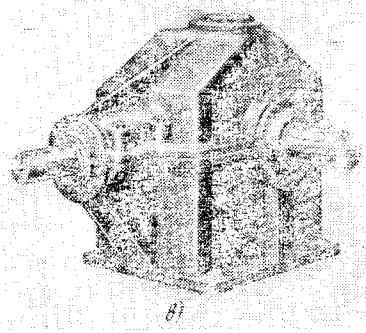
Редукторы этой категории применяют значительно реже, чем цилиндрические. Из одноступенчатых конических редукторов наиболее распространены редукторы, выполненные по схеме, показанной на фиг. 2.5, *а*. Схема и общий вид редуктора с вертикально расположенным тихоходным валом показаны на фиг. 2.6. Возможно исполнение редуктора с вертикально расположенным быстроходным валом; в этом случае привод осуществляется от фланцевого электродвигателя.

Передаточное число одноступенчатых конических редукторов с прямозубыми колесами, как правило, не выше трех; в редких случаях встречается $i = 4$. При косых или криволинейных зубьях в качестве верхнего предела передаточных чисел можно принять $i = 5$ (в виде исключения $i = 6$).

Валы конических редукторов, как правило, монтируют на подшипниках качения.

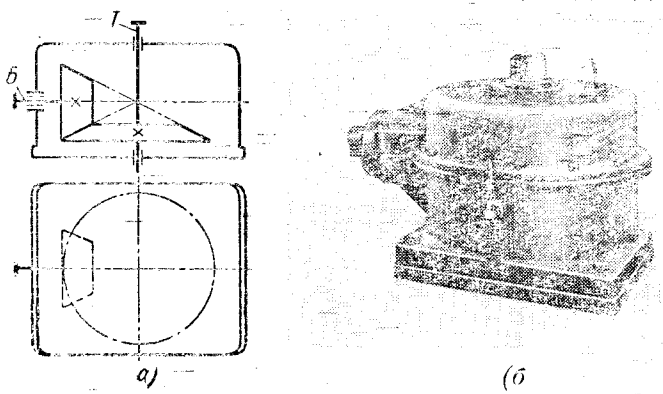
При проектировании редукторов с коническими прямозубыми колесами следует иметь в виду, что окружные скорости (расчетные — по делительной окружности среднего диаметра) выше $v = 3$ *м/сек* (в виде исключения 4 *м/сек*) нежелательны.





Фиг. 2.5. Одноступенчатый редуктор с коническими зубчатыми колесами:

а — кинематическая схема;
б и *в* — варианты общего вида.

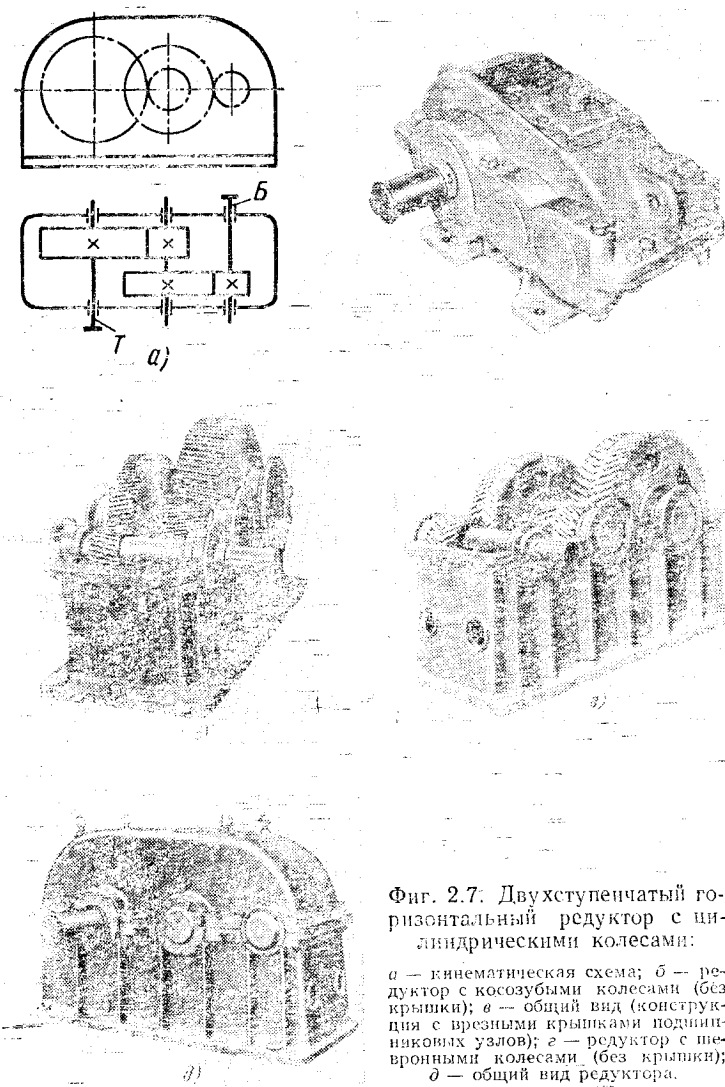


Фиг. 2.6. Одноступенчатый конический редуктор с вертикальным ведомым валом:

а — кинематическая схема; *б* — общий вид.

Двухступенчатые и трехступенчатые цилиндрические редукторы

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме (фиг. 2.7).

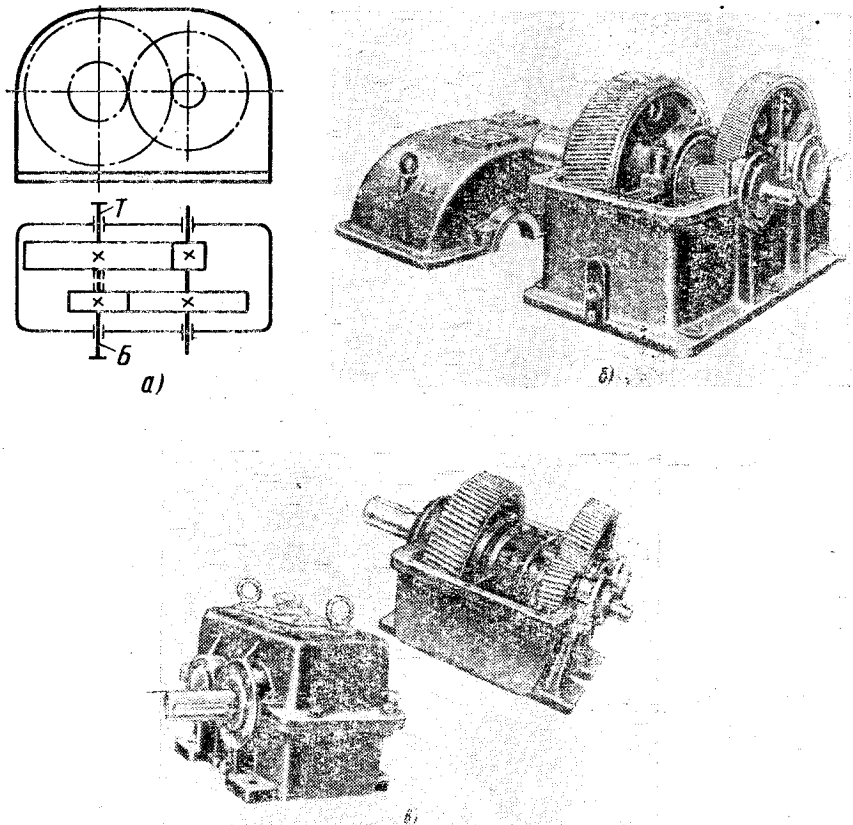


Фиг. 2.7. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами:

а — кинематическая схема; *б* — редуктор с косозубыми колесами (без крышки); *в* — общий вид (конструкция с врезными крышками подшипниковых узлов); *г* — редуктор с шевронными колесами (без крышки); *д* — общий вид редуктора.

Применение соосной схемы (фиг. 2.8, *а*) позволяет уменьшить длину редуктора. В этом ее основное преимущество. Общие виды редукторов, выполненных по этой схеме, показаны на фиг. 2.8, *б* и *в*.

В соосных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена [1]. Это объясняется тем, что усилия, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы ($A_Б = A_Т$).



Фиг. 2.8. Двухступенчатый горизонтальный соосный редуктор:

а — кинематическая схема; *б* и *в* — варианты общего вида.

Указанное обстоятельство является одним из основных недостатков соосных редукторов. Кроме того, к их недостаткам относятся:

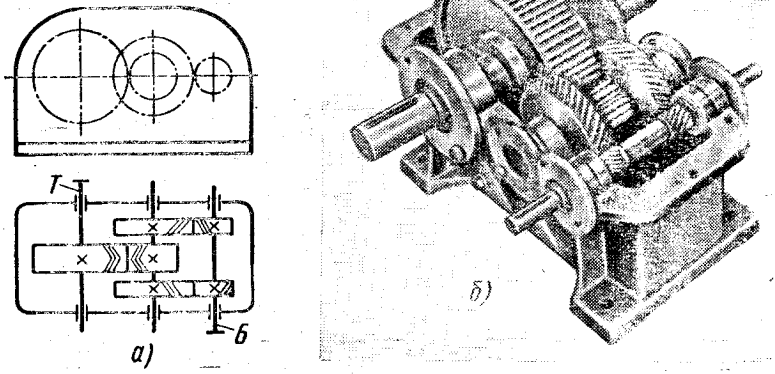
а) бо́льшие габариты в направлении геометрических осей валов, чем у редукторов, выполненных по развернутой схеме;

[1] При сравнительно небольшом общем передаточном числе ($i \approx 8 \div 16$) можно (при обеспечении удовлетворительной компоновки редуктора) так произвести разбивку общего передаточного числа по ступеням, что нагрузочная способность быстроходной ступени будет использована полностью.

б) затруднительность смазки подшипников, расположенных в средней части корпуса;

в) большое расстояние между опорами промежуточного вала, что требует увеличения его диаметра для обеспечения достаточной прочности и жесткости.

Очевидно, применение соосных редукторов ограничивается случаями, когда нет необходимости иметь два выходных конца быстроходного (тихоходного) вала, а совпадение геометрических осей входного и выходного валов удобно при намеченной общей компоновке привода.



Фиг. 2.9. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной первой (быстроходной) ступенью:

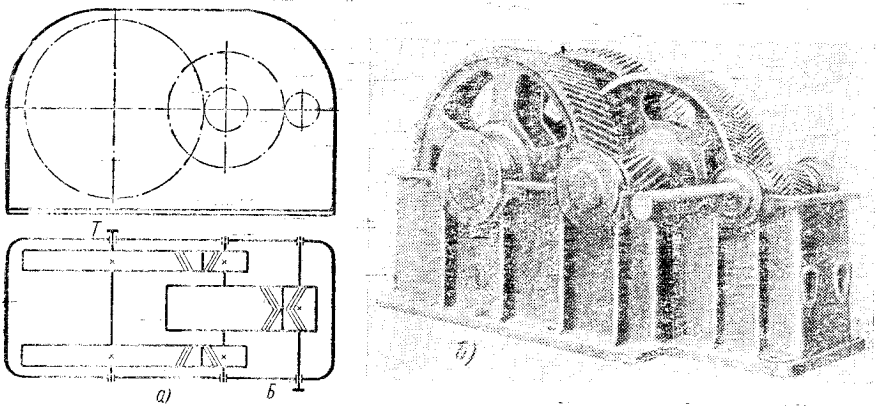
а — кинематическая схема; *б* — общий вид (без крышки).

В отношении типа зубьев и подшипников в двухступенчатых редукторах остается в силе сказанное относительно одноступенчатых цилиндрических редукторов. В отдельных случаях делают быстроходную ступень с косозубыми, а тихоходную — с прямозубыми колесами (это относится как к соосным, так и к несоосным редукторам).

Редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью, имеющей косозубые колеса, показан на фиг. 2.9. Тихоходная ступень при этом может иметь либо шевронные колеса (фиг. 2.9, *а*), либо прямозубые (фиг. 2.9, *б*). Кинематическая схема и общий вид редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью показаны на фиг. 2.10.

При раздвоенной быстроходной (или тихоходной) ступени колеса расположены симметрично относительно опор, что приводит к меньшей концентрации нагрузки по длине зубьев, чем при применении обычной развернутой или соосной схем. Это позволяет иметь в рассматриваемом случае менее жесткие валы. Быстроходный вал редуктора, показанного на фиг. 2.9, *б*, должен иметь свободу

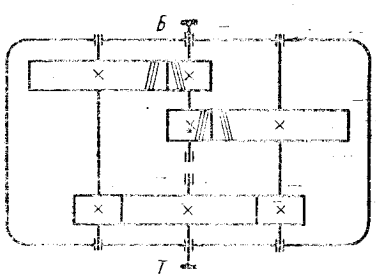
осевого перемещения, что обеспечивается соответствующей конструкцией подшипниковых узлов; в редукторе, показанном на фиг. 2.9, *а*, свободу осевого перемещения, кроме того, должен иметь тихоходный вал. При соблюдении указанного условия пере-



Фиг. 2.10. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной второй (тихоходной) ступенью:

а — кинематическая схема; *б* — общий вид (без крышки).

даваемая мощность распределяется поровну между параллельно работающими парами зубчатых колес. В результате, в опасном поперечном сечении промежуточного вала возникает крутящий момент, соответствующий половине передаваемой мощности. Сказанное относится также к редуктору, показанному на фиг. 2.10.



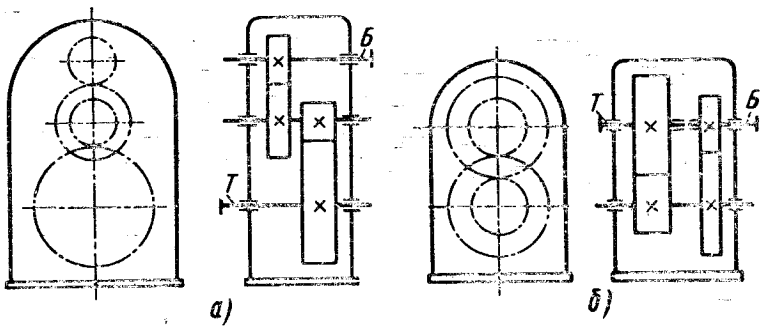
Фиг. 2.11. Кинематическая схема двухступенчатого соосного редуктора с раздвоенной передачей.

Соосный редуктор также может быть выполнен с раздвоенной передачей, как показано на схеме фиг. 2.11. Редуктор, выполненный по такой схеме, иногда называют двухпоточным.

Схемы вертикальных цилиндрических двухступенчатых редукторов приведены на фиг. 2.12.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы обычно применяют для диапазона передаточных чисел $i = 8 \div 30$; по ГОСТ 2185-55 верхний предел $i_{max} = 50$. Крупные двухступенчатые цилиндрические редукторы, выпускаемые НКМЗ, имеют $i = 7{,}33 \div 44{,}02$. При необходимости иметь редуктор с бо́льшим передаточным числом, его выполняют трехступенчатым (фиг. 2.13). Такие редукторы имеют $i_{max} \approx 400$ (редукторы, выпускаемые НКМЗ имеют $i = 31{,}06 \div 348$). Редуктор, показанный

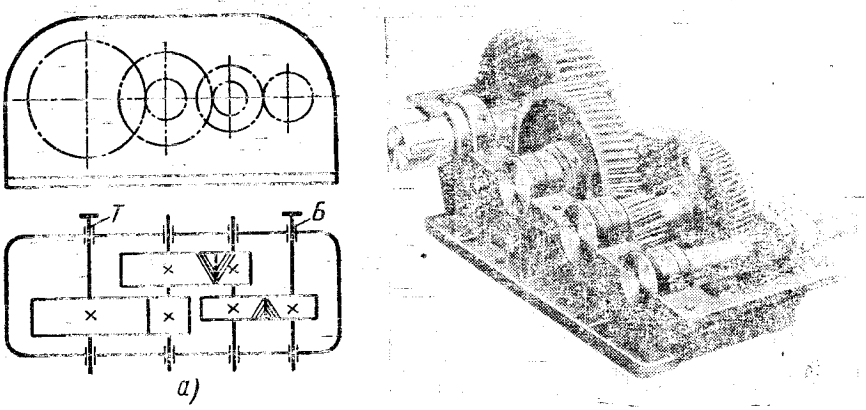
на фиг. 2.13, *б*, выполнен не с горизонтальным, как на схеме фиг. 2.13, *а*, а с наклонным разъемом. При такой конструкции



Фиг. 2.12. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических вертикальных редукторов:

а — выполненного по развернутой схеме (трехосного); *б* — соосного.

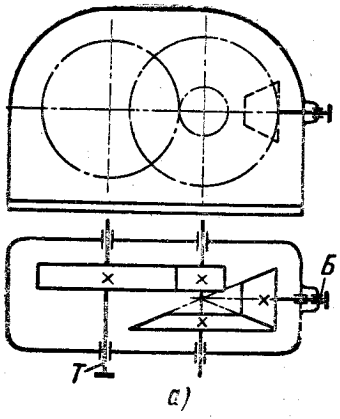
можно обеспечить смазку окунанием колес всех ступеней редуктора без чрезмерно глубокого погружения в масляную ванну колеса, имеющего наибольший диаметр. Корпуса с наклонным разъе-

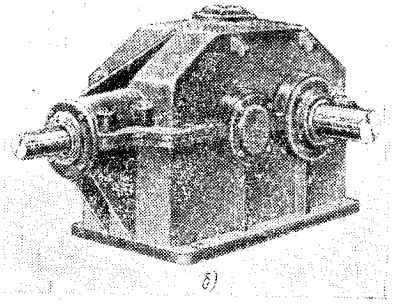


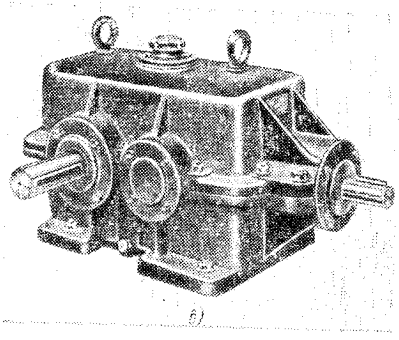
Фиг. 2.13. Трехступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор:

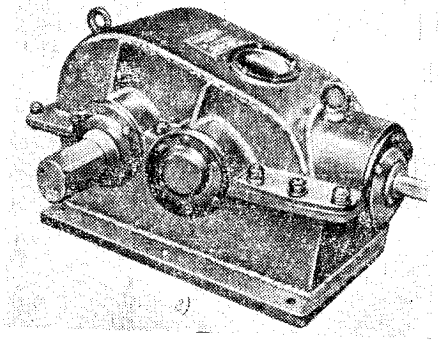
а — кинематическая схема; *б* — общий вид (со снятой крышкой) редуктора с наклонным разъемом.

мом могут применяться и в двухступенчатых редукторах. Следует, однако, учитывать, что технология изготовления корпусов с наклонным разъемом несколько сложнее, чем с горизонтальным разъемом.







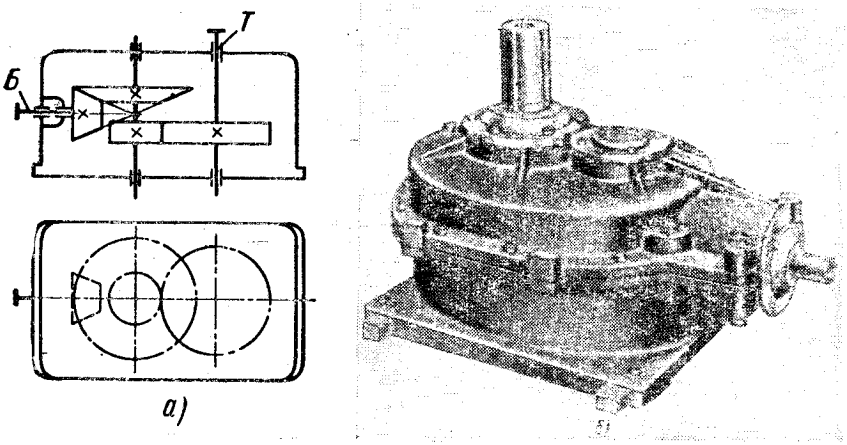


Фиг. 2.14. Двухступенчатый горизонтальный коническо-цилиндрический редуктор:

а — кинематическая схема; *б* и *в* — варианты общего вида редукторов с литыми корпусами; *г* — общий вид редуктора со сварным корпусом.

Коническо-цилиндрические редукторы

Схемы и фотографии двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов приведены на фиг. 2.14—2.16. Редуктор, показанный на фиг. 2.16, приводится в движение от фланцевого электродвигателя, устанавливаемого на корпусе редуктора.



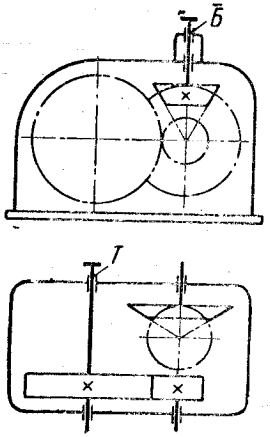
Фиг. 2.15. Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор с вертикальным тихоходным валом:

а — кинематическая схема; *б* — общий вид.

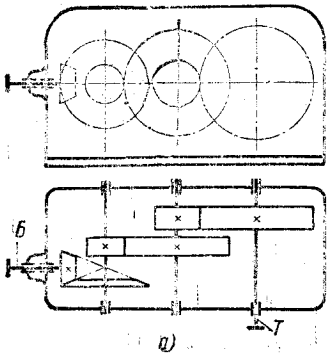
В рассматриваемых редукторах коническая пара может иметь прямые, косые или криволинейные зубья. Цилиндрическая пара также может быть либо прямозубой, либо косозубой. Валы, как правило, устанавливают на подшипниках качения.

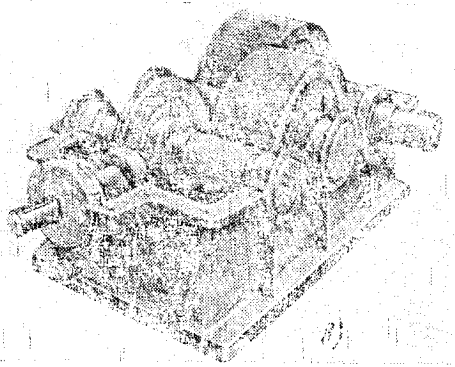
Наиболее употребительным диапазоном передаточных чисел для коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторов можно считать $i = 8 \div 15$. В качестве максимальных передаточных чисел можно принимать: при прямозубых конических колесах $i_{max} = 22$; при конических колесах с косыми или криволинейными зубьями $i_{max} = 34$ (в отдельных случаях $i_{max} = 40$).

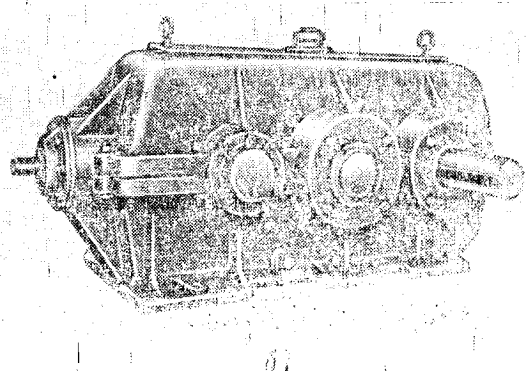
Трехступенчатые редукторы с одной конической и двумя цилиндрическими



Фиг. 2.16. Кинематическая схема двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора с вертикальным быстроходным валом.

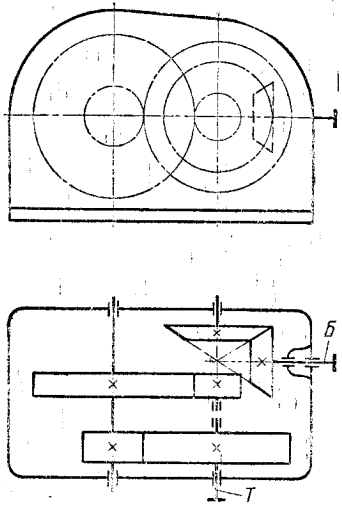




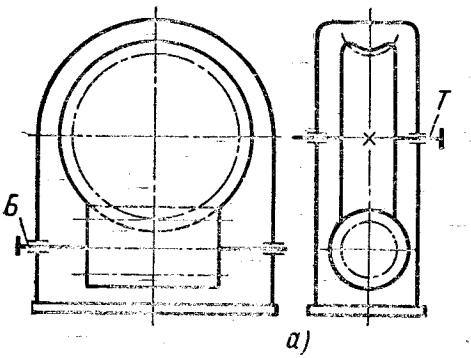


Фиг. 2.17. Трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор:

а — кинематическая схема; *б* — общий вид; *в* — то же, со снятой крышкой.

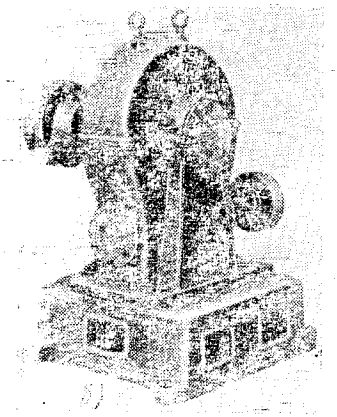


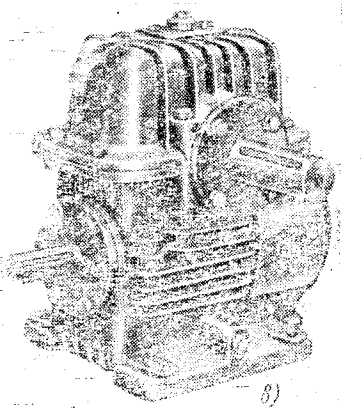
Фиг. 2.18. Кинематическая схема трехступенчатого коническо-цилиндрического редуктора с соосными цилиндрическими ступенями.

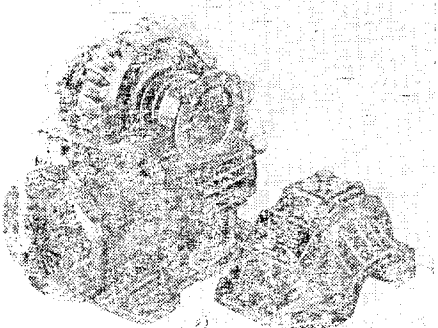


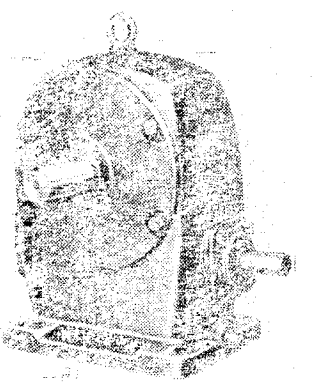
Фиг. 2.19. Червячный редуктор с нижним расположением червяка:

а — кинематическая схема; *б* — общий вид редуктора с разъемным корпусом; *в* — общий вид редуктора с ребристым разъемным корпусом и искусственным обдувом; *г* — то же, со снятой крышкой; *д* — общий вид редуктора с неразъемным корпусом.





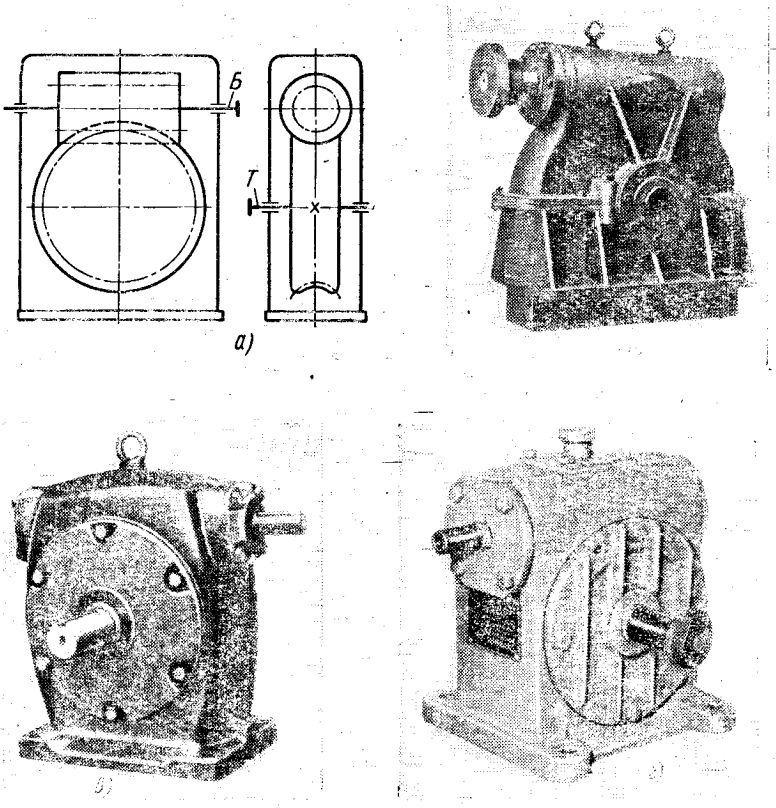




ступенями применяют при $i = 25 \div 75$. Цилиндрические ступени могут быть выполнены по развернутой схеме (фиг. 2.17) или соосными (фиг. 2.18). Указанные значения передаточных чисел относятся к наиболее употребительным для редукторов рассматриваемого типа; максимальное передаточное число $i_{max} \approx 200$, а в отдельных редких случаях $i_{max} = 315$ (по данным УЗТМ).

Червячные редукторы

По относительному положению червяка и червячного колеса различают три основные схемы червячных редукторов: с нижним,



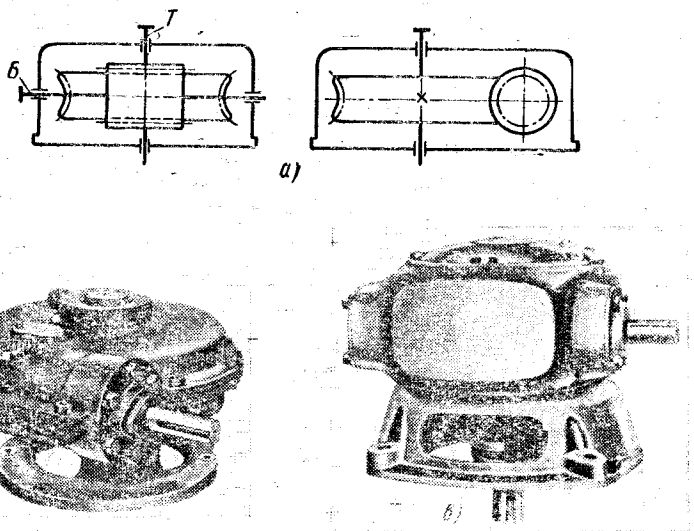
Фиг. 2.20. Червячный редуктор с верхним расположением червяка:
а — кинематическая схема; *б* — общий вид редуктора с разъемным корпусом; *в* и *г* — общие виды редукторов с неразъемными корпусами.

с верхним и с боковым расположением червяка. В последнем случае вал червячного колеса обычно вертикален, но возможно и вертикальное расположение вала червяка.

Кинематическая схема редуктора с нижним расположением червяка и три варианта общего вида показаны на фиг. 2.19.

Искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы редуктора (фиг. 2.19, *в* и *г*). Три варианта конструктивного исполнения (в одном варианте разъемный корпус и в двух — неразъемный) для редуктора с верхним расположением червяка и его кинематическая схема приведены на фиг. 2.20.

Кинематическая схема и два варианта общего вида редуктора с боковым расположением червяка (с вертикальным валом червячного колеса) показаны на фиг. 2.21. Выход вала колеса, в зависи-



Фиг. 2.21. Червячный редуктор с вертикальным валом червячного колеса;

а — кинематическая схема; *б* — общий вид редуктора с разъемным корпусом; *в* — общий вид редуктора с неразъемным корпусом.

мости от назначения и компоновки привода, может быть сделан вверх (фиг. 2.21, *а*) или вниз (фиг. 2.21, *б* и *в*). Редукторы с вертикальным валом червячного колеса применяют обычно для привода механизмов поворота, например в поворотных подъемных кранах.

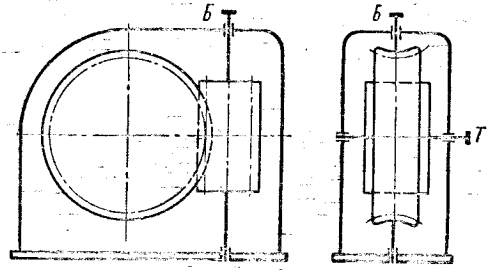
Кинематическая схема редуктора с вертикально расположенным червяком показана на фиг. 2.22; редукторы такого типа применяют редко.

При нижнем расположении червяка лучше условия смазки зацепления, при верхнем — меньше вероятность попадания в зацепление металлических частиц — продуктов износа.

Выбор схемы редуктора обычно диктуется удобством компоновки привода в целом.

Передаточные числа червячных редукторов обычно колеблются в пределах $i = 10 \div 70$ (подробнее см. § 12).

В связи со сравнительно невысоким к. п. д. червячных редукторов (см. § 1 и 13) применение их для передачи больших мощностей не



Фиг. 2.22. Кинематическая схема редуктора с вертикально расположенным червяком.

целесообразно; кроме того, и габариты их в этом случае получаются весьма большими. Практически червячные передачи применяют для передачи мощности, как правило, не свыше 35—45 *квт* и в виде исключения до 150 *квт*. В приводных установках, работающих непрерывно, применение червячных редукторов в большинстве случаев неоправдано.

Зубчато-червячные, червячно-зубчатые и двухступенчатые червячные редукторы

Схема одного из типов зубчато-червячных редукторов и его общий вид показаны на фиг. 2.23, *а* и *б*. Общий вид зубчато-червячного редуктора другого типа (с вертикальным валом червячного колеса) изображен на фиг. 2.23, *в*. Передаточные числа редукторов этих типов до 150 и в отдельных случаях выше *.

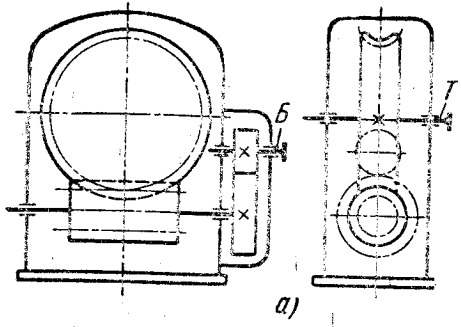
Червячно-зубчатый редуктор (кинематическая схема и варианты общих видов) представлен на фиг. 2.24.

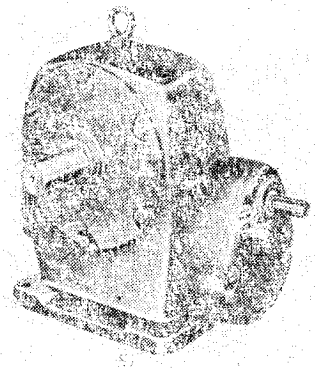
Средние значения передаточных чисел таких редукторов $i = 50 \div 130$; $i_{max} = 250$. *

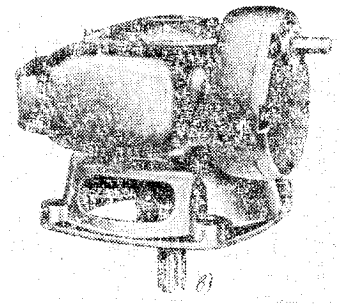
Одна из возможных схем двухступенчатого червячного редуктора показана на фиг. 2.25, *а*.

Общий вид редуктора, выполненного по этой схеме, изображен на фиг. 2.25, *б*.

* Для учебного проектирования рекомендуется ограничиться диапазоном передаточных чисел $i = 35 \div 80$.

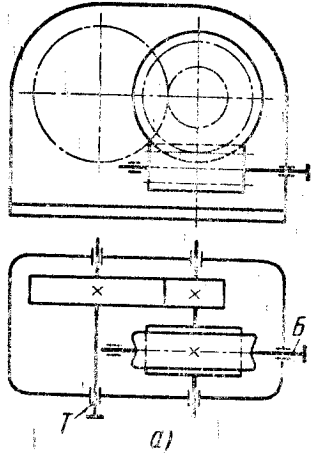


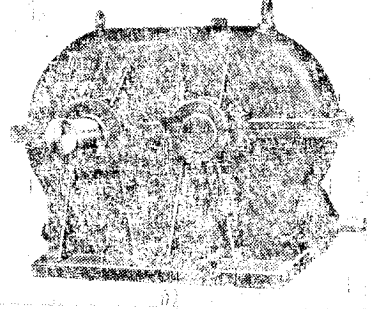


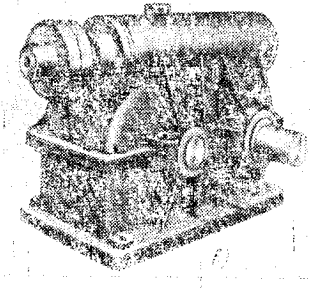


Фиг. 2.23. Двухступенчатый зубчато-червячный редуктор:

а — кинематическая схема; *б* и *в* — варианты общего вида.





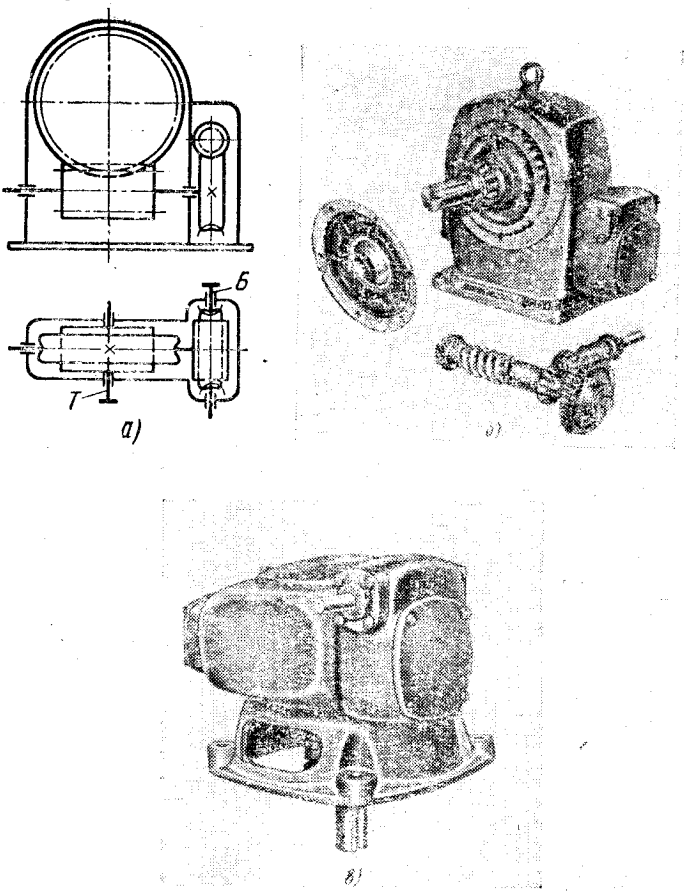


Фиг. 2.24. Двухступенчатый червячно-зубчатый редуктор:

а — кинематическая схема; *б* и *в* — варианты общего вида.

Другой тип двухступенчатого червячного редуктора представлен на фиг. 2.25, *в*.

Двухступенчатые червячные редукторы изготовляют с передаточными числами $i = 120 \div 2500$. При учебном проектировании следует ограничиваться $i = 120 \div 400$.



Фиг. 2.25. Двухступенчатый червячный редуктор:
а — кинематическая схема; *б* и *в* — варианты общего вида.

§ 6. НЕКОТОРЫЕ УКАЗАНИЯ ПО РАЗБИВКЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА В МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ

От целесообразной разбивки общего передаточного числа двух- и трехступенчатого редуктора по его отдельным ступеням в значительной степени зависят габариты редуктора, удобство смазки

каждой ступени, рациональность конструкции корпуса и удобство компоновки в корпусе всех элементов передач. Дать какую-либо строгую рецептуру разбивки передаточного числа, удовлетворяющую всем указанным требованиям, не представляется возможным, поэтому приводимые ниже рекомендации следует рассматривать лишь как ориентировочные, подлежащие корректировке в процессе и по результатам расчета передач редуктора.

В двухступенчатых горизонтальных цилиндрических редукторах, выполненных по развернутой схеме (см. фиг. 2.7, 2.9 и 2.10), желательно добиться примерно одинакового погружения колес [1] быстроходной и тихоходной ступеней в масляную ванну или иметь несколько большее погружение колеса тихоходной ступени. Это условие требует примерного равенства диаметров делительных окружностей колес ($d_{\partial 2} = d_{\partial 4}$) или $d_{\partial 4}$ должно быть немного больше $d_{\partial 2}$, что может быть достигнуто при $i_Б > i_Т$, где $i_Б$ и $i_Т$ — соответственно передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней. Ориентировочно можно выбирать передаточное число быстроходной ступени по формуле

$$i_Б = \sqrt[3]{i^2 \frac{\psi_Б}{\psi_Т}} - (0{,}01 \div 0{,}02)\, i, \qquad (2.1)$$

где $\psi_Б$ и $\psi_Т$ — коэффициенты ширины колес соответственно быстроходной и тихоходной ступеней;

$$\psi_Б = \frac{B_Б}{A_Б}, \qquad \psi_Т = \frac{B_Т}{A_Т},$$

$B_Б$ и $A_Б$ — ширина колеса и межосевое расстояние быстроходной ступени;

$B_Т$ и $A_Т$ — то же, тихоходной.

Рекомендуемые значения $\psi = 0{,}2 \div 0{,}8$ (подробнее см. § 8). Предварительно можно принимать $\frac{\psi_Б}{\psi_Т} = 0{,}7$.

Формула (2.1) без второго слагаемого в правой части представляет собой (с некоторым упрощением) зависимость, приведенную в работе [56] для выбора $i_Б$, при котором габариты редуктора по высоте получаются наименьшими. В той же работе приведены зависимости, позволяющие получить разбивку общего передаточного числа, обеспечивающую минимальные габариты редуктора по длине или по ширине, или наименьшую установочную площадь корпуса, или наименьший объем редуктора. В частности, для

---

[1] Здесь, как и в дальнейшем, термин колесо относится к большему из двух находящихся в зацеплении зубчатых колес; меньшее из них принято называть шестерней.

получения минимальных габаритов редуктора по длине следует выбирать $i_Б$ по формуле

$$i_Б = \frac{\sqrt[3]{i\frac{\psi_T}{\psi_Б}} + i}{\sqrt[3]{i\frac{\psi_T}{\psi_Б}} + 1}. \qquad (2.2)$$

Для тяжелых редукторов во многих случаях при разбивке общего передаточного числа исходят из условия минимальности суммарного веса колес или минимальности суммарного межосевого расстояния. При этом зачастую оказывается, что $i_Б < i_Т$ и равенство диаметров колес не соблюдается ($d_{\partial 2} \neq d_{\partial 4}$). Конечно, для крупных редукторов получение минимального веса и габаритов важнее возможности обеспечения смазки зацепления окунанием — смазку в этих случаях осуществляют поливанием или устанавливают смазочную шестерню (подробнее см. § 42).

В качестве примера приводим разбивку передаточного числа для некоторых двухступенчатых редукторов из числа выпускаемых НКМЗ [54].

i	7,33	8,05	8,88	9,83	10,92	12,25	13,83
$i_Б$	2,094	2,300	2,536	2,808	3,125	3,500	3,950

i	15,60	17,78	20,49	22,12	23,15	25,20
$i_Б$	3,950	4,500	5,187	5,600	6,615	5,600

При проектировании двухступенчатого цилиндрического с о о с н о г о редуктора желательно выбрать такую разбивку передаточного числа, чтобы были соблюдены не только указанные выше требования в отношении удобства смазки, но и было обеспечено достаточно полное использование нагрузочной способности быстроходной ступени. Последнее в ряде случаев достичь не удается, особенно при сравнительно большом общем передаточном числе редуктора. При небольшом общем передаточном числе ($i = 8{,}5 \div 16$) примерно одинаковое использование нагрузочной способности быстроходной и тихоходной ступеней редуктора получается при выборе $i_Б$ по формуле

$$i_Б = \frac{i - \sqrt[3]{i\frac{\psi_T}{\psi_Б}}}{\sqrt[3]{i\frac{\psi_T}{\psi_Б}} - 1}. \qquad (2.3)$$

В соосных редукторах часто принимают $\frac{\psi_T}{\psi_Б} = 1{,}5$.

При проектировании редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами, предназначенных для серийного выпуска, распределение

передаточного числа по ступеням должно соответствовать ГОСТ 2185-55 (см. табл. П16). Для горизонтальных двухступенчатых соосных редукторов разбивка общего передаточного числа в соответствии с указанным стандартом обычно обеспечивает примерно одинаковое погружение колес быстроходной и тихоходной ступеней в масляную ванну.

В случаях, когда при проектировании редуктора не предусматривается его серийный выпуск или использование корпусов и колес, выпускаемых специализированными заводами, изготовляющими эти детали в соответствии с ГОСТ 2185-55, не следует ориентироваться на разбивку передаточных чисел, указанную в ГОСТе. Для соосных редукторов указанная разбивка не обеспечивает использования нагрузочной способности быстроходной ступени; для редукторов, выполняемых по развернутой схеме, возникают затруднения с обеспечением смазки зацеплений обеих ступеней окунанием в общую масляную ванну. Для крупных редукторов следует принимать разбивку i по ГОСТу (для несоосных редукторов можно также ориентироваться на приведенные выше данные НКМЗ).

Для двухступенчатых цилиндрических вертикальных редукторов (см. фиг. 2.12, *а*) можно пользоваться формулой (2.2), дающей наиболее выгодную в отношении габаритов по высоте разбивку передаточного числа. Смазку зацепления быстроходной ступени (в случае, если не применена смазка поливанием) осуществляют с помощью смазочной шестерни.

Для соосных вертикальных редукторов (см. фиг. 2.12, *б*) при небольших значениях i следует пользоваться формулой (2.3).

В трехступенчатых горизонтальных цилиндрических редукторах смазку окунанием всех ступеней в отдельных случаях удается осуществить лишь при корпусе с наклонным разъемом (см. фиг. 2.13, *б*).

Разбивка общего передаточного числа в соответствии с ГОСТ 2185-55 приведена в табл. П17.

В коническо-цилиндрических редукторах с прямозубыми коническими колесами избегают делать коническую пару с передаточным числом более 3,5. Ориентировочно можно принимать $i_{кон} = (0{,}22 \div 0{,}28)\, i$ — меньшие значения при бо́льших общих передаточных числах. В отдельных случаях можно пойти на некоторое увеличение передаточного числа конической пары, если за счет этого можно обеспечить возможность окунания колес обеих ступеней в масляную ванну. В качестве примера приводим разбивку общего передаточного числа коническо-цилиндрических редукторов, по данным работы [14].

i	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
$i_{кон}$	2,0	2,0—2,1	2,0—2,4	2,1—2,7	2,4—2,9	2,7—3,5

Для некоторых коническо-цилиндрических редукторов, выпускаемых НКМЗ, принята следующая разбивка общего передаточного числа (см. работу [24]):

i	5,62	6,4	7,33	8,27	9,09	11,09	12,64	14,06	15,75	18,16
$i_{кон}$	1,605	1,829	2,094	2,094	2,300	2,808	2,808	3,125	3,50	3,50

В трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторах не удается обеспечить смазку зацеплений всех ступеней погружением колес в общую масляную ванну. Приводим по данным [14] некоторые варианты разбивки общего передаточного числа в редукторах указанного типа.

i	40	40	50	50	63	63	80	80	100	100
$i_1 = i_{кон}$	1,5	2,2	1,6	2,4	1,8	2,7	2,1	3,0	2,3	3,3
i_2	3,6	3,3	3,9	3,6	4,2	3,9	4,5	4,3	4,9	4,7

В зубчато-червячных редукторах для удобства общей компоновки деталей в корпусе следует принимать передаточное число зубчатой пары не более 2—2,5.

В червячно-зубчатых редукторах ориентировочно можно принимать $i_{зуб} = (0{,}03 \div 0{,}06)\ i$.

В двухступенчатых червячных редукторах удобство общей компоновки конструкции обычно обеспечивается при $A_T = 2A_Б$; передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней получаются при этом примерно одинаковыми.

Глава III

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 7. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Закрытые зубчатые передачи (редукторного типа) рассчитывают на выносливость рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и на выносливость зубьев по напряжениям изгиба. Первый из указанных расчетов должен обеспечить отсутствие усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, которое является наиболее распространенной причиной выхода из строя зубчатых передач редукторов (при неправильном расчете, несоответствии фактических характеристик материала, принятым при расчете, и т. п.). Как правило, именно этот расчет является определяющим для назначения размеров зубчатых зацеплений; поэтому он выполняется как п р о е к т н ы й.

Второй расчет служит для того, чтобы обеспечить достаточную усталостную прочность зубьев на изгиб, т. е. — надежность передачи в смысле отсутствия (при ее нормальной эксплуатации) опасности усталостного разрушения (излома) зубьев.

Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба в закрытых передачах обычно выполняют как п р о в е р о ч н ы й. При этом в подавляющем большинстве случаев расчетные напряжения изгиба в зубьях, размеры которых установлены из расчета на контактную прочность, весьма невелики — значительно ниже допускаемых напряжений. При определенном выборе параметров зацепления, материалов зубчатых колес и их термической обработки может оказаться, что проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба дает неудовлетворительный результат, и, следовательно, размеры зацепления должны быть определены из расчета зубьев на изгиб. Такое положение возможно в двух случаях:

а) если при данном межосевом расстоянии (определенном из расчета зацепления на контактную прочность) принято большое суммарное число зубьев ($z_c = z_ш + z_к$);

б) если применена поверхностная термическая или термохимическая обработка рабочих поверхностей зубьев до высокой твердости (*HRC* 40 и выше).

Величина контактных напряжений при данной нагрузке зависит от межосевого расстояния и ширины колес, а напряжений изгиба — от модуля и ширины колес. Требуемое по расчету на контактную прочность межосевое расстояние ($A = 0{,}5m_s z_c$) может быть осуществлено при различных комбинациях величин суммарного числа зубьев (z_c) и модуля (m_s); при большом z_c модуль получается небольшим, следовательно, напряжения изгиба могут оказаться выше допускаемых.

Поверхностная термическая или термохимическая обработка, обеспечивая высокую твердость рабочих поверхностей зубьев, приводит к существенному увеличению допускаемых контактных напряжений. В то же время допускаемые напряжения изгиба, определяемые в основном свойствами материала сердцевины зубьев, мало изменяются [1]. Поэтому размеры зацепления, определенные из расчета на контактную прочность, получаются значительно меньшими, чем без указанной термообработки. Повышение расчетных напряжений изгиба, вызванное уменьшением размеров зацепления, оказывается существеннее, чем увеличение соответствующих допускаемых напряжений; поэтому изгибная прочность зубьев может оказаться недостаточной.

Открытые зубчатые передачи не рассчитывают на выносливость поверхностей зубьев по контактным напряжениям, так как в этих передачах процесс абразивного износа поверхностей зубьев происходит быстрее, чем процесс их выкрашивания от возникающих в поверхностных слоях материала переменных контактных напряжений. Поэтому размеры зубчатых зацеплений открытых передач определяют из расчета зубьев на *выносливость по напряжениям изгиба*, учитывая (по некоторым расчетным методикам) уменьшение прочности зубьев, обусловленное их износом.

Некоторые передачи работают со значительными кратковременными перегрузками, в несколько раз превышающими нормальную нагрузку (так называемые пиковые нагрузки). Для этих передач необходима проверка контактных напряжений и напряжений изгиба при действии пиковых нагрузок. Первая из этих проверок должна гарантировать отсутствие хрупкого разрушения или пластических деформаций рабочих поверхностей зубьев. Аналогично, вторая — должна гарантировать отсутствие хрупкого излома или пластических деформаций при изгибе. Сказанное относится в равной мере как к закрытым, так и к открытым передачам.

Действие пиковых нагрузок непродолжительно, поэтому их влияние на поверхностную и общую усталостную прочность зубьев

[1] Согласно подавляющему большинству принятых в настоящее время расчетных методик, влияние некоторых видов поверхностной термической или термохимической обработки сказывается при определении допускаемых напряжений изгиба лишь на уменьшении величины эффективного коэффициента концентрации напряжений у корня зуба. Возможное изменение предела выносливости материала зубьев не учитывается.

не учитывают. Определение напряжений, вызванных пиковыми нагрузками, представляет собой проверку зубьев на поверхностную и общую статическую прочность.

Формулы для расчетов на усталостную и статическую прочность одинаковы, различны лишь значения принимаемых при этих расчетах допускаемых напряжений (см. § 11). Это относится как к расчетам на контактную прочность, так и на изгиб.

Применяемые методы расчета зубчатых зацеплений, базируясь в основном на одних и тех же теоретических предпосылках, имеют определенные различия в структуре расчетных формул, в выборе входящих в них эмпирических коэффициентов и принимаемых допускаемых напряжений. Иногда это отличие в расчетных формулах, приводимых в различных источниках, чисто внешнее, связанное с их построением в различной размерности и с выбором величины, характеризующей нагрузку передачи; в одном случае за такую величину принимают отношение передаваемой мощности к угловой скорости в оборотах в минуту, в другом — вращающий момент на валу шестерни, в третьем — вращающий момент на валу колеса. Кроме того, расчет на контактную прочность в одних случаях ведут по максимальным (по абсолютной величине) нормальным напряжениям, возникающим в точках средней линии площадки контакта (см., например, работы [15], [18], [21], [23], [27], [32], [34], [38], [45], [57]), в других — по максимальным касательным напряжениям, возникающим на некоторой глубине под поверхностью контакта (см., например, работы, [6], [62]).

Максимальные (по абсолютной величине) нормальные напряжения определяют по формуле Герца [1], полученной для контакта двух бесконечно длинных круговых цилиндров с параллельными образующими,

$$\sigma_{max} = 0{,}418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}, \qquad (3.1)$$

где q — нагрузка на единицу длины контактной линии;

$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ — так называемый приведенный модуль упругости для материалов колес;

$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$ — приведенная кривизна профилей зубьев в месте контакта.

[1] Строго говоря, формула Герца дает величину максимального контактного давления p_0, действующего в точках средней линии контактной полоски. Материал контактирующих цилиндров в этих точках находится в условиях объемного напряженного состояния — трехосного сжатия; при этом наибольшее по модулю напряжение сжатия — главное напряжение σ_3 — по абсолютной величине равно p_0. В формуле (3.1) для абсолютной величины σ_3 принято обозначение σ_{max}; в формулах для расчета зубчатых зацеплений, полученных на основе формулы (3.1), взамен σ_{max} принято обозначение $\sigma_к$ (в некоторых источниках — $\sigma_{пов}$).

Зависимости для расчета по максимальным касательным напряжениям, приводимые в различных источниках, можно разделить на две основные группы. К первой группе относятся зависимости, в основу которых положена формула

$$\tau_{max} = 0{,}127 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}; \qquad (3.2)$$

ко второй — зависимости, основанные на формуле

$$\tau_{max} = 0{,}145 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}. \qquad (3.3)$$

Формула (3.2) получена при установленном Герцем эллиптическом законе распределения нормальных давлений по ширине площадки контакта в предположении отсутствия на площадке контакта касательных сил. Формула (3.3) получена при исследовании напряженного состояния в зоне контакта с учетом касательных сил — сил трения (при коэффициенте трения порядка 0,2), действующих на контактной площадке.

Отношение σ_{max} к τ_{max} — величина постоянная:

$$\frac{\sigma_{max}}{\tau_{max}} = \frac{0{,}418}{0{,}127} = 3{,}29,$$

или

$$\frac{\sigma_{max}}{\tau_{max}} = \frac{0{,}418}{0{,}145} = 2{,}88.$$

Следовательно, результат расчета по нормальным и по касательным напряжениям будет одинаков, если принять допускаемое нормальное напряжение в 3,29 раза (или 2,88 раза) выше допускаемого касательного напряжения.

Расчеты зубчатых передач по нормальным и по касательным напряжениям в равной степени условны. Здесь принят расчет по нормальным напряжениям, пользующийся в настоящее время преимущественным распространением. Методика расчета, излагаемая ниже, в основном совпадает с приведенной в учебниках [18], [23], [45] и в монографиях [27], [57]; кроме того, использованы материалы из книг [1], [9], [14], [15], [21], [32], [48] и некоторых других источников, список которых приведен в конце пособия. В методику расчета внесены некоторые упрощения, обусловленные назначением настоящего пособия.

Здесь рассматривается расчет зубчатых передач цилиндрическими колесами (с прямыми, косыми и шевронными зубьями) и коническими прямозубыми колесами.

§ 8. ПЕРЕДАЧИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Зависимости для расчета на контактную прочность, общие для колес с зубьями различной формы, приведены в табл. 3.1. Некоторые отличия в расчетах прямозубых и косозубых (шевронных)

колес, связанные с выбором отдельных коэффициентов, входящих в расчетные формулы, и параметров зацепления, указаны в табл. 3.1 и следующих за ней дополнительных пояснениях по методике расчета.

При окружных скоростях $v > 6$ *м/сек* экономически и технически целесообразнее применять косозубые колеса, так как при таких сравнительно высоких скоростях прямозубые колеса работают удовлетворительно лишь при высокой точности их изготовления и тщательном монтаже передачи. В некоторых источниках рекомендуется переход на косозубые колеса даже при $v \geqslant 3$ *м/сек*.

Шевронные колеса в большинстве случаев применяют для передачи сравнительно больших мощностей. Различают два типа шевронных колес: а) с жестким углом шеврона, б) с канавкой между зубьями. Выбор того или иного типа определяется, с одной стороны, располагаемым зуборезным оборудованием, с другой, — требуемой точностью изготовления зацепления, зависящей от окружной скорости. Следует иметь в виду, что колеса с проточкой могут быть изготовлены более точно, чем колеса с жестким углом шеврона.

Проектный расчет зубчатого зацепления на контактную прочность, как правило, служит для определения требуемого межосевого расстояния. Материалы шестерни и колеса и соответствующие допускаемые контактные напряжения выбирают по данным § 11. В двух- и трехступенчатых редукторах для всех шестерен, как правило, принимают один и тот же материал; то же и для всех колес. Коэффициентом нагрузки предварительно задаются, а после определения параметров зацепления уточняют его величину (см. § 10).

Коэффициент ширины колес ψ_A выбирают в следующих пределах:

для прямозубых колес $\psi_A = 0{,}2 \div 0{,}4$;

для косозубых колес $\psi_A = 0{,}2 \div 0{,}6$;

при этом значения $\psi_A < 0{,}4$ могут быть приняты лишь при условии соблюдения неравенства

$$\psi_A \geqslant \frac{2{,}5 m_n}{A \sin\beta},$$

где m_n — нормальный модуль зацепления в *мм*;

A — межосевое расстояние в *мм*;

$\beta = \beta_\partial$ — угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

Для шевронных колес $\psi_A = 0{,}5 \div 0{,}8$ (в тяжелых редукторах до 1, 2).

При проектировании редуктора, параметры которого должны соответствовать ГОСТ 2185-55, значения ψ_A следует принимать по табл. П14 (в указанных выше пределах).

Значения ψ_A, меньшие приведенных, встречаются в некоторых типах коробок передач ($\psi_A = 0{,}12 \div 0{,}15$).

При выборе величины ψ_A надо учитывать следующее:

а) при консольном расположении хотя бы одного из двух находящихся в зацеплении колес не следует принимать большие значения ψ_A;

3.1. Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев цилиндрических колес

Проектный расчет		Проверочный расчет
Определяемая величина	Расчетная формула	
Общие формулы (при произвольных сочетаниях материалов шестерни и колеса и при любом угле зацепления)		
Межосевое расстояние	$A=(i\pm 1)\times$ $\times\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}418}{[\sigma]_к}\right)^2\frac{2E_{пр}}{\sin 2\alpha}\times \frac{M_{рш}}{\psi_A i k_n}}$ (3.4)	$\sigma_к=0{,}418\times$ $\times\sqrt{\frac{2E_{пр}}{\sin 2\alpha}\cdot\frac{M_{рш}(i\pm 1)^3}{A^2 B i k_n}}\leqslant$ $\leqslant[\sigma]_к$ (3.5)
Формулы для стальных колес при 20-градусном некорригированном зацеплении		
Межосевое расстояние	В единицах системы МКГСС и внесистемных $A=(i\pm 1)\times$ $\times\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2\frac{M_{рш}}{\psi_A i k_n}}$ (3.6) В единицах СИ $A=(i\pm 1)\times$ $\times\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}34\cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2\frac{M_{рш}}{\psi_A i k_n}}$ (3.6а)	
Ширина колес по заданному моменту на шестерне	В единицах системы МКГСС и внесистемных $B=\left(\frac{1080}{A[\sigma]_к}\right)^2\frac{M_{рш}(i\pm 1)^3}{ik_n}$ (3.7) В единицах СИ $B=\left(\frac{0{,}34\cdot 10^6}{A[\sigma]_к}\right)^2\times$ $\times\frac{M_{рш}(i\pm 1)^3}{ik_n}$ (3.7а)	*По заданному моменту на шестерне* В единицах системы МКГСС и внесистемных $\sigma_к=\frac{1080}{A}\sqrt{\frac{M_{рш}(i\pm 1)^3}{Bik_n}}\leqslant$ $\leqslant[\sigma]_к$ (3.8) В единицах СИ $\sigma_к=\frac{0{,}34\cdot 10^6}{A}\times$ $\times\sqrt{\frac{M_{рш}(i\pm 1)^3}{Bik_n}}\leqslant$ $\leqslant[\sigma]_к$ (3.8а)

Проектный расчет		Проверочный расчет
Определяемая величина	Расчетная формула	
Ширина колес по заданному окружному усилию	В единицах системы МКГСС и внесистемных $B = \left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{P_p (i \pm 1)^2}{A i k_n} =$ $= \left(\frac{1530}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{P_p (i \pm 1)}{d_{дк} k_n}$ (3.9) В единицах СИ $B = \left(\frac{0{,}34 \cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{P_p (i \pm 1)^2}{A i k_n} =$ $= \left(\frac{0{,}482 \cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2 \times$ $\times \frac{P_p (i \pm 1)}{d_{дк} k_n}$ (3.9а)	*По заданному окружному усилию* В единицах системы МКГСС и внесистемных $\sigma_к = 1080 \sqrt{\frac{P_p (i \pm 1)^2}{A B i k_n}} =$ $= 1530 \sqrt{\frac{P_p (i \pm 1)}{d_{дк} B k_n}} \leqslant$ $\leqslant [\sigma]_к$ (3.10) В единицах СИ $\sigma_к = 0{,}34 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{P_p (i \pm 1)^2}{A B i k_n}} =$ $= 0{,}482 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{P_p (i \pm 1)}{d_{дк} B k_n}} \leqslant$ $\leqslant [\sigma]_к$ (3.10а)

Обозначения:

A — межосевое расстояние передачи;

i — передаточное отношение (во всех случаях $i \geqslant 1$, в выражении $i \pm 1$ знак плюс — при внешнем зацеплении, знак минус — при внутреннем зацеплении);

$E_{пр} = \frac{2E_ш E_к}{E_ш + E_к}$ — приведенный модуль упругости,

$E_ш$ и $E_к$ — модули упругости соответственно материалов шестерни и колеса. Если оба зубчатых колеса стальные —

$$E_{пр} = E_ш = E_к = 2{,}15 \cdot 10^6 \ кГ/см^2 = 2{,}1 \cdot 10^{11} \ н/м^2;$$

при обоих чугунных колесах

$$E_{пр} = E_ш = E_к = 1{,}0 \cdot 10^6 \ кГ/см^2 = 0{,}981 \cdot 10^{11} \ н/м^2;$$

при стальной шестерне и чугунном колесе

$$E_{пр} = 1{,}36 \cdot 10^6 \ кГ/см^2 = 1{,}34 \cdot 10^{11} \ н/м^2;$$

$M_{рш}$ — расчетный момент на шестерне

$$M_{рш} = K M_ш,$$

где K — коэффициент нагрузки (см. § 10), $M_ш$ — номинальный момент на шестерне;

B — ширина зубчатого колеса, при различной ширине находящихся в зацеплении колес принимают меньшую;

$\psi_A = \frac{B}{A}$ — коэффициент ширины, указания по выбору ψ_A см. стр. 49 и 52;

α — угол зацепления, при стандартном некорригированном зацеплении $\alpha = 20°$;

$\sigma_к$ и $[\sigma]_к$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения, указания по выбору допускаемых напряжений см. § 11;

k_n — коэффициент, учитывающий повышение нагрузочной способности за счет увеличения суммарной длины контактных линий; для прямозубых колес $k_n = 1{,}0$; для косозубых при угле наклона зубьев на делительном цилиндре $\beta_д = \beta \leqslant 25°$ $k_n \approx 1{,}35$ (при твердости рабочих поверхностей зубьев не более $HB350$); $k_n \approx 1{,}15$ (при твердости выше $HB350$); для косозубых и шевронных колес при $\beta_д = \beta > 25°$ независимо от твердости $k_n \approx 1{,}15$;

P_p — расчетное окружное усилие:

$$P_p = KP,$$

где P — номинальное окружное усилие;

$d_{дк}$ — диаметр делительной окружности колеса.

Размерность величин:

	Система МКГСС и внесистемные единицы	Международная система единиц (СИ)
A, B, $d_{дк}$	*см*	*м*
$\sigma_к$, $[\sigma]_к$, $E_{пр}$	*кГ/см²*	*н/м²*
$M_{рш}$, $M_ш$	*кГ·см*	*н·м*
P_p, P	*кГ*	*н*

б) при проектировании передач на небольшие нагрузки, когда можно ожидать получения малых значений модуля, следует ориентироваться на $\psi_A < 0{,}3$;

в) для второй (тихоходной) ступени редуктора обычно принимают большие значения ψ_A, чем для первой;

г) повышение точности изготовления и монтажа передачи позволяет принимать более высокие значения ψ_A.

Во всех случаях рекомендуется соблюдать следующие ограничения ширины колес:

для прямозубых

$$\psi_d = \frac{B}{d_{дш}} \leqslant 1{,}0;$$

для косозубых

$$\psi_d = \frac{B}{d_{дш}} \leqslant 1{,}5;$$

для шевронных

$$\psi_d = \frac{B}{d_{дш}} \leqslant 2{,}5,$$

где $d_{дш}$ — диаметр делительной окружности шестерни.

Методика расчета (после определения требуемой величины A) для редукторов, параметры которых должны соответствовать ГОСТ 2185-55, и для нестандартных редукторов несколько различна.

При проектировании стандартного редуктора значение A, определенное по формуле (3.4) или (3.6), должно быть округлено до ближайшего стандартного по табл. П13. Затем выбирают значе-

ния суммарного числа зубьев и модуля. Для прямозубых колес и шевронных со стандартным торцовым модулем (m_s) соответствующие данные приведены в табл. П18. Величину угла $\beta = \beta_\partial$ выбирают для шевронных колес в пределах 25 — 40°. Для косозубых колес рекомендуемые значения z_c, β и m_n при данном A приведены в табл. П19, но эти данные не являются обязательными и соответствуют наименьшим (при данных A и m_n) значениям β; в случае, если будет призвано целесообразным принять бо́льшие значения β (в пределах 8 — 15°) можно этой таблицей не пользоваться, ограничиваясь соблюдением ГОСТа в отношении A, ψ_A, m_n и i (см. табл. П15). Связь между A, $z_c = z_ш + z_к$, m_n и β выражается формулой

$$A = \frac{z_c}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{z_ш + z_к}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos\beta}. \qquad (3.11)$$

При выбранных z_c и i число зубьев шестерни определяют по формуле (с округлением до целого числа)

$$z_ш = \frac{z_c}{i+1}, \qquad (3.12)$$

а число зубьев колеса

$$z_к = z_c - z_ш. \qquad (3.13)$$

В ряде случаев стандартом предусмотрено при данном межосевом расстоянии и передаточном числе несколько различных вариантов выбора z_c и m. Следует принять те значения, при которых отклонение от стандартного передаточного числа будет находиться в допускаемых пределах (см. примечания к табл. П16 и П17), и величина модуля окажется достаточной по условию прочности зубьев на изгиб.

Пусть, например, при расчете одноступенчатого редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами было получено требуемое межосевое расстояние $A = 167$ *мм*, заданное передаточное число $i = 3{,}47$. По ГОСТ 2185-55 (см. табл. П13) принимаем $A = 175$ *мм*; $z_c = 140$. По табл. П16 принимаем стандартное значение передаточного числа $i = 3{,}55$ и определяем число зубьев шестерни

$$z_ш = \frac{z_c}{i+1} = \frac{140}{3{,}55+1} \approx 31.$$

Число зубьев колеса

$$z_к = z_c - z_ш = 140 - 31 = 109.$$

Фактическое значение передаточного числа

$$i = \frac{z_к}{z_ш} = \frac{109}{31} = 3{,}51$$

отличается от стандартного на 1,12% при допускаемом отклонении ± 2,5% (см. табл. П16). Принятым значениям A и z_c соответствует $m = 2{,}5$ *мм*. Если при таком значении модуля прочность зубьев на изгиб окажется недостаточной, надо будет принять $z_c = 100$ и $m = 3{,}5$ *мм*. При этом $z_ш = 22$, $z_к = 78$, $i = 3{,}545$, т. е. отличается от стандартного всего на 0,14%.

Расчет двухступенчатого редуктора с параметрами, соответствующими ГОСТ 2185-55, можно рекомендовать начинать с определения межосевого расстояния A_T тихоходной ступени. Межосевое расстояние быстроходной ступени $A_Б$ должно быть принято в соответствии с A_T по ГОСТу (см. табл. П13). Затем по формуле (3.7) следует определить требуемую ширину колес быстроходной ступени и округлить полученный размер, с тем чтобы ψ_A этой ступени соответствовало ГОСТу (см. табл. П14).

При проектировании *нестандартного редуктора* после определения требуемого межосевого расстояния задаются величиной модуля по соотношению

$$m = (0{,}010 \div 0{,}020)\, A. \qquad (3.14)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 9563-60 (табл. 3.2).

3.2. Значения модулей зубчатых передач в *мм*
(по ГОСТ 9563-60)

m						
0,3	1	(2,75)	4,5	9	16	30
0,4	1,25	3	5	10	18	33
0,5	1,5	(3,25)	5,5	11	20	36
0,6	1,75	3,5	6	12	22	39
0,7	2	(3,75)	6,5	13	24	42
0,8	2,25	4	7	14	26	45
—	2,5	(4,25)	8	15	28	50

Примечание. Значения модулей, указанные в скобках, желательно не применять.

При этом для косозубых колес, как правило, стандартным является нормальный модуль m_n. Для шевронных колес стандартным может быть либо нормальный m_n, либо торцовый модуль m_s. Это зависит от применяемого зуборезного оборудования и инструмента.

Определяют суммарное число зубьев z_c. Для прямозубых колес или шевронных колес со стандартным торцовым модулем

$$z_c = z_ш + z_к = \frac{2A}{m_s}, \qquad (3.15)$$

для косозубых или шевронных колес со стандартным нормальным модулем

$$z_c = z_ш + z_к = \frac{2A\cos\beta}{m_n}. \qquad (3.16)$$

Углом наклона зубьев задаются в указанных выше пределах.

Число зубьев шестерни и колеса определяют по формулам (3.12) и (3.13). При этом желательно, чтобы для первой ступени редуктора

$z_ш = 22 \div 30$, для второй и третьей $z_ш = 17 \div 24$. Для некорригированных колес должно выполняться неравенство $z_ш \geqslant z_{min}$, где z_{min} — минимальное число зубьев, при котором не получается их подрезания в процессе нарезания зубьев инструментом реечного типа;

$$z_{min} \approx 17 \cos^3 \beta. \qquad (3.17)$$

Уточняют передаточное число и межосевое расстояние (в результате округления модуля до стандартного и значений $z_ш$ и $z_к$ до целых чисел межосевое расстояние оказывается отличным от полученного по расчету на контактную прочность). Действительное межосевое расстояние определяют по формуле (3.11). Желательно, чтобы A выражалось целым числом миллиметров. При стандартном нормальном модуле в косозубой или шевронной передаче этого нетрудно добиться путем некоторого изменения величины угла β.

Поясним ход расчета на числовом примере. Предположим, что для передачи с $i = 4{,}2$ из расчета на прочность получено $A = 157$ *мм*. Ориентируясь на соотношение (3.14), принимаем $m_n = 2$ *мм* и задаемся углом наклона зубьев $\beta = 10°$. По формуле (3.16)

$$z_c = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 157 \cos 10°}{2} \approx 155.$$

По формулам (3.12) и (3.13) находим числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_ш = \frac{z_c}{i + 1} = \frac{155}{4{,}2 + 1} \approx 30;$$

$$z_к = z_c - z_ш = 155 - 30 = 125.$$

Фактическое передаточное число

$$i = \frac{z_к}{z_ш} = \frac{125}{30} = 4{,}167,$$

что отличается от заданного всего лишь на 0,787%.

Межосевое расстояние при принятых параметрах

$$A = \frac{z_c}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{155}{2} \cdot \frac{2}{\cos 10°} = \frac{155}{0{,}9848} = 157{,}39 \text{ мм}.$$

Принимаем $A = 157$ *мм* и определяем соответствующее (скорректированное) значение угла β.

$$\cos \beta = \frac{z_c m_n}{2A} = \frac{155 \cdot 2}{2 \cdot 157} = 0{,}98726;$$

$$\beta = 9°08'48''.$$

После того как основные параметры зацепления установлены (независимо от того, проектируется ли редуктор со стандартными или нестандартными параметрами), следует проверить величину расчетных контактных напряжений [см. формулы (3.5), (3.8), (3,8а), (3.10) и (3,10а)]. Такая проверка необходима в первую очередь потому, что после определения размеров зацепления и окружной скорости колес уточняют величину коэффициента нагрузки. Если даже окажется,

что коэффициент нагрузки незначительно отличается от принятого предварительно, то указанная проверка все равно имеет смысл, так как может выявить вычислительную ошибку, допущенную при определении межосевого расстояния. Более или менее значительное расхождение величин $\sigma_к$ и $[\sigma]_к$ укажет на наличие такой ошибки (при этом, конечно, предполагается, что коэффициент нагрузки мало изменился).

Проверку рабочих поверхностей зубьев на отсутствие пластических деформаций или хрупкого разрушения производят в случае, если в зацеплении возникают пиковые нагрузки (см. стр. 46) по формуле [1]

$$\max \sigma_к = \sigma_к \sqrt{\frac{M_{ш\,max}}{M_ш}} \leqslant [\sigma]_{к\,пред}, \qquad (3.18)$$

где $\max \sigma_к$ — контактное напряжение, соответствующее нагружению передачи максимальным (пиковым) моментом;

$M_ш$ и $M_{ш\,max}$ — соответственно номинальный и максимальный (пиковый) моменты на валу шестерни;

$\sigma_к$ — контактное напряжение, определенное при проверке рабочих поверхностей зубьев на выносливость;

$[\sigma]_{к\,пред}$ — допускаемое предельное контактное напряжение, принимаемое по данным, приведенным в § 11.

Проверку зубьев на выносливость по напряжениям изгиба выполняют по формулам (3.19) или (3.20), приведенным в табл. 3.3. В случае неудовлетворительного результата этой проверки можно несколько увеличить ширину колес, не выходя за пределы рекомендуемых значений ψ_d. Такой путь обычно оказывается целесообразным при превышении $\sigma_и$ над $[\sigma]_и$ в пределах не свыше 15—20%. При большем превышении следует увеличить модуль зацепления, желательно без увеличения межосевого расстояния.

Увеличение модуля без изменения или при малом изменении A связано с соответствующим уменьшением z_c.

Для некорригированного зацепления уменьшение z_c ограничено условием $z_ш \geqslant z_{min}$.

При проектном расчете открытых передач определяют требуемый модуль зацепления по формуле (3.21) с учетом указаний, приведенных в табл. 3.3 Числом зубьев шестерни следует задаться. При этом учитывают, что уменьшение $z_ш$ (и, как следствие, $z_к$) ухудшает условия зацепления, но позволяет получить меньшие габариты передачи. В отдельных случаях в тихоходных передачах (в частности, при ручном приводе) допускают, чтобы зубья имели небольшое подрезание, т. е. принимают $z_ш$ на несколько зубьев меньше z_{min} (см. стр. 55).

[1] Можно пользоваться одной из формул (3.5), (3.8) или (3.10) с заменой $[\sigma]_к$ на $[\sigma]_{к\,пред}$, но удобнее применять формулу (3.18).

3.3. Расчет на изгиб зубьев цилиндрических колес

Определяемая величина	Проектный расчет	Проверочный расчет
Напряжения изгиба:		
по заданному моменту	—	$\sigma_u = \dfrac{2M_p\gamma}{y m_n^2 B z k_{nu}} \leqslant [\sigma]_u$ (3.19)
по заданному окружному усилию	—	$\sigma_u = \dfrac{P_p\gamma}{y m_n B k_{nu}} \leqslant [\sigma]_u$ (3.20)
Модуль зацепления	$m_n = \sqrt[3]{\dfrac{2M_p\gamma}{y[\sigma]_u \psi_m z k_{nu}}}$ (3.21)	—
Ширина колес	$B = \dfrac{P_p\gamma}{y m_n k_{nu}[\sigma]_u} = \dfrac{2M_p\gamma}{y[\sigma]_u m_n^2 k_{nu} z}$ (3.22)	—

Обозначения:

σ_u — расчетное напряжение изгиба в зубе шестерни или колеса;

M_p — расчетный момент; на валу шестерни $M_{pш} = KM_ш$ или колеса $M_{pк} = KM_к$;

$M_ш$ и $M_к$ — номинальные значения моментов;

K — коэффициент нагрузки (см. § 10);

γ — коэффициент, учитывающий уменьшение момента сопротивления опасного сечения зуба вследствие износа; для закрытых передач $\gamma = 1{,}0$; для открытых передач $\gamma = 1{,}25 \div 1{,}5$, бо́льшие значения берут в тех случаях, когда можно ожидать интенсивного износа;

y — коэффициент формы зуба; принимают по табл. 3.4 в зависимости от числа зубьев (действительного z для прямозубых и фиктивного $z_\phi = \dfrac{z}{\cos^3\beta}$ для косозубых и шевронных) рассчитываемого колеса;

m_n — нормальный модуль зацепления; для прямозубых колес $m_n = m$;

B — ширина колеса;

z — число зубьев шестерни ($z_ш$) или колеса ($z_к$);

k_{nu} — коэффициент, учитывающий повышение несущей способности косозубых и шевронных колес по изгибной прочности зубьев по сравнению с прямозубыми колесами; для прямозубых колес $k_{nu} = 1{,}0$; для косозубых и шевронных $k_{nu} \approx 1{,}4$.

$[\sigma]_u$ — допускаемое напряжение изгиба; $[\sigma_0]_u$ — при одностороннем действии нагрузки; $[\sigma_{-1}]$ — при переменном направлении изгиба зубьев; выбор $[\sigma_0]_u$ и $[\sigma_{-1}]_u$ см. § 11.

P_p — расчетное значение окружного усилия ($P_p = KP$, где P — номинальное значение окружного усилия);

$\psi_m = \dfrac{B}{m_n}$ — коэффициент ширины; для прямозубых колес с литыми зубьями $\psi_m = 6 \div 10$, с нарезанными зубьями $\psi_m = 10 \div 20$ (в открытых передачах обычно 10 — 12); для косозубых колес $\psi_m = 15 \div 40$; для шевронных $\psi_m = 30 \div 60$ и в отдельных случаях выше.

Продолжение табл. 3.3

Размерность величин:	Система МКГСС и внесистемные единицы	Международная система единиц (СИ)
m_n, B	*см* или *мм*	*м*
σ_u; $[\sigma]_u$	*кГ/см²* или *кГ/мм²*	*н/м²*
P_p	*кГ*	*н*
M_p	*кГ·см* или *кГ·мм*	*н·м*

Примечания: 1. Рассчитывать следует зубья того из сцепляющихся колес, для которого произведение $y[\sigma]_u$ меньше.

2. В формулах (3.19), (3.21) и (3.22) расчетный момент и число зубьев обязательно должны относиться к одному и тому же зубчатому колесу, т. е. в формулу должно быть подставлено $M_{pш}$ и $z_ш$ или $M_{pк}$ и $z_к$.

3.4. Коэффициент формы зуба y для некорригированного 20-градусного зацепления при $f_0 = \frac{h'}{m_n} = 1{,}0$*

Число зубьев	Зубчатые колеса и шестерни внешнего зацепления и шестерни внутреннего зацепления	Зубчатые колеса с внутренними зубьями	Число зубьев	Зубчатые колеса и шестерни внешнего зацепления и шестерни внутреннего зацепления	Зубчатые колеса с внутренними зубьями
12	0,304	—	35	0,431	0,798
14	0,324	—	40	0,442	0,763
16	0,339	—	45	0,451	0,734
18	0,354	—	50	0,457	0,713
20	0,372	—	65	0,472	0,669
22	0,383	—	80	0,478	0,636
24	0,395	—	100	0,481	0,610
26	0,404	—	150	0,490	0,576
28	0,411	—	300	0,496	0,543
30	0,416	0,846	Рейка	0,523	—

* При $f_0 = \frac{h'}{m_n} = 0{,}8$ величину коэффициента y следует разделить на 0,8 (h' — высота головки зуба).

Проверочный расчет производят после установления параметров зацепления и уточнения коэффициента нагрузки. При неудовлетворительном результате проверочного расчета ($\sigma_u > [\sigma]_u$) предпочтительно увеличить B, а не m.

Проверка зубьев на отсутствие пластических деформаций или хрупкого излома при изгибе производится в случае, если в передаче (закрытой или открытой) возникают пиковые нагрузки. Расчет выполняют по формуле

$$\max \sigma_u = \sigma_u \frac{M_{\max}}{M} \leqslant [\sigma]_{u\ пред}. \qquad (3.23)$$

где max $\sigma_и$ — напряжение изгиба, соответствующее нагружению передачи максимальным (пиковым) моментом;

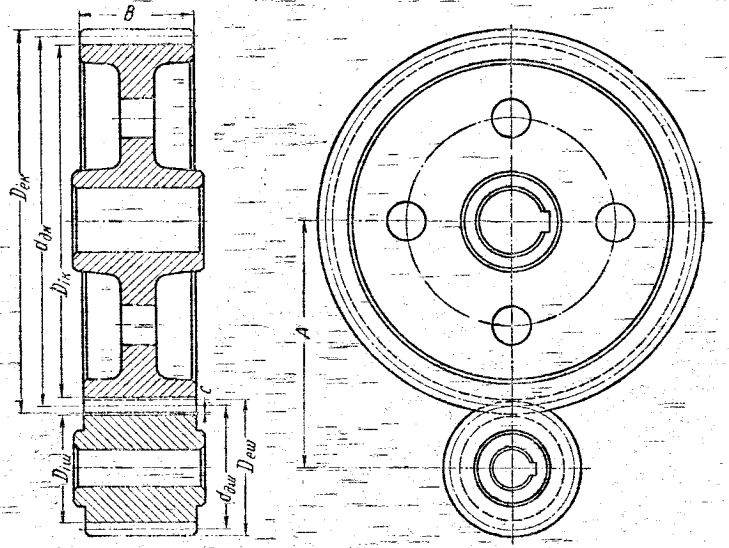
$\sigma_и$ — напряжение изгиба, определенное по формуле (3.19) или (3.20);

M_{max} — максимальный (пиковый) момент;

M — номинальный момент;

$[\sigma]_{и\ пред}$ — допускаемое предельное напряжение изгиба, принимаемое по данным, приведенным в § 11.

Геометрический расчет внешнего зацепления (фиг. 3.1) выполняется по формулам, приведенным в табл. 3.5. Формулы, относя-



Фиг. 3.1. Внешнее зацепление цилиндрических зубчатых колес.

щиеся к геометрическому расчету и встречавшиеся в предыдущем тексте, повторены в таблице.

3.5. Геометрический расчет некорригированного зацепления цилиндрических зубчатых колес (обозначения по фиг. 3.1)

Наименование элемента зацепления	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности:	
шестерни	$d_{\partial ш} = m_s z_ш = \frac{m_n z_ш}{\cos\beta}$ (3.24)
колеса	$d_{\partial к} = m_s z_к = \frac{m_n z_к}{\cos\beta}$ (3.24)

Наименование элемента зацепления	Расчетная формула
Диаметр окружности выступов: шестерни	$D_{e\text{ш}} = d_{д\text{ш}} + 2m_n$ (3.25)
колеса	$D_{ek} = d_{дк} + 2m_n$ (3.25)
Диаметр окружности впадин: шестерни	$D_{i\text{ш}} = d_{д\text{ш}} - 2{,}5m_n$ (3.26)
колеса	$D_{ik} = d_{дк} - 2{,}5m_n$ (3.26)
Межосевое (межцентровое) расстояние	$A = \frac{d_{д\text{ш}} + d_{дк}}{2} = 0{,}5\, m_s\,(z_{\text{ш}} + z_к) = \frac{z_{\text{ш}} + z_к}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos\beta}$ (3.27)

Примечания: 1. Зависимости для геометрического расчета внутреннего зацепления см. § 17.

2. Для прямозубых колес $m = m_n = m_s$.

3. Формулы (3.25) и (3.26) относятся к зацеплению с коэффициентом высоты головки $f_0 = \frac{h'}{m_n} = 1{,}0$ (h' — высота головки) и радиальным зазором $c = 0{,}25m_n$, т. е. высотой ножки $h'' = 1{,}25m_n$.

4. Для шевронных колес со стандартным торцовым модулем в формулах (3.25) и (3.26) вместо m_n должно быть m_s.

§ 9. ПЕРЕДАЧИ КОНИЧЕСКИМИ ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ

Рассматривается только расчет конической передачи с межосевым углом $\delta = \varphi_{\text{ш}} + \varphi_к = 90°$ (фиг. 3.2).

Формулы для расчета на контактную прочность приведены в табл. 3.6. Расшифровка обозначений и указания по выбору величин, встречавшихся при рассмотрении расчета цилиндрических зубчатых колес, не приведены. Сказанное относится ко всем расчетам, изложенным в этом параграфе. Следовательно, использование материалов по расчету зацепления конических колес требует обязательного предварительного ознакомления с материалом предыдущего параграфа.

Расчет на контактную прочность зацепления колес закрытой передачи выполняют как проектный.

После определения требуемой величины среднего конусного расстояния по одной из формул (3.28), (3.30), (3.30а), (3.32) и (3.32а)

3.6. Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев конических прямозубых колес

Проектный расчет	Проверочный расчет

Общие формулы (при произвольных сочетаниях материалов шестерни и колеса и любом угле зацепления)

$$L_{cp} = \sqrt{i^2+1}\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}418}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{2E_{np}}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{M_{pш}}{\psi_L i k_{nк}}} \qquad (3.28)$$

$$\sigma_к = 0{,}418\sqrt{\frac{2E_{np}}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{M_{pш}(\sqrt{i^2+1})}{L_{cp}^2 B i k_{nк}}} \leqslant [\sigma]_к \qquad (3.29)$$

Формулы для стальных колес при 20-градусном некорригированном зацеплении

А. При любом значении ψ_L

Система МКГСС и внесистемные единицы

$$L_{cp} = \sqrt{i^2+1}\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{pш}}{\psi_L i k_{nк}}} \qquad (3.30)$$

$$\sigma_к = 1080\sqrt{\frac{M_{pш}(\sqrt{i^2+1})^3}{L_{cp}^2 B i k_{nк}}} \leqslant [\sigma]_к \qquad (3.31)$$

СИ

$$L_{cp} = \sqrt{i^2+1}\sqrt{\left(\frac{0{,}34 \cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{pш}}{\psi_L i k_{nк}}} \qquad (3.30а)$$

$$\sigma_к = 0{,}34 \cdot 10^6\sqrt{\frac{M_{pш}(\sqrt{i^2+1})^3}{L_{cp}^2 B i k_{nк}}} \qquad (3.31а)$$

Б. При $\psi_L = 0{,}4$

Система МКГСС и внесистемные единицы

$$L_{cp} = \sqrt{i^2+1}\sqrt{\left(\frac{1700}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{pш}}{i k_{nк}}} \qquad (3.32)$$

По формуле (3.31)

Проектный расчет	Проверочный расчет

— СИ

$$L_{cp} = \sqrt{i^2 + 1}\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}538 \cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{i k_{пк}}} \qquad (3.32а)$$

По формуле (3.31а)

Обозначения:

L_{cp} — конусное расстояние по среднему диаметру делительного конуса (см. фиг. 3.2); условное наименование — среднее конусное расстояние;

B — длина зуба;

$\psi_L = \frac{B}{L_{cp}}$ — коэффициент длины зуба; величиной ψ_L задаются в пределах $\psi_L = 0{,}25 \div 0{,}5$, меньшие значения в тяжелых редукторах или при сравнительно больших передаточных числах; наиболее употребительно $\psi_L = 0{,}4$; максимальные значения ψ_L применяют редко;

$k_{пк}$ — коэффициент понижения несущей способности конических колес по сравнению с цилиндрическими; можно принимать $k_{пк} = 0{,}85$.

$E_{пр}$, α, $M_{рш}$, $\sigma_к$, $[\sigma]_к$, i — см. табл. 3.1.

Размерность величин:

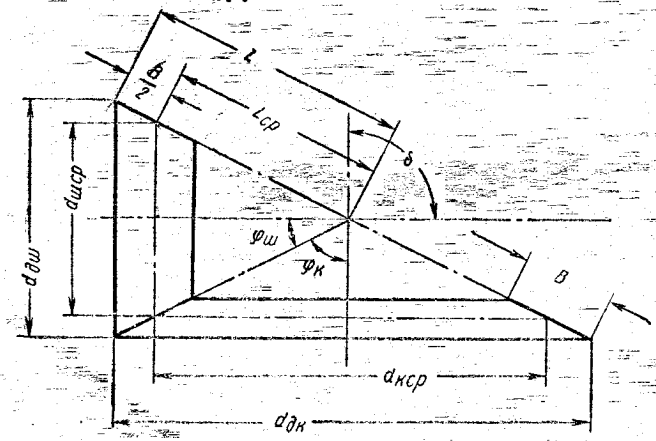
Система МКГСС и внесистемные единицы		Международная система единиц (СИ)
L_{cp}, B	*см*	*м*
$\sigma_к$, $[\sigma]_к$, $E_{пр}$	*кГ/см²*	*н/м*
$M_{рш}$	*кГ·см*	*н·м*

расчет рекомендуется вести в изложенной ниже последовательности.

1. Определяют длину зубьев

$$B = \psi_L L_{cp}; \qquad (3.33)$$

полученное значение округляют до целого числа миллиметров.



Фиг. 3.2. Схема конической зубчатой передачи.

2. Определяют конусное расстояние (полное)

$$L = L_{cp} + \frac{B}{2}. \qquad (3.34)$$

3. Задаются числом зубьев шестерни обычно в пределах $z_ш = 18 \div 24$. Можно принять и меньшее значение $z_ш$, но при условии выполнения неравенства $z_ш \geqslant z_{min}$, где

$$z_{min} \approx 17 \cos \varphi_ш. \qquad (3.35)$$

4. Определяют число зубьев колеса

$$z_к = i z_ш$$

и уточняют значение передаточного числа (при принятых $z_ш$ и $z_к$)

$$i = \frac{z_к}{z_ш}.$$

5. Определяют углы при вершинах начальных (делительных) конусов:

$$\varphi_ш = \operatorname{arctg} \frac{1}{i} = \operatorname{arctg} \frac{z_ш}{z_к}; \qquad (3.36)$$

$$\varphi_к = \operatorname{arctg} i = \operatorname{arctg} \frac{z_к}{z_ш}. \qquad (3.36а)$$

6. Определяют максимальный (производственный) модуль

$$m = \frac{2L \sin \varphi_ш}{z_ш} = \frac{2L}{z_ш \sqrt{i^2 + 1}}. \qquad (3.37)$$

Обычно величину m округляют до ближайшей стандартной (по ГОСТ 9563-60), но это необязательно.

Возможна несколько иная последовательность расчета, а именно: задаются величиной m по соотношению

$$m \approx \frac{L}{30}$$

с округлением по ГОСТ 9563-60.

Определяют $\varphi_ш = \operatorname{arctg} \frac{1}{i}$,

где i — заданное (не уточненное) передаточное число.

Находят $z_ш$ по формуле

$$z_ш = \frac{2L \sin \varphi_ш}{m}$$

и проверяют соблюдение неравенства $z_ш \geqslant z_{min}$ (при $i \leqslant 3{,}5$ в этой проверке нет надобности).

Определяют $z_к = i z_ш$.

Уточняют i, $\varphi_ш$, $\varphi_к$, L.

7. Уточняют конусное расстояние, т. е. определяют его значение, соответствующее окончательно принятым параметрам зацепления:

$$L = \frac{z_ш m}{2 \sin \varphi_ш}. \qquad (3.38)$$

8. Определяют величину среднего модуля

$$m_{cp} = m - \frac{B \sin \varphi_ш}{z_ш}. \quad (3.39)$$

Полученное значение m_{cp} округлять нельзя.

9. Определяют величину окружной скорости, соответствующей среднему диаметру делительного конуса:

$$v_{cp} = \frac{\omega_ш d_{ш\,cp}}{2} = \frac{\pi n_ш d_{ш\,cp}}{60}; \quad (3.40)$$

размерность величин в формуле (3.40): $\omega_ш$ в *рад/сек*, $n_ш$ в *об/мин*, $d_{ш\,cp}$ в *м*, v_{cp} в *м/сек*.

10. Уточняют коэффициент нагрузки и проверяют расчетные контактные напряжения по формуле (3.29) или (3.31). Перегрузку или недогрузку в пределах 10—15% следует компенсировать соответствующим изменением размера B. При большем различии $\sigma_к$ и $[\sigma]_к$ надо изменить L и соответственно B, m, m_{cp} (см. также стр. 55 и 56).

Проверка на отсутствие пластических деформаций или хрупкого разрушения поверхностей зубьев при возникновении в зацеплении пиковых нагрузок выполняется так же, как и для цилиндрических колес (см. стр. 56).

Проверочный расчет зубьев колес закрытых передач на выносливость по напряжениям изгиба выполняют по формулам табл. 3.7.

3.7. Расчет на изгиб зубьев конических прямозубых колес

Проектный расчет	Проверочный расчет
$m_{cp} = \sqrt[3]{\frac{2M_p \gamma}{y [\sigma]_u \Psi_m z}}$ (3.41)	По заданному моменту $\sigma_u = \frac{2M_p \gamma}{y m_{cp}^3 B z} \leqslant [\sigma]_u$ (3.42) По заданному окружному усилию $\sigma_u = \frac{P_p \gamma}{y m_{cp} B} \leqslant [\sigma]_u$ (3.43)

Примечания: 1. Основные указания по расчету, расшифровку обозначений, сведения о размерностях величин, входящих в расчетные формулы, см. табл. 3.3.

2. В формулу (3.43) должно быть подставлено расчетное окружное усилие, отнесенное к среднему диаметру делительного конуса,

$$P_p = KP = K \frac{2M_ш}{d_{ш\,cp}} = K \frac{2M_к}{d_{к\,cp}}.$$

3. Указания о значениях y и Ψ_m см. стр. 64 и 65.

Коэффициент формы зуба y принимают по табл. 3.4. в зависимости от фиктивного (приведенного) числа зубьев рассчитываемого зуб-

чатого колеса (рассчитывают зубья того из колес, для которого произведение $y\,[\sigma]_u$ меньше).

$$\left.\begin{aligned} z_{\phi ш} &= \frac{z_ш}{\cos \varphi_ш}; \\ z_{\phi к} &= \frac{z_к}{\cos \varphi_к}. \end{aligned}\right\} \qquad (3.44)$$

При неудовлетворительном результате проверки зубьев на изгиб можно увеличить B, но не более чем на 10—15%; если это не дает требуемого эффекта, следует увеличивать $m_{cp}\,(m)$ с соответствующим пересчетом L.

Проверку зубьев на отсутствие пластических деформаций или хрупкого излома при изгибе производят (при действии пиковых нагрузок) так же, как для цилиндрических колес (см. стр. 59).

Проектный расчет на изгиб зубьев колес открытых передач служит для определения среднего модуля [формула (3.41)]. Коэффициент длины зуба $\psi_m = \frac{B}{m_{cp}}$ при выбранном ψ_L вычисляют по формулам:

при $\psi_L = 0{,}4$, соответствующем $\frac{B}{L} = \frac{1}{3}$,

$$\psi_m = \frac{z_ш}{5 \sin \varphi_ш}; \qquad (3.45)$$

при $\psi_L = 0{,}286$, соответствующем $\frac{B}{L} = \frac{1}{4}$,

$$\psi_m = \frac{z_ш}{7 \sin \varphi_ш}. \qquad (3.46)$$

Второе из указанных значений ψ_m рекомендуется принимать при невысокой точности изготовления колес или при $i \geqslant 4$, а также в тяжелых передачах.

Числом зубьев шестерни следует задаться, ориентируясь на формулу (3.35) и указания, приведенные на стр. 56 применительно к открытым цилиндрическим передачам.

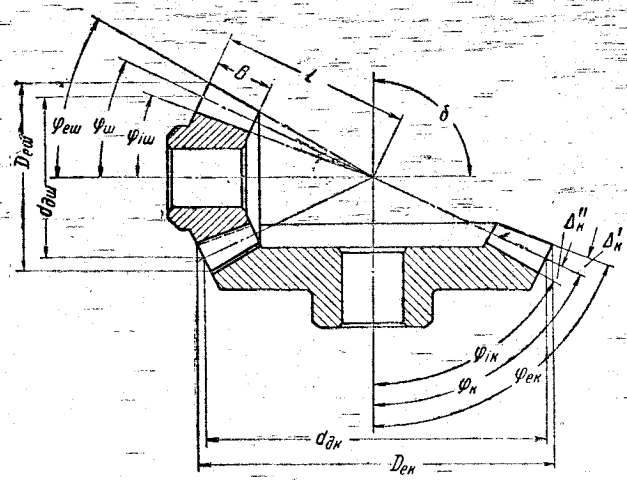
После определения m_{cp} и длины зуба B (величину B округляют до целого числа миллиметров) надо вычислить максимальный модуль

$$m = m_{cp} + \frac{B \sin \varphi_ш}{z_ш}, \qquad (3.47)$$

величину которого желательно округлить до ближайшего стандартного значения, а затем найти по формуле (3.39) соответствующий средний модуль. Далее определяют окружную скорость v_{cp}, уточняют коэффициент нагрузки K и проверяют расчетные напряжения изгиба по формуле (3.42) или (3.43). При неудовлетворительном результате проверки (недостаточной прочности зубьев) следует изменить размеры как указано применительно к проверке на изгиб зубьев колес закрытой передачи.

Может оказаться, что $\sigma_u < [\sigma]_u$ (в случае, если размеры были округлены в бо́льшую сторону или если уточненный коэффициент нагрузки получился меньше предварительно принятого); в этом случае размеры зацепления должны быть соответственно уменьшены.

Формулы для геометрического расчета зацепления приведены в табл. 3.8.



Фиг. 3.3. Зацепление конических зубчатых колес.

3.8. Геометрический расчет некорригированного зацепления конических прямозубых колес при межосевом угле $\delta = 90°$ и угле зацепления $\alpha = 20°$ (обозначения по фиг. 3.3)

Наименование элемента зацепления	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности: шестерни колеса	$d_{\partial ш} = z_ш m$ $d_{\partial к} = z_к m$ (3.48)
Угол при вершине начального конуса: шестерни $\varphi_ш$ колеса $\varphi_к$	Формулы (3.36), (3.36а) см. стр. 61
Конусное расстояние (длина образующей начального конуса)	$L = 0{,}5m\sqrt{z_ш^2 + z_к^2}$ (3.49) или по формуле (3.38) см. стр. 63
Диаметр окружности выступов (при высоте головки зуба $h' = m$): шестерни колеса	$D_{eш} = d_{\partial ш} + 2m\cos\varphi_ш$ $D_{ek} = d_{\partial к} + 2m\cos\varphi_к$ (3.50)

Продолжение табл. 3.8

Наименование элемента зацепления	Расчетная формула	
Угол головки зуба (при высоте головки $h' = m$)	$\operatorname{tg}\Delta'_ш = \operatorname{tg}\Delta'_к = \frac{m}{L}$	(3.51)
Угол ножки зуба (при высоте ножки $h'' = 1{,}2\ m$, что соответствует коэффициенту радиального зазора $c'_0 = 0{,}2$)	$\operatorname{tg}\Delta'' = \frac{1{,}2m}{L}$	(3.52)
Угол конуса выступов [1]:		
шестерни	$\varphi_{eш} = \varphi_ш + \Delta'$	(3.53)
колеса	$\varphi_{eк} = \varphi_к + \Delta'$	
Угол конуса впадин:		
шестерни	$\varphi_{iш} = \varphi_ш - \Delta''$	(3.54)
колеса	$\varphi_{iк} = \varphi_к - \Delta''$	

[1] Для повышения изгибной прочности зубьев в отдельных случаях применяют систему геометрического расчета, разработанную в ЭНИМСЕ, при которой величина радиального зазора постоянна по всей длине зуба (радиус выкружки выполняют по размерам зубьев на наружном торце). При этой системе образующая наружного конуса данного колеса должна быть параллельна образующей внутреннего конуса сопряженного колеса; как следствие, $\varphi_{eш} = \varphi_ш + \Delta''_к$; $\varphi_{eк} = \varphi_к + \Delta''_ш$ $\left(\Delta''_ш = \Delta''_к = \operatorname{arctg}\frac{1{,}2m}{L}\right.$, при $m \geq 1{,}5$ *мм*$\left.\right)$.

§ 10. КОЭФФИЦИЕНТ НАГРУЗКИ

Во все приведенные выше расчетные зависимости для определения основных размеров зубчатых зацеплений или напряжений, возникающих в зубьях при работе передачи, входит не номинальная, а так называемая *расчетная нагрузка*. В зависимости от структуры расчетной формулы под нагрузкой понимают момент на валу рассчитываемого колеса или окружное усилие.

Номинальной называют постоянную нагрузку передачи, соответствующую установившемуся режиму работы приводимой в движение машины. Практически при работе любой передачи ее нагрузка не остается постоянной; кроме того, за счет деформаций валов передачи и самих зубчатых колес нарушается принятая при выводе расчетных зависимостей равномерность распределения нагрузки по длине зубьев; неизбежные неточности изготовления вызывают возникновение дополнительной динамической нагрузки зубьев при работе передачи.

Строгий математический учет влияния этих факторов на напряжения в зубьях невозможен, поэтому их влияние учитывают введением так называемого коэффициента нагрузки K, который в данной

расчетной методике принимают одинаковым при расчетах на изгиб и контактную прочность.

Умножая номинальную нагрузку на этот коэффициент, получают расчетную нагрузку. Можно сказать, что расчетной является такая *воображаемая* (фиктивная) *постоянная нагрузка*, передаваемая без динамических воздействий на зубья при условии равномерного распределения усилий по их длине, которая по эффекту своего воздействия на зубья эквивалентна фактически передаваемой нагрузке с учетом факторов, нарушающих предпосылки, принятые при выводе расчетных формул.

Единой общепринятой методики определения коэффициента нагрузки пока не существует. Попытки наиболее полно и обоснованно учесть все факторы, влияющие на возрастание напряжений в зубьях, приводят к весьма сложной и громоздкой методике определения расчетной нагрузки. В основу приводимой здесь методики определения коэффициента K положены данные из учебных пособий [23], [45] и из монографий [27], [32], [57] с введением в них некоторых упрощений, определяемых назначением настоящего пособия.

Общий коэффициент нагрузки может быть представлен в виде произведения двух частных коэффициентов:

$$K = K_{дин} K_{кц}, \qquad (3.55)$$

где $K_{дин}$ — *динамический коэффициент* (коэффициент динамичности нагрузки), зависящий от окружной скорости и точности изготовления передачи (этот коэффициент приближенно отражает влияние неточностей зацепления на возникновение динамических нагрузок, а следовательно, и на возрастание напряжений в зубьях);

$K_{кц}$ — *коэффициент концентрации нагрузки*, приближенно отражающий влияние на прочность зубьев неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, происходящей за счет деформаций валов и зубчатых колес.

При проектном расчете передачи, когда ее параметры и окружная скорость колес еще неизвестны, можно принимать:

а) при симметричном (или близком к симметричному) [1] расположении зубчатых колес относительно опор

$$K = K_{дин} K_{кц} = 1{,}2 \div 1{,}3;$$

[1] Коэффициент концентрации нагрузки выбирают с учетом характера деформации вала. Значения $K_{кц}$, соответствующие симметричному расположению колес относительно опор, можно принимать лишь при условии, что при изгибе вала касательная к его упругой линии в сечении под серединой колеса совпадает с осью недеформированного вала. В частности, при симметричном расположении колеса и наличии консольной нагрузки вала значение $K_{кц}$ (и K) принимают как для несимметричного расположения колес. Для раздвоенной ступени редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами величину $K_{кц}$ выбирают считая положение колес близким к симметричному.

меньшее значение берут при постоянной (или почти постоянной) нагрузке передачи;

б) при несимметричном или консольном расположении зубчатых колес

$$K = K_{дин}K_{кц} = 1{,}5.$$

После определения размеров передачи следует уточнить значение коэффициента нагрузки по приводимым здесь данным и проверить расчетные рабочие напряжения в зубьях колес по формулам, приведенным в табл. 3,1, 3.3, 3.6 и 3.7. В случае, если окажется, что $K_{кц} > 1{,}6$, рекомендуется уменьшить ширину колес с соответствующим пересчетом остальных параметров передачи.

Для прямозубых колес величину динамического коэффициента следует принимать по табл. 3.9. Данными этой же таблицы надлежит пользоваться для сравнительно узких косозубых колес (при $B < \left(\frac{2{,}5m_n}{\sin\beta}\right)$. В остальных случаях для косозубых и шевронных колес при определении $K_{дин}$ надо пользоваться данными табл. 3.10.

3.9. Значения динамического коэффициента $K_{дин}$ для прямозубых колес

Степень точности зацепления зубчатых колес		Твердость поверхностей зубьев колеса (большего) *HB*	Окружная скорость * v в *м/сек*			
цилиндрических	конических		До 1	Св. 1 до 3	Св. 3 до 8	Св. 8 до 12
6	—	До 200	1	1,1	1,2	1,4
		200—350	1	1,1	1,2	1,3
		Св. 350	1	1	1,2	1,3
7	6	До 200	1	1,3	1,5	1,6
		200—350	1	1,2	1,4	1,5
		Св. 350	1	1,2	1,3	1,4
8	7	До 200	1,1	1,4	1,6	—
		200—350	1	1,3	1,5	—
		Св. 350	1	1,3	1,4	—
9	8	До 200	1,2	1,5**	—	—
		200—350	1,1	1,4**	—	—
		Св. 350	1,1	1,4	—	—
—	9	До 200	1,3	1,6	—	—
		200—350	1,2	1,5	—	—
		Св. 350	1,2	1,5	—	—

* Для конических колес окружную скорость определяют по среднему диаметру начального конуса.

** При $v = 4$ *м/сек* (такая скорость допустима при данной твердости и степенях точности — см. табл. 3.11) указанное значение $K_{дин}$ следует увеличить на 10%.

3.10. Значения динамического коэффициента $K_{дин}$ для косозубых и шевронных колес $\left(\text{при } B \geqslant \frac{2{,}5m_n}{\sin\beta}\right)$

Степень точности зацепления	Твердость поверхностей зубьев колеса (большего) HB	Окружная скорость v в *м/сек*				
		2–3	3–8	8–12	12–18	18–25
6	$\leqslant 350$	1	1	1,1	1,2	1,3
	> 350	1	1	1	1,1	1,2
7	$\leqslant 350$	1	1	1,2	1,3	1,4
	> 350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	$\leqslant 350$	1,1	1,3	1,4	—	—
	> 350	1,1	1,2	1,3	—	—

Степень точности зацепления в зависимости от окружной скорости назначают по данным табл. 3.11.

3.11. Выбор степени точности в зависимости от окружной скорости

Вид передачи	Форма зубьев	Твердость поверхностей зубьев колеса (большего) HB	Степень точности (по нормам плавности)			
			6	7	8	9
			Окружная скорость v в *м/сек* не более			
Цилиндрическая	Прямые	$\leqslant 350$	18	12	6	4
		> 350	15	10	5	3
	Непрямые	$\leqslant 350$	36	25	12	8
		> 350	30	20	9	6
Коническая	Прямые	$\leqslant 350$	10	7	4	3
		> 350	9	6	3	2,5

Допуски цилиндрических зубчатых передач [1] регламентированы ГОСТ 1643-56 и конических — ГОСТ 1758-56. В стандарте предусмотрено 12 степеней точности. Наибольшее распространение имеют степени точности 6, 7, 8 и несколько меньшее — 9-я степень точности.

Указанные степени точности соответствуют: 6-я — высокоточным передачам, 7-я — точным передачам, 8-я — передачам средней точности, 9-я — передачам пониженной точности.

Показателями точности зубчатых передач являются: *кинематическая точность* (характеризует несогласованность углов поворота сцепляющихся колес за один оборот), *плавность работы передачи* (характеризует многократно по-

[1] Сведения о допусках зубчатых передач изложены по учебнику [45].

вторяющиеся за один оборот колеса колебания скорости), *пятно контакта боковых поверхностей вубьев* (характеризует концентрацию нагрузки на зубьях), *боковой вазор между неработающими профилями вубьев* (обеспечивает отсутствие заклинивания и свободное вращение колес), *чистота рабочих поверхностей вубьев* (влияет на сопротивление контактной усталости).

Независимо от степени точности стандартизовано четыре вида сопряжений колес со следующими значениями гарантированного бокового зазора c_n:

	Обозначение	Боковой зазор
С нулевым зазором	*С*	$c_n = 0$
С уменьшенным зазором	*Д*	$c_n = 6\sqrt{A}$
С нормальным зазором	*Х*	$c_n = 12\sqrt{A}$
С увеличенным зазором	*Ш*	$c_n = 24\sqrt{A}$

Здесь c_n в *мк* *; A — межосевое расстояние в *мм*.

Точность зубчатых колес и передач обозначается указанием степени точности и вида сопряжений. В отдельных случаях степени точности по отдельным показателям могут различаться на единицу; при этом следует указывать степени точности по отдельным показателям. Например, цилиндрическая передача, имеющая 6-ю степень кинематической точности и пониженную на единицу степень точности по нормам плавности и контакта зубьев при нормальном боковом зазоре обозначается Ст. 6—7—7—Х, ГОСТ 1643-56. При одинаковой степени точности по всем показателям ставится одно число; например, при 7-й степени точности и нормальном боковом зазоре Ст. 7—Х, ГОСТ 1643-56.

Концентрация нагрузки по длине зубьев зависит от взаимного угла поворота сечений валов под сцепляющимися колесами (этот угол зависит от жесткости валов и расположения колес относительно опор), относительной ширины зубчатых колес (величины ψ_d) и от точности изготовления колес. Распределение нагрузки по длине контактных линий в результате приработки зубьев частично или полностью выравнивается. Но следует иметь в виду, что приработка зубьев происходит лишь в том случае, если зубья хотя бы одного из сцепляющихся колес имеют сравнительно невысокую твердость (условно считают, что эффект приработки можно учитывать при твердости меньше *НВ*350). Кроме того, приработка зубьев существенно зависит от постоянства нагрузки зацепления. В табл. 3.12 приведены значения коэффициента концентрации нагрузки $K'_{K\mu}$ для неприрабатывающихся зубьев.

Для прирабатывающихся передач при переменном режиме нагрузки расчетное значение коэффициента концентрации нагрузки $K_{K\mu}$ связано с табличным $K'_{K\mu}$ приближенной зависимостью

$$K_{K\mu} = \frac{K'_{K\mu} + 1}{2}. \qquad (3.56)$$

При постоянной нагрузке передачи $K_{K\mu} = 1$.

Взамен формулы (3.56) можно определять расчетный коэффициент концентрации нагрузки для прирабатывающихся колес из равенства

$$K_{K\mu} = K'_{K\mu}(1 - x) + x, \qquad (3.57)$$

* Взамен обозначения *мк* (микрон) можно применять *мкм* (микрометр).

где x — вспомогательный коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки. При постоянной нагрузке $x = 1{,}0$; при незначительных колебаниях нагрузки $x \approx 0{,}6$; при значительных колебаниях нагрузки $x \approx 0{,}3$.

3.12. Значения коэффициента $K'_{кц}$ концентрации нагрузки для неприрабатывающихся зубчатых колес

Расположение зубчатых колес относительно опор	Степень точности зацепления	Относительная ширина колес $\psi_d = \frac{B}{d_ш}$							
		0,4	0,8	1,0	1,2	1,6	1,8	2	Св. 2
Симметричное	6	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,35	1,4
	7	1,05	1,1	1,15	1,25	1,3	1,35	1,45	1,55
	8	1,15	1,2	1,25	1,3	1,4	1,5	1,60	1,65
	9	1,25	1,3	1,35	1,45	1,5	1,6	1,7	1,8
Несимметричное или консольное, хотя бы одного из зубчатых колес	6	1,15	1,25	1,3	1,3	1,35	1,4	1,45	—
	7	1,2	1,3	1,35	1,35	1,4	1,45	1,5	—
	8	1,3	1,4	1,5	1,5	1,55	1,6	1,7	—
	9	1,4	1,55	1,6	1,6	1,65	1,75	1,85	—

Примечание. Для конических зубчатых колес B — длина зуба; $d_ш = d_{ш\,ср}$ — средний диаметр шестерни по делительному конусу.

§ 11. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Зубчатые колеса редукторов в большинстве случаев изготовляют из конструкционной углеродистой или легированной стали с содержанием углерода от 0,1 до 0,6%, а при сравнительно больших размерах (колеса диаметром $\geqslant 500$ *мм*) часто применяют стальное литье.

Колесо из стального литья обычно работает в паре с кованой шестерней. Наиболее распространено углеродистое стальное литье марок 35Л, 40Л, 45Л, 50Л (при окружных скоростях до 8 *м/сек*). Легированное стальное литье (марки 35ГЛ, 40ХЛ, 35ХГСЛ, 40ХНЛ) применяют значительно реже.

Крупные колеса зачастую изготовляют бандажированными, т. е. венец делают кованым из углеродистой или легированной стали, а колесный центр — из чугунного литья (обычно СЧ 15-32) или, реже, из стального литья.

Для колес и шестерен открытых тихоходных мало нагруженных передач часто применяют чугунное литье марок СЧ 15-32, СЧ 18-36, СЧ 24-44. При использовании чугунного литья для сравнительно сильно нагруженных открытых передач, а также зубчатых колес редукторов, применяют серый чугун СЧ 28-48, СЧ 32-52, СЧ 35-56. Отливки из чугуна с шаровидным графитом (отливки из высокопрочного чугуна ВЧ 45-0, ВЧ 50-1,5 и др.) с успехом применяют взамен

стального литья при окружных скоростях до 5—6 *м/сек*. Важным достоинством чугунных колес является отсутствие склонности к заеданию при бедной смазке.

Пластмассы применяют для изготовления малонагруженных зубчатых колес главным образом в тех случаях, когда предъявляются повышенные требования к бесшумности работы. Наиболее употребительный материал — капрон (термопласт на основе полиамидной смолы); реже применяют текстолит и лигнофоль (древопластик). Как правило, пластмассовое колесо работает в паре со стальным или чугунным. При этом желательно, чтобы твердость рабочих поверхностей зубьев чугунного колеса была не ниже *НВ* 220; для стальных колес рекомендуют твердость $\geqslant$ *НВ* 300 и даже *HRC* 45. Зубья стальных колес следует шлифовать или шевинговать.

По технологии нарезания и окончательной отделки различают две группы зубчатых колес, отличающихся твердостью рабочих поверхностей [1]:

а) нарезаемые после окончательной термообработки,

б) нарезаемые до окончательной термообработки.

Твердость колес первой группы $<$ *НВ* 350. При этом твердость порядка *НВ* 320—350 назначают, как правило, лишь для шестерен небольшого диаметра. Указанные значения твердости являются предельными; обычно колеса этой группы имеют твердость в пределах *НВ* 200—280. Для получения такой твердости колеса из углеродистой или легированной стали (с содержанием углерода 0,3—0,6%) подвергают нормализации или улучшению (закалка с высокотемпературным отпуском). Для рассматриваемой категории колес наиболее часто применяют углеродистые стали марок 40; 45; 50; 50Г; 50С2Г и легированные — 35ХГС; 40Х; 45Х; 40ХН; 35ХМА; 30ХН3М.

Колеса из углеродистого стального литья бывают либо термически необработанными, либо нормализованными, а колеса из легированного стального литья проходят нормализацию или улучшение.

Применение колес с высокой твердостью (*HRC* 40—63) рабочих поверхностей зубьев позволяет значительно повысить нагрузочную способность передачи. Вместе с тем, термообработка, производимая после окончательного зубонарезания, может привести к некоторому искажению профилей зубьев, что является недостатком второй группы.

Цементованные зубчатые колеса обычно изготовляют из легированных сталей марок 15Х, 20Х, 12ХН3А, 20ХН3А, 20ХФ, 18ХГТ, 18ХГМ и др. Малоуглеродистые (нелегированные) стали, например сталь марок 15, 20, применяют редко, так как механические свойства сердцевины зубьев в этих случаях невысоки.

[1] Приводимые здесь сведения о материалах зубчатых колес в основном заимствованы из монографии [32]; дополнительно учтены данные из работ [1], [9], [15], [21], [24], [30], [48], [52], [57], [62].

Окончательную обработку зубьев после цементации и закалки производят шлифованием или путем обкатки с применением специальных паст.

Твердость поверхностей цементованных колес *HRC* 54—63. Сплошная объемная закалка с низким отпуском, которой могут подвергаться колеса из углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,35—0,5%, обеспечивает твердость порядка *HRC* 40—60 (в зависимости от марки стали и от размеров сечения).

Недостатки объемной закалки — практически неизбежное искажение профилей зубьев, вызывающее необходимость в зубоотделочных или доводочных операциях, и снижение сопротивления изгибу при ударных нагрузках вследствие недостаточной вязкости сердцевины зубьев.

Поверхностная закалка токами высокой частоты или кислородно-ацетиленовым пламенем может применяться при изготовлении колес из углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,3—0,5%, например, сталей марок 40; 45; 50; 50Г; 40Х; 40ХН и др. Особенно целесообразен этот метод термообработки для колес с большими размерами сечений.

Поверхностная закалка позволяет получить твердость поверхностей зубьев порядка *HRC* 40—57. Закалку токами высокой частоты можно применять для колес с модулем зацепления $m \geqslant 2{,}5$ *мм*; закалка пламенем применима при $m \geqslant 8$ *мм*.

Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев обеспечивается также при цианировании, азотировании и нитроцементации. Недостатком этих методов является малая толщина твердого поверхностного слоя, вследствие чего колеса оказываются весьма чувствительными к перегрузкам и ударным нагрузкам.

При азотировании коробление колес ничтожно, что позволяет не шлифовать зубья после термообработки (особенно существенно для колес с внутренними зубьями). Для азотированных колес применяют стали марок 38ХМЮА и 35ХЮ.

Цианирование может применяться для зубчатых колес из среднеуглеродистой (легированной или нелегированной) стали. Шлифовать зубья после цианирования недопустимо, так как цианированный слой имеет малую толщину (0,1—0,6 *мм*).

При выборе марок стали с твердостью не более *HB* 350 для зубчатых колес редукторов и открытых передач необходимо иметь в виду, что материал шестерни по своим механическим свойствам должен быть несколько лучше материала колеса, что связано с меньшей прочностью зубьев шестерни на изгиб по сравнению с зубьями колеса (за счет меньшего значения y) и бо́льшим числом циклов нагружений, испытываемых ими за время работы передачи.

Возможно изготовление шестерни и колеса из стали одной и той же марки, но с различной термической обработкой; например, шестерни — из стали 45 улучшенной, а колеса — из стали 45 нормализованной.

При изготовлении колес с невысокой или средней твердостью рабочих поверхностей зубьев (до *НВ* 350) желательно, чтобы соблюдалось соотношение

$$(HB_ш)_{min} - (HB_к)_{max} = 20 \div 25, \qquad (3.58)$$

где $(HB_ш)_{min}$ и $(HB_к)_{max}$ — соответственно минимальное и максимальное значение твердостей зубьев шестерни и колеса при принятых марках стали и термической обработке.

При высокой твердости рабочих поверхностей зубьев, как правило, $HB_ш \approx HB_к$.

Для косозубых и шевронных колес в последнее время начинают применять такие сочетания материалов и термической обработки, при которых твердость зубьев шестерни значительно (на 100—250 единиц Бринеля) выше твердости зубьев колеса. При этом существенно повышается нагрузочная способность, обусловленная контактной прочностью зубьев (см. стр. 82).

Для сокращения номенклатуры применяемых материалов в двухступенчатых и многоступенчатых редукторах следует для всех шестерен назначать одну и ту же марку стали; то же для всех колес.

Для малонагруженных передач и в тех случаях, когда к ограничению их габаритов не предъявляют особых требований, применять легированные стали не следует.

Рекомендуемые сочетания марок стали для шестерен и колес приведены в табл. 3.13 и 3.14.

3.13. Некоторые рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса при твердости не более *НВ* 350 [21], [24], [32], [62]

Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
45	35 35Л 40Л 40 45	50Г	40 45 50Л 55Л 50Г	30ХГС	35Х 40Х 40ГЛ
50	35 45Л (Ст. 5)	35Х или 40Х	45 50	40ХН	35Х 40Х
55	45 55Л (Ст. 6)		55 55Л 35ГЛ		55Л 35ГЛ

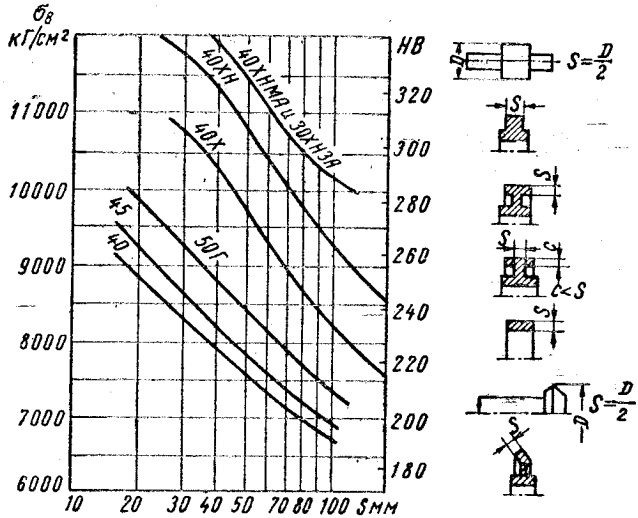
Примечания: 1. При окончательном выборе материала и термической обработки следует учитывать соотношение (3.58).
2. В скобки заключены редко применяемые марки стали.
3. Термическая обработка: для шестерен — нормализация или улучшение; для колес из стального литья — нормализация; для остальных — нормализация или улучшение (кроме изготовляемых из стали Ст. 5, Ст. 6, которые не подвергаются термообработке).

3.14. Некоторые рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса при твердости выше *НВ* 350 [21], [24], [32], [62]

Шестерня	Колесо
45; 50	35; 40
55; 50Г	40; 45; 50
35Х; 40Х	50; 55
40ХН	35Х; 40Х
15Х; 20Х	15Х; 20Х
12ХН3А; 20ХН3А; 18ХГТ	12ХН3А; 20ХН3А; 18ХГТ

Механические характеристики стали (в нормализованном или улучшенном состоянии) и чугуна приведены в табл. 3.15—3.17.

Сведения о механических характеристиках стали, подвергнутой термической или термохимической обработке для получения твер-



Фиг. 3.4. График для определения предела прочности и твердости в зависимости от сечения деталей, подвергаемых улучшению [32].

дости поверхностного слоя выше *НВ* 350, даны совместно с указаниями по выбору допускаемых контактных напряжений (см. стр. 80 и табл. 3.18).

Предел прочности и твердость зубчатых колес, подвергаемых улучшению, зависят от размеров их сечений (S).

Размер S для различных конфигураций колес и зависящие от него механические характеристики улучшенных сталей приведены на фиг. 3.4 Эти сведения служат дополнением к табл. 3.15.

3.15. Механические свойства сталей некоторых марок, применяемых для изготовления зубчатых колес [1], [32], [48], [52], [57]

Марка стали	Диаметр заготовки в *мм*	Предел прочности $\sigma_в$		Предел текучести $\sigma_т$		Твердость *НВ*	Термообработка
		в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*		
Ст. 5	До 100	54	530	27	265	140—165	—
	100—300	50	490	26	255		
	300—500	46	451	23	226		
	500—750	45	441	22	216		
Ст. 6	До 100	64	628	30	294	170—217	—
	100—300	60	589	30	294		
	300—500	56	550	28	274		
	500—750	54	530	27	265		
35	До 100	52	510	27	265	140—187	Нормализация
	100—300	50	490	26	255		
	300—500	48	471	24	235		
	500—700	46	451	23	226		
40	До 100	56	550	28	274	152—207	То же
	100—300	54	530	27	265		
	300—500	52	510	26	255		
	500—700	50	490	25	245		
45	До 100	60	589	30	294	167—217	» »
	100—300	58	569	29	284		
	300—500	56	550	28	274		
	500—700	54	530	27	265		
45	40—60	80—90	785—883	55	540	223—250	Улучшение
	60—90	75—85	736—835	45	441	207—236	
	90—120	70—80	686—785	40	392	194—222	
	180—250	65—75	637—736	35	343	180—207	
50	До 100	62	608	32	314	180—229	Нормализация
	100—300	60	589	30	294		
	300—500	58	569	29	284		
50	До 200	80	785	55	540	258—310	Улучшение
55	До 100	66	647	33	324	185—229	Нормализация
	100—300	64	628	32	314		
	300—500	62	608	31	304		

Продолжение табл. 3.15

Марка стали	Диаметр заготовки в *мм*	Предел прочности $\sigma_в$		Предел текучести $\sigma_т$		Твердость *НВ*	Термообработка
		в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*		
50Г	До 150 150—400	65 62	637 608	37 32	363 314	190—229	Нормализация
50Г	До 100 100—200	75 70	736 686	42 40	412 392	241—285	Улучшение
30ХГС	До 60 100—160 160—250	100 90 80	981 883 785	85 70 65	835 686 637	215—229	Нормализация
30ХГС	До 140 150—300	104 95	1020 934	85 75	835 736	235—280	Улучшение
35Х	До 60 60—100 100—200	95 75 70	934 736 686	75 50 45	736 490 441	190—241	Нормализация
35Х	До 200	75	736	50	490	220—260	Улучшение
35СГ	До 120 120—150 150—180 180—250	90—100 85—95 80—90 75—85	883—981 835—934 785—883 736—835	70 60 55 50	686 589 540 490	257—285 243—271 230—257 215—243	То же
40Х	До 60 100—200 200—300 300—600	100 78 75 70	981 765 736 686	80 50 50 45	785 490 490 441	200—230	Нормализация
40Х	До 120 120—150 150—180 180—250	90—100 85—95 80—90 75—85	883—981 835—934 785—883 736—835	70 60 55 50	686 589 540 490	257—285 243—271 230—257 215—243	Улучшение
40ХН	До 60 60—100 100—300 300—500	100 85 80 75	981 835 785 736	80 60 58 56	785 589 569 550	220—250	Нормализация

Продолжение табл. 3.15

Марка стали	Диаметр заготовки в *мм*	Предел прочности $\sigma_в$		Предел текучести $\sigma_т$		Твердость *НВ*	Термообработка
		в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*		
40ХН	До 150	90—100	883—931	70	686	265—295	Улучшение
	150—180	85—95	835—934	60	589	250—280	
	180—250	80—90	785—883	55	540	235—265	
40ХНМА	До 120	110	1080	92	902	275—310	То же
	120—200	100	981	75	736	255—290	
50Г2	До 80	75	736	41	403	195—229	Нормализация
	100—300	70	686	36	353		
50Г2	До 100	80	785	45	441	269—320	Улучшение
Отливки из углеродистой и легированной стали							
35Л	—	50	490	28	274	≥ 143	Нормализация
40Л	—	53	520	30	294	≥ 147	
45Л	—	55	540	32	314	≥ 153	
50Л	—	58	569	34	333	≥ 174	
55Л	—	60	589	35	343	155—217	
35ГЛ	—	60	589	35	343	≥ 174	Улучшение
35ХГСЛ	—	80	785	60	589	≥ 202	
40ХЛ	—	65	637	50	490	≥ 205	
40ХНЛ	—	70	686	50	490	≥ 219	

3.16. Механические свойства отливок из серого чугуна

Марка	Предел прочности (не менее) при растяжении $\sigma_{вр}$		Предел прочности (не менее) при изгибе $\sigma_{ви}$		Твердость *НВ*
	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*	
СЧ 12-28	12	118	28	275	143—229
СЧ 15-32	15	147	32	314	163—229
СЧ 18-36	18	177	36	353	170—229
СЧ 21-40	21	206	40	392	170—241
СЧ 24-44	24	236	44	432	170—241
СЧ 28-48	28	275	48	471	170—241
СЧ 32-52	32	314	52	510	187—255
СЧ 35-56	35	344	56	550	197—269
СЧ 38-60	38	373	60	589	207—269

3.17. Механические свойства высокопрочного чугуна (ГОСТ 7293-54)

Марка	Предел прочности $\sigma_в$ не менее		Предел текучести $\sigma_т$ не менее		Относительное остаточное удлинение δ в %, не менее	Твердость *НВ*
	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*	в *кГ/мм²*	в *Мн/м²*		
ВЧ 45-0	45	442	36	353	—	187—255
ВЧ 50-1,5	50	490	38	373	1,5	187—255
ВЧ 60-2	60	589	42	412	2	197—269
ВЧ 45-5	45	442	33	324	5	170—207
ВЧ 40-10	40	392	30	294	10	156—197

Допускаемые контактные напряжения при расчете рабочих поверхностей зубьев на предотвращение усталостного выкрашивания принимают в зависимости от их твердости.

Для колес из углеродистых и легированных сталей любых марок при твердости не более *НВ* 350 (колеса, термически необработанные, а также подвергнутые нормализации или улучшению)

$$[\sigma_к] = 28HBk_{рк} \quad кГ/см^2 \tag{3.59}$$

или

$$[\sigma]_к = 2{,}75HBk_{рк} \quad Мн/м^2, \tag{3.59а}$$

где $k_{рк}$ — коэффициент режима нагрузки при расчете на контактную прочность (см. стр. 82).

Для стальных колес с твердостью рабочих поверхностей зубьев выше *НВ* 350 (при сплошной или поверхностной закалке, а также при цементации, азотировании или цианировании)

$$[\sigma]_к = c\,HRC\,k_{рк} \quad кГ/см^2 \tag{3.60}$$

или

$$[\sigma]_к = c_1\,HRC\,k_{рк} \quad Мн/м^2, \tag{3.60а}$$

где c и c_1 — числовые коэффициенты, принимаемые по табл. 3.18.

Для чугунных колес

$$[\sigma]_к = c_2\,HBk_{рк} \quad кГ/см^2 \tag{3.61}$$

или

$$[\sigma]_к = c_3 HBk_{рк} \quad Мн/м^2, \tag{3.61а}$$

где c_2 и c_3 — числовые коэффициенты. Для отливок из серого чугуна марок СЧ 15-32 — СЧ 24-44, $c_2 = 15$, $c_3 = 1{,}47$; для отливок из серого чугуна марок СЧ 32-52 — СЧ 38-60 и отливок из высокопрочного чугуна ВЧ $c_2 = 18$, $c_3 = 1{,}77$.

Для повышения надежности расчета в формулы (3.59) — (3.61) обычно вводят минимальное (или близкое к минимальному) значе-

ние твердости, соответствующей принятому материалу и термической обработке [1] (см. табл. 3.15–3.18).

3.18. Данные к выбору допускаемых напряжений для стальных зубчатых колес при твердости $> HB$ 350 [9], [30], [32], [45], [48], [57]

Марка стали	Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев *HRC*	Механические характеристики материала сердцевины зубьев				c	c_1
			$\sigma_в$		$\sigma_т$			
			в $кГ/мм^2$	в $Мн/м^2$	в $кГ/мм^2$	в $Мн/м^2$		
20	—	58—63	42	412	25	246	200	19,6
20Г	—	58—63	46	451	28	275	200	19,6
12ХН2	Цементация	56—58	80	785	60	589	280	27,5
12ХН3А	Цементация	58—60	95	934	70	686	310	30,4
15Х	Цементация	58—63	70	686	50	490	280	27,5
18ХГТ	Цементация	58—60	100	981	85	835	310	30,4
20Х	Цементация	54—62	80	785	65	637	280	27,5
20ХН	Цементация	54—62	80	785	60	589	280	27,5
20ХН3А	Цементация	58—63	95	934	75	736	310	30,4
45	Объемная закалка	37—50	60	589	34	334	260	25,5
50	Объемная закалка	41—58	63	618	35	344	260	25,5
40Х	Объемная закалка	45—50	100	981	85	835	260	25,5
40ХН	Объемная закалка	45—50	100	981	85	835	260	25,5
40	Поверхностная закалка	38—52	56	550	28	274	245	24,1
45	Поверхностная закалка	45—55	60	589	34	333	245	24,1
50	Поверхностная закалка	50—57	63	618	35	343	245	24,1
40Х	Поверхностная закалка	50—55	75	736	50	490	245	24,1
40ХН	Поверхностная закалка	51—57	80	785	50	490	245	24,1
38ХЮ	Азотирование	50—65	90	883	75	736	280	27,5
38ХМЮА	Азотирование	50—65	100	981	85	835	280	27,5
35Х	Цианирование	48—55	85	835	60	589	280	27,5
40Х	Цианирование	48—56	90	883	65	637	280	27,5
40ХН	Цианирование	50—54	92	903	70	686	280	27,5

В расчетные формулы входит меньшее из допускаемых напряжений, установленных для шестерни и колеса. Так как материал колеса имеет обычно меньшую твердость, чем материал шестерни,

[1] Некоторые заводы и проектные организации (в частности, Киевский опытно-показательный редукторный завод) при расчете редукторов общего назначения выбирают $[\sigma]_н$ по среднему значению твердости, как наиболее вероятному. Кроме того, при таком назначении допускаемого напряжения учитывают, что редукторы общего назначения в процессе эксплуатации обычно недогружены, так как потребители зачастую выбирают редукторы на расчетные нагрузки, меньшие допускаемых.

то в большинстве случаев $[\sigma]_к$ для колеса меньше. Исключение может иметь место в случае, если коэффициент режима нагрузки для колеса больше, чем для шестерни (при числе циклов нагружения меньше базового — см. ниже).

Исключением является также выбор допускаемых контактных напряжений для колес с непрямыми зубьями при условии, что твердость зубьев колеса ниже *НВ* 320 и зубья шестерни тверже зубьев колеса не менее, чем на 100 единиц. При этом допускаемое контактное напряжение (расчетное) $[\sigma]_к$ принимают как среднее арифметическое между $([\sigma]_к)_ш$ и $([\sigma]_к)_к$, т. е.

$$[\sigma]_к = 0{,}5\{([\sigma]_к)_ш + ([\sigma]_к)_к\}, \qquad (3.62)$$

но расчетное $[\sigma]_к$ не может быть принято выше, чем $1{,}25\,([\sigma]_к)_к$.

При отсутствии данных о твердости зубьев, но при условии, что твердость заведомо меньше *НВ* 350, допускаемое контактное напряжение для стальных колес можно принимать по соотношению

$$[\sigma]_к = 1{,}72\sigma_{-1}k_{рк}, \qquad (3.63)$$

где σ_1 — предел выносливости материала колеса при симметричном цикле изгиба.

Значения предела выносливости σ_{-1} могут быть вычислены по известному пределу прочности $\sigma_в$ по эмпирическим формулам:

для углеродистой стали

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в; \qquad (3.64)$$

для легированной стали

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}35\sigma_в + (7 \div 12)\ кГ/мм^2 \approx$$
$$\approx 0{,}35\sigma_в + (68{,}7 \div 118)\ Мн/м^2; \qquad (3.65)$$

для чугунных колес при отсутствии данных о твердости

$$[\sigma]_к = 1{,}45\sigma_{ви}k_{рк}, \qquad (3.66)$$

где $\sigma_{ви}$ — предел прочности на изгиб.

Коэффициент режима нагрузки при расчете на контактную прочность определяют по формуле

$$k_{рк} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_ц}}, \qquad (3.67)$$

где $N_ц$ — число циклов нагружения каждого из зубьев рассчитываемого колеса за весь срок службы передачи.

Для стали с твердостью не выше *НВ* 350 в качестве базового числа циклов при определении предела контактной выносливости принято $N_{баз} = 10^7$, поэтому *минимальное значение* $k_{рк}$ *равно единице*. Если в результате расчета получится $k_{рк} < 1{,}0$, следует принять $k_{рк} = 1{,}0$.

Для стальных колес при твердости выше *НВ* 350 и для чугунных колес (независимо от твердости) базовое число циклов $N_{баз} =$

$= 25 \cdot 10^7$; при этом $(k_{рк})_{\min} = 0{,}585$. Если по формуле (3.67) получится $k_{рк} < (k_{рк})_{\min}$, то следует принять $k_{рк} = 0{,}585$.

Число циклов нагружения каждого зуба определяют по формуле

$$N_ц = 60nTa, \tag{3.68}$$

где n — угловая скорость в *об/мин*;

T — расчетная долговечность в *ч*;

a — число зацеплений зуба за один оборот колеса [1].

Формула (3.67) служит для определения коэффициента режима при работе передачи с постоянной или почти постоянной нагрузкой. При переменной нагрузке вместо действительного числа циклов в формулу вводят так называемое эквивалентное число циклов $N_{ц\,экв}$. Указания по определению $N_{ц\,экв}$ см., например в работах [45], [57], [59]. В книгах [45], [57], кроме того, приведены данные по уточненному выбору базовых чисел циклов, а следовательно, и $(k_{рк})_{\min}$ в зависимости от твердости.

Допускаемые предельные контактные напряжения $[\sigma]_{к\,пред}$, принимаемые при расчетах на предотвращение пластических деформаций или хрупкого разрушения поверхностей зубьев, имеют следующие значения в зависимости от материала зубчатого колеса:

	Твердость поверхностей зубьев	Допускаемое предельное контактное напряжение $[\sigma]_{к\,пред}$ в *кГ/см²*
Сталь	$\leqslant HB\,350$	$3{,}1\,\sigma_T$
	$> HB\,350$	$420\ HRC$
Чугун	$\leqslant HB\,350$	$1{,}8\,\sigma_{вр}$

Допускаемые напряжения изгиба при расчете зубьев на усталостную прочность следует выбирать с учетом двух возможных случаев их нагружения:

а) одностороннее действие нагрузки, в этом случае принимают, что напряжения изгиба изменяются по пульсирующему циклу; соответствующее допускаемое напряжение обозначают $[\sigma_0]_и$;

б) переменное направление нагрузки (зубья работают обеими сторонами) — принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу; допускаемое напряжение обозначают $[\sigma_{-1}]_и$.

Для выбора указанных допускаемых напряжений служат следующие зависимости:

$$[\sigma_0]_и = \frac{(1{,}5 \div 1{,}6)\,\sigma_{-1}}{[n]\,k_\sigma}\,k_{рп}; \tag{3.69}$$

$$[\sigma_{-1}]_и = \frac{\sigma_{-1}}{[n]\,k_\sigma}\,k_{рп}, \tag{3.70}$$

где $[n]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности;

k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба.

[1] Обычно $a = 1$; если рассчитываемое колесо находится в зацеплении одновременно с несколькими колесами, то a равно числу этих колес.

Принимают следующие значения коэффициента $[n]$:

Отливки стальные или чугунные, термически необработанные	1,9
Отливки стальные или чугунные, подвергнутые отжигу, нормализации или улучшению	1,7
Поковки стальные, подвергнутые нормализации или улучшению	1,5
Поковки стальные, зубья подвергнуты объемной закалке	1,8
Поковки и отливки стальные термообработанные, зубья имеют твердую поверхность ($> HB350$) и вязкую сердцевину	2,2

В передачах, где излом зубьев недопустим по условиям техники безопасности или связан со значительными производственными потерями, указанные значения $[n]$ должны быть повышены на 50%.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений k_σ принимают:

Стальные зубчатые колеса, подвергнутые нормализации или улучшению (бо́льшие значения при более высоком $\sigma_в$)	1,4—1,6
Стальные зубчатые колеса, подвергнутые объемной закалке	1,8
Стальные зубчатые колеса, подвергнутые цементации, азотированию или цианированию (включая выкружку зуба)	1,2
Чугунные зубчатые колеса	1,2

Для стальных колес с поверхностной закалкой можно принимать те же значения k_σ, что и для нормализованных колес.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба для чугуна определяют по эмпирической зависимости

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}45\sigma_{вр}. \qquad (3.71)$$

Коэффициент режима нагрузки при расчете зубьев на изгиб определяют по формуле

$$k_{ри} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_ц}}. \qquad (3.72)$$

Число циклов нагружения находят по формуле (3.68). Минимальное значение коэффициента режима $(k_{ри})_{\min} = 1{,}0$. Максимальное значение $k_{ри}$ не может превышать 1,65, т. е., если получится большее значение, то должно быть принято 1,65.

Предельные допускаемые напряжения изгиба $\sigma_{и\ пред}$ при расчете на предотвращение хрупкого разрушения или пластических деформаций зубьев в зависимости от материала принимают:

	Сердцевина зуба	Предельное допускаемое напряжение изгиба $\sigma_{и\ пред}$
Сталь	Незакаленная, твердость до HB 350	$0{,}8\,\sigma_T$
	Закаленная, твердость выше HB 350	$\frac{0{,}36\,\sigma_в}{k_\sigma}$
Чугун		$0{,}6\,\sigma_{вр}$

Глава IV

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 12. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи относятся к категории зубчато-винтовых передач и применяются в случаях, когда геометрические оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются (обычно под прямым углом).

Основным признаком для классификации червячных передач является форма червяка: различают передачи с цилиндрическими и с глобоидными червяками. Первые в свою очередь подразделяются на передачи с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками. Здесь рассмотрены только передачи с архимедовыми червяками; такие червяки представляют собой винты с трапецеидальным профилем резьбы в осевом сечении; в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью. Сведения о геометрии и расчете передач с эвольвентными, конволютными и глобоидными червяками см., например, в работе [57].

Червячные передачи так же, как и зубчатые, выполняют либо открытыми, либо в виде отдельных агрегатов — червячных редукторов.

Схемы и изображения общих видов наиболее распространенных типов червячных редукторов приведены в гл. II; там же даны схемы комбинированных редукторов, в которых одна из ступеней представляет собой червячную передачу, а другая — зубчатую. В случае необходимости получения больших передаточных чисел применяют двухступенчатые червячные редукторы (см. фиг. 2.25).

Передаточное число червячной передачи

$$i = \frac{\omega_ч}{\omega_к} = \frac{n_ч}{n_к} = \frac{z_к}{z_ч}, \qquad (4.1)$$

где $\omega_ч$, $n_ч$ и $\omega_к$, $n_к$ — угловые скорости в *рад/сек* и в *об/мин* соответственно червяка и червячного колеса;

$z_к$ — число зубьев червячного колеса;

$z_ч$ — число заходов червяка.

В силовых червячных передачах число заходов червяка выбирают в пределах $z_ч = 1 \div 4$, а число зубьев червячного колеса $z_к = 27 \div 70$ (реже до 80). В сравнительно слабо нагруженных передачах встречается $z_к$ до 120. Следовательно, посредством одноступенчатой силовой червячной передачи можно получить передаточное число в пределах примерно 7—70 и в отдельных случаях даже до 120. Применение червячных редукторов при малых передаточных числах ($i < 10$), как правило, нецелесообразно.

4.1. Рекомендуемые значения $z_ч$ и $z_к$ для нестандартных червячных передач

i	$z_ч$	$z_к$
7—8	4	28—32
9—13	3—4	27—52
14—24	2—3	28—72
25—27	2—3	50—81
28—35	1—2	28—70
36 и более	1	36 и более

Для выбора $z_ч$ и $z_к$ в нестандартных червячных редукторах при заданном передаточном числе можно пользоваться табл. 4.1.

С увеличением числа заходов червяка возрастает угол подъема винтовой линии и, как следствие, повышается к. п. д. передачи. Применение однозаходных червяков без крайней необходимости не рекомендуется. Указанная необходимость может возникнуть либо в связи с большой величиной требуемого (заданного) передаточного числа, либо для получения самотормозящей передачи (например, в некоторых простейших грузоподъемных механизмах с ручным приводом), у которой угол подъема винтовой линии червяка должен быть меньше угла трения.

В ряде случаев целесообразно провести параллельно два расчета передачи при разных числах зубьев колеса и заходов червяка и затем уже, исходя из полученных габаритов и к. п. д. передачи, выбрать более рациональный вариант.

Например, при $i = 16$ следует произвести расчеты, принимая $z_ч = 2$, $z_к = 32$ и $z_ч = 3$, $z_к = 48$.

При проектировании червячного редуктора для серийного изготовления значения $z_ч$ и $z_к$ следует принимать в соответствии с ГОСТ 2144-43 (табл. П20).

§ 13. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЕРЕДАЧИ

Ниже рассматриваются только некорригированные передачи с архимедовым червяком, имеющем в осевом сечении профильный угол $\alpha_s = 20°$.

Червяк. Обозначения основных размеров червяка приведены на фиг. 4.1.

Связь между осевым шагом t_s, осевым модулем m_s и ходом винтовой линии червяка S выражается формулой

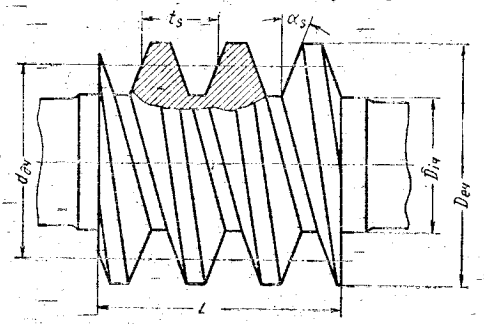
$$t_s = \pi m_s = \frac{S}{z_ч}. \qquad (4.2)$$

Применять без специальных оснований червяки с левым направлением нарезки не следует.

Диаметр делительного цилиндра червяка, совпадающего в некорригированных передачах с начальным цилиндром, берут кратным осевому модулю червяка, т. е.

$$d_{дч} = d_ч = qm_s, \qquad (4.3)$$

где q — число модулей в диаметре делительного цилиндра или относительная толщина червяка.



Фиг. 4.1. Цилиндрический архимедов червяк.

Для сокращения количества размеров фрез, требуемых для нарезания червячных колес, рекомендуется придерживаться стандартных значений q, указанных в табл. 4.2. Допускаемые, но нерекомендуемые значения q (в таблице в скобках) иногда используют при больших $z_к$, так как в этих случаях расстояние между опорами червяка получается большим и при малом q жесткость червяка может оказаться недостаточной (см. § 26).

4.2. Осевой модуль m_s и относительная толщина q червяка
(по ГОСТ 2144-43)

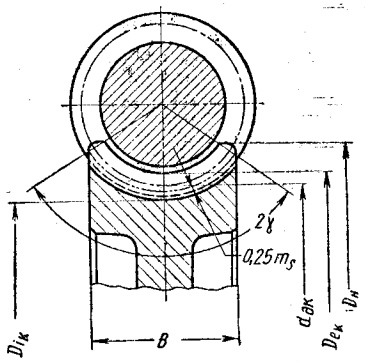
m_s	q	m_s	q	m_s	q
(2)	13	5	10 (12)	12	8 (11)
(2,5)		6	9 (11)	(14)	9
3	12	(7)		16	
(3,5)		8		(18)	
4		(9)	8 (11)	20	8
(4,5)	11	10		24	

Примечание. Значений m_s и q, помещенных в скобках, следует по возможности избегать.

Угол подъема винтовой линии λ на делительном цилиндре червяка связан с числом заходов $z_ч$ и относительной толщиной червяка q соотношением

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{z_ч}{q}. \qquad (4.4)$$

При проектировании самотормозящих червячных передач может оказаться необходимым отступить от табличных значений q в сторону их увеличения для обеспечения достаточно малого угла подъема (меньше угла трения). Необходимость увеличения q (даже по сравнению с наибольшим — нерекомендуемым — табличным) может возникнуть также в случае неудовлетворительных результатов расчета червяка на прочность и жесткость.



Фиг. 4.2. Сечение червяка и колеса плоскостью, перпендикулярной к оси червяка.

Величины углов подъема λ, соответствующие значениям q по ГОСТ 2144-43 при $z_ч = 1 \div 4$, приведены в табл. 4.3.

Диаметр цилиндра выступов червяка (при коэффициенте высоты головки, равном единице)

$$D_{eч} = d_{дч} + 2m_s = m_s(q + 2). \quad (4.5)$$

4.3. Углы подъема λ витка червяка по делительному цилиндру

$z_ч$	Значения λ при q					
	13	12	11	10	9	8
1	4°23′55″	4°45′49″	5°11′40″	5°42′38″	6°20′25″	7°07′30″
2	8°44′46″	9°27′44″	10°18′17″	11°18′36″	12°31′44″	14°02′10″
3	12°59′41″	14°02′10″	15°15′18″	16°41′56″	18°26′06″	20°33′22″
4	17°06′10″	18°26′06″	19°58′59″	21°48′05″	23°57′45″	26°33′54″

Диаметр цилиндра впадин червяка (при радиальном зазоре, равном 0,2 m_s)

$$D_{iч} = d_{дч} - 2{,}4m_s = m_s(q - 2{,}4). \quad (4.6)$$

В отдельных случаях радиальный зазор увеличивают до (0,25 ÷ ÷ 0,30) m_s.

Длину нарезаемой части червяка L принимают по соотношениям: при $z_ч = 1$ или 2

$$L \geqslant (11 + 0{,}06z_к)\, m_s; \quad (4.7)$$

при $z_ч = 3$ или 4

$$L \geqslant (12{,}5 + 0{,}09z_к)\, m_s. \quad (4.7а)$$

Для шлифуемых червяков величина L, полученная по указанным соотношениям, должна быть увеличена при $m_s < 10$ *мм* на 25 *мм*, при $m_s = 10 \div 16$ *мм* на 35—40 *мм* и при $m_s > 16$ *мм* на 50 *мм*.

Червячное колесо. Сечение червяка и червячного колеса плоскостью, перпендикулярной к оси червяка, показано на фиг. 4.2.

Диаметр делительной окружности червячного колеса

$$d_{дк} = d_к = z_к m_s. \tag{4.8}$$

Диаметр окружности выступов червячного колеса в среднем сечении (при коэффициенте высоты головки, равном единице)

$$D_{ек} = d_к + 2m_s = m_s (z_к + 2). \tag{4.9}$$

Диаметр окружности впадин червячного колеса в среднем сечении (при радиальном зазоре, равном 0,2 m_s)

$$D_{ік} = d_к - 2{,}4m_s = m_s (z_к - 2{,}4). \tag{4.10}$$

Наружный диаметр червячного колеса $D_н$ рекомендуется определять по формулам:

при $z_ч = 1$ $\quad D_н \leqslant D_{ек} + 2m_s;$

при $z_ч = 2$ или 3 $\quad D_н \leqslant D_{ек} + 1{,}5m_s;$ (4.11)

при $z_ч = 4$ $\quad D_н \leqslant D_{ек} + m_s.$

Ширину венца колеса B рекомендуется принимать по соотношениям:

при $z_ч = 1 \div 3$ $\quad B \leqslant 0{,}75D_{еч};$

при $z_ч = 4$ $\quad B \leqslant 0{,}67D_{еч}.$ (4.12)

Условный угол обхвата 2γ червяка венцом колеса определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $D_{еч} - 0{,}5\ m_s$ с контуром венца (см. фиг. 4.2):

$$\sin\gamma = \frac{B}{D_{еч} - 0{,}5m_s}. \tag{4.13}$$

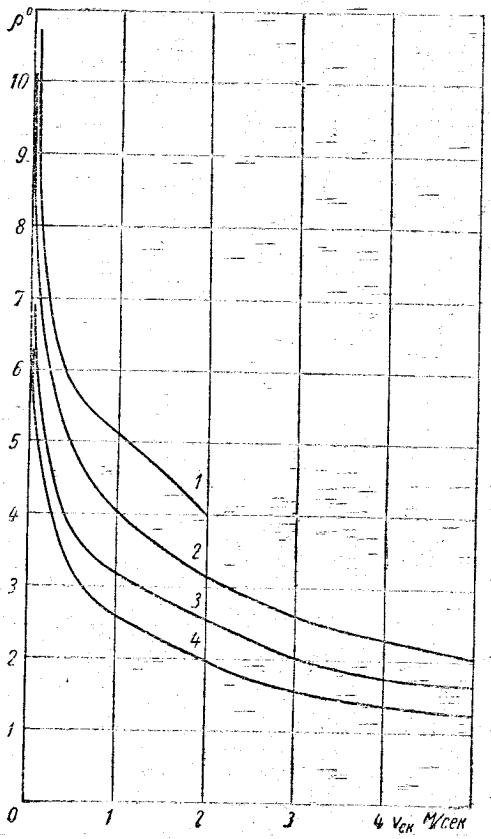
Коэффициент полезного действия. К. п. д. червячного редуктора с учетом потерь не только в зацеплении червяка и колеса, но и в опорах валов передачи, а также на разбрызгивание и перемешивание масла может быть с достаточной точностью определен по формуле

$$\eta = (0{,}95 \div 0{,}96)\frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \tag{4.14}$$

где ρ — угол трения.

При предварительном определении к. п. д., когда параметры передачи еще неизвестны, коэффициент трения для стального червяка и бронзового венца колеса можно принимать $f \approx 0{,}04 \div 0{,}06$, при стальном червяке и чугунном венце $f \approx 0{,}08 \div 0{,}12$ (бо́льшие значения для открытых бедно смазываемых передач).

При более точных расчетах редукторов рекомендуется принимать значения f и ρ, в зависимости от ско-



Фиг. 4.3. Зависимость угла трения от скорости скольжения в червячной передаче со стальным червяком:

1 — серый чугун, твердость червяка < *HRC* 45; *2* — безоловянные бронзы и серый чугун, твердость червяка ≥ *HRC* 45; *3* — оловянные бронзы, твердость червяка < *HRC* 45; *4* — оловянные бронзы, твердость червяка ≥ *HRC* 45.

4.4. Коэффициент трения f и угол трения ρ при работе червячного колеса из фосфористой бронзы по стальному червяку

$v_{ск}$ в м/сек	f	ρ
0,01	0,11 —0,12	6°17′—6°51′
0,10	0,08 — 0,09	4°34′—5°09′
0,25	0,065—0,075	3°43′—4°17′
0,5	0,055—0,065	3°09′—3°43′
1,0	0,045—0,055	2°35′—3°09′
1,5	0,04 —0,05	2°17′—2°52′
2,0	0,035—0,045	2°00′—2°35′
2,5	0,030—0,040	1°43′—2°17′
3,0	0,028—0,035	1°36′—2°00′
4,0	0,023—0,030	1°19′—1°43′
7,0	0,018—0,026	1°02′—1°29′

Примечания: 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы табличные значения следует увеличивать на 30—50%.

рости скольжения $v_{ск}$, по табл. 4.4 или по графикам на фиг. 4.3. Скорость скольжения, которая представляет собой геометрическую разность окружных скоростей червяка и колеса, определяют по формулам

$$v_{ск} = \frac{v_ч}{\cos \lambda} \qquad (4.15)$$

или

$$v_{ск} = \frac{m_s \omega_ч}{2000} \sqrt{z_ч^2 + q^2} \text{ м/сек}, \qquad (4.16)$$

где $v_ч = \frac{0{,}5\omega_ч m_s q}{1000}$ — окружная скорость червяка;

m_s — модуль зацепления в *мм*;

$\omega_ч$ — угловая скорость червяка в *рад/сек*.

Для ориентировочной оценки к. п. д. червячного редуктора можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 1.1 (§ 1).

Сравнительно невысокий к. п. д. червячных передач является одной из основных причин, в силу которых их применяют, как правило, для передачи мощности не свыше 45 *квт* и лишь в исключительных случаях до 120—150 *квт*.

§ 14. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ИЗГИБ

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса. Расчетным элементом зацепления являются зубья червячного колеса, как имеющие меньшую поверхностную и общую прочность, чем витки червяка. Случаи выхода передачи из строя в результате выкрашивания рабочих поверхностей витков червяка или их излома встречаются крайне редко.

Применительно к червячной передаче расчет на контактную прочность должен обеспечить не только отсутствие усталостного разрушения (выкрашивания) рабочих поверхностей зубьев, но и отсутствие заедания, приводящего к задирам рабочих поверхностей. При венцах червячных колес, изготовленных из чугуна или твердых безоловянных бронз, опасность заедания несравненно больше опасности усталостного разрушения рабочих поверхностей. Для этих материалов контактные напряжения ограничиваются величинами, установленными на основе эксперимента и эксплуатационных данных, гарантирующими от опасности возникновения заедания (см. табл. 4.8). Для открытых червячных передач (независимо от материалов) опасность заедания еще более существенна, чем для закрытых, поэтому в отличие от зубчатых открытые червячные передачи рассчитывают на контактную прочность. Следовательно, для червячных передач во многих случаях расчет на контактную прочность является косвенным расчетом на отсутствие заедания.

Расчет на контактную прочность ведут как проектный; при этом определяют требуемое межосевое расстояние [1]. При

[1] Методики расчета зубчатого и червячного зацеплений имеют определенную общность, поэтому некоторые положения, подробно освещенные в гл. III, здесь изложены весьма кратко. Для более ясного понимания материала по расчету червячных передач рекомендуем читателю ознакомиться с § 8 и 10.

произвольном сочетании материалов червяка и венца червячного колеса

$$A = \left(\frac{z_к}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{0{,}463}{\frac{z_к}{q}[\sigma]_к}\right)^2 M_{рк} E_{пр}}, \qquad (4.17)$$

где $M_{рк}$ — расчетный момент на валу червячного колеса;

$E_{пр} = \frac{2E_ч E_к}{E_ч + E_к}$ — приведенный модуль упругости ($E_ч$ — модуль упругости материала червяка, $E_к$ — то же, венца червячного колеса);

$z_к$ — число зубьев червячного колеса (указания по выбору см. стр. 86);

q — относительная толщина червяка;

$[\sigma]_к$ — допускаемое контактное напряжение (см. § 15).

При расчете, выполняемом с применением системы МКГСС и внесистемных единиц, $M_{рк}$ — в $кГ \cdot см$, $[\sigma]_к$ и $E_{пр}$ — в $кГ/см^2$, A — в $см$. При расчете в международной системе единиц $M_{рк}$ в $н \cdot м$, $[\sigma]_к$ и $E_{пр}$ — в $н/м^2$, A — в $м$.

Формула (4.17) и приведенные ниже формулы (4.19), (4.20), (4.22) — (4.24) соответствуют наиболее распространенной форме венца червячного колеса, при которой условный угол обхвата $2\gamma = 100°$ (см. стр. 89). При ином значении γ числовые коэффициенты в указанных формулах следует умножить на $\sqrt{\frac{100}{2\gamma}}$.

Расчетный момент на колесе равен номинальному, умноженному на коэффициент нагрузки:

$$M_{рк} = KM_к. \qquad (4.18)$$

Данные по выбору K приведены в § 15.

В начале расчета передачи модуль зацепления неизвестен, поэтому величиной q задаются ориентировочно. Обычно предварительно принимают $q = 8$, а для слабо нагруженных передач ($M_к \leqslant \leqslant 2500 \div 3000$ $кГ \cdot см$), когда можно ожидать получения малого модуля, принимают $q = 12$.

При материале венца колеса, для которого $[\sigma]_к$ зависит от скорости скольжения (см. табл. 4.8), этой величиной также задаются ориентировочно. Предварительно можно принимать $v_{ск} = 2{,}5 \div \div 4$ $м/сек$ (меньшие значения для слабо нагруженных передач).

Приведенный модуль упругости определяют по известным значениям модулей упругости материалов червяка и венца червячного колеса. Для стали в среднем $E_с = 2{,}15 \cdot 10^6$ $кГ/см^2 \approx 2{,}1 \times \times 10^5$ $Мн/м^2$; для чугуна $E_ч = (0{,}9 \div 1{,}3) \cdot 10^6$ $кГ/см^2 \approx (0{,}885 \div \div 1{,}18) \cdot 10^5$ $Мн/м^2$; для бронзы $E_б = (0{,}9 \div 1{,}15) \cdot 10^6$ $кГ/см^2 \approx \approx (0{,}885 \div 1{,}13) \cdot 10^5$ $Мн/м^2$ (бо́льшие значения для твердых безоловянных бронз).

Учитывая, что для чугуна и бронзы средние значения модуля упругости примерно одинаковы и сочетания материалов сталь —

бронза и сталь — чугун наиболее распространены для червячных пар, для упрощения расчетов в формулу (4.17) обычно вводят среднее значение $E_{пр} \approx 1{,}35 \cdot 10^6$ *кГ/см*$^2 \approx 1{,}32 \cdot 10^5$ *Мн/м*^{2}; в результате получают следующие расчетные формулы:

при применении системы МКГСС и внесистемных единиц

$$A = \left(\frac{z_к}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{540}{\frac{z_к}{q}[\sigma]_к}\right)^2 M_{рк}} \quad см; \tag{4.19}$$

при применении международной системы единиц (СИ)

$$A = \left(\frac{z_к}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{1{,}69 \cdot 10^5}{\frac{z_к}{q}[\sigma]_к}\right)^2 M_{рк}} \quad м. \tag{4.20}$$

После определения требуемого межосевого расстояния, следует найти осевой модуль зацепления из соотношения

$$m_s = \frac{2A}{q + z_к}. \tag{4.21}$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (см. табл. 4.2). Округление модуля повлечет за собой изменение межосевого расстояния и может оказаться, что предварительно принятое значение q не соответствует найденному модулю. После выбора стандартных значений m_s и q необходимо вычислить фактическое значение межосевого расстояния, соответствующее принятым параметрам.

Пусть, например, при $i = 17{,}5$ было принято $z_ц = 2$, $z_к = 35$, $q = 8$. Требуемое межосевое расстояние, найденное по формуле (4.17) [или (4.19) или (4.20)], $A = 128$ *мм*. Вычисляем значение модуля по формуле (4.21)

$$m_s = \frac{2A}{q + z_к} = \frac{2 \cdot 128}{8 + 35} = 5{,}96 \text{ мм}.$$

По табл. 4.2 принимаем $m_s = 6$ *мм* и соответственно $q = 9$, тогда

$$A = \frac{q + z_к}{2} m_s = \frac{9 + 35}{2} 6 = 132 \text{ мм}.$$

Желательно, чтобы окончательно принятое значение межосевого расстояния выражалось целым числом миллиметров. Для этого в отдельных случаях (если допустимо некоторое отступление от заданной величины передаточного числа) надо увеличить или уменьшить $z_к$ на один-два зуба [1].

Например, при $i = 18{,}5$ принято $z_ц = 2$, $z_к = 37$, и после округления параметров получено $m_s = 3$ *мм*, $q = 12$. Тогда

$$A = \frac{q + z_к}{2} m_s = \frac{12 + 37}{2} \cdot 3 = 73{,}5 \text{ мм}.$$

[1] При корригировании зацепления можно получить A, выражающееся целым числом миллиметров, без изменения $z_к$ (см. работы [57], [59]).

Целесообразно принять $z_к = 38$; тогда

$$A = \frac{12 + 38}{2} 3 = 75 \text{ мм};$$

при этом $i = \frac{38}{2} = 19$, что отличается от заданного передаточного числа менее чем на 3%.

При наличии в задании на проектирование специального указания, что проектируемый редуктор предназначен для серийного выпуска, следует не только m_s и q, но и величину A согласовать с ГОСТом (см. табл. П20).

После окончательного установления параметров зацепления следует уточнить коэффициент нагрузки и допускаемое напряжение (если оно зависит от скорости скольжения) и проверить расчетные контактные напряжения по одной из следующих формул.

При произвольном сочетании материалов червяка и колеса

$$\sigma_к = \frac{1{,}31}{d_{дк}} \sqrt{\frac{M_{рк} E_{пр}}{d_{дч}}} \leqslant [\sigma]_к. \qquad (4.22)$$

При расчете в единицах системы МКГСС и внесистемных единицах: $\sigma_к$, $[\sigma]_к$, $E_{пр}$ подставляют в $кГ/см^2$; $M_{рк}$ — в $кГ \cdot см$; $d_{дк}$ и $d_{дч}$ (см. фиг. 4.1 и 4.2) — в $см$.

При расчете в единицах системы СИ: $\sigma_к$, $[\sigma_к]$, $E_{пр}$ берут в $н/м^2$; $M_{рк}$ — в $н \cdot м$; $d_{дк}$ и $d_{дч}$ — в $м$.

При стальном червяке и червячном колесе, изготовленном из чугуна или имеющем бронзовый венец, при расчете в единицах системы МКГСС и внесистемных

$$\sigma_к = \frac{1500}{d_{дк}} \sqrt{\frac{M_{рк}}{d_{дч}}} \leqslant [\sigma]_к. \qquad (4.23)$$

При тех же материалах и расчете в единицах СИ

$$\sigma_к = \frac{4{,}76 \cdot 10^5}{d_{дк}} \sqrt{\frac{M_{рк}}{d_{дч}}} \leqslant [\sigma]_к. \qquad (4.24)$$

Результат проверочного расчета следует признать неудовлетворительным, если $\sigma_к$ превышает $[\sigma]_к$ более чем на 5—6% (передача перегружена), а также в случае, если расчетное напряжение ниже допускаемого на 15% и более (передача значительно недогружена). В том и другом случаях надо изменить параметры передачи и повторить проверку напряжений. В отдельных случаях может оказаться целесообразным изменить материал венца червячного колеса.

Расчет зубьев червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба выполняют по формуле [1]

$$\sigma_и = \frac{1{,}2 M_{рк} Y}{m_s d_{дк} d_{дч} y} = \frac{0{,}6 P_{рк} Y}{m_s d_{дч} y} \leqslant [\sigma]_и, \qquad (4.25)$$

[1] Расчетные формулы, приводимые в учебной и специальной литературе, отличаются большим разнообразием, что обусловлено, в основном, крайней условностью расчета. Принятая здесь методика расчета совпадает с изложенной в работах [18], [45], [57].

где σ_u — расчетное напряжение изгиба;

$P_{рк}$ — расчетное окружное усилие на червячном колесе, связанное с номинальным окружным усилием зависимостью $P_{рк} = KP_к$ (K — коэффициент нагрузки — см. § 10 и 15); величину $P_к$ определяют по известному моменту на валу червячного колеса:

$$P_к = \frac{2M_к}{d_{дк}};$$

γ — коэффициент, учитывающий ослабление зубьев в результате износа; для закрытых передач $\gamma = 1{,}0$, для открытых передач $\gamma \approx 1{,}5$;

y — коэффициент формы зуба, принимаемый по табл. 3.4 в зависимости от фиктивного (приведенного) числа зубьев червячного колеса

$$z_{фк} = \frac{z_к}{\cos^3 \lambda};$$

$[\sigma]_u$ — допускаемое напряжение изгиба ($[\sigma_0]_u$ — при работе зубьев одной стороной, $[\sigma_{-1}]_u$ — при работе зубьев обеими сторонами); значения приведены в § 15.

При расчете в единицах системы МКГСС и внесистемных: σ_u и $[\sigma]_u$ — в $кГ/см^2$; m_s, $d_{дк}$ и $d_{дu}$ — в $см$; $P_{рк}$ — в $кГ$; $M_{рк}$ — в $кГ \cdot см$.

При расчете в единицах СИ: σ_u и $[\sigma]_u$ — в $н/м^2$; m_s, $d_{дк}$ и $d_{дu}$ — в $м$; $P_{рк}$ — в $н$; $M_{рк}$ — в $н \cdot м$.

В подавляющем большинстве случаев расчетные напряжения изгиба в зубьях колес, размеры которых определены из расчета на контактную прочность, значительно ниже допускаемых.

В крайне редких случаях для открытых передач при большом числе зубьев колеса ($z_к > 80$) может оказаться, что прочность на изгиб недостаточна. В таком случае модуль зацепления определяют из проектного расчета зубьев на изгиб (при $\gamma = 1{,}5$) по формуле

$$m_s = \sqrt[3]{\frac{1{,}8M_{рк}}{y[\sigma]_u z_к q}}. \qquad (4.26)$$

Относительной толщиной червяка следует задаться; можно принимать $q = 12$, с последующим согласованием с ГОСТом.

В тех случаях, когда в передаче возникают пиковые нагрузки (см. стр. 46), следует проверить рабочие поверхности зубьев на отсутствие хрупкого разрушения и пластических деформаций; то же относится к общей (изгибной) прочности зубьев. Эти проверки производят так же, как и для зубчатых передач [см. формулы (3.18) и (3.23)]; значения предельных допускаемых напряжений приведены в § 15.

Помимо рассмотренных расчетов на контактную прочность и изгиб, для червячных передач обязательна проверка червяка на прочность и жесткость (см. § 26) и расчет редуктора на нагрев (см. § 43).

§ 15. КОЭФФИЦИЕНТ НАГРУЗКИ. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Коэффициент нагрузки для червячных передач так же, как и для зубчатых, равен произведению коэффициента концентрации нагрузки $K_{кц}$ на коэффициент динамичности нагрузки $K_{дин}$

$$K = K_{кц} K_{дин}.$$

Коэффициент концентрации нагрузки зависит в основном от деформаций червяка. При отсутствии приработки передачи коэффициент концентрации нагрузки (теоретический) определяют по формуле

$$K'_{кц} = 1 + \left(\frac{z_к}{\theta}\right)^3, \qquad (4.27)$$

где θ — коэффициент деформации червяка, определяемый по табл. 4.5.

4.5. Коэффициент деформации червяка

$z_ч$	Коэффициент деформации θ при q							
	6	7	8	9	10	11	12	13
1	40	55	72	89	108	127	147	163
2	32	44	57	71	86	102	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108

Приработка зубьев зависит от колебаний нагрузки передачи. При постоянной нагрузке происходит практически полная приработка, и концентрация нагрузки отсутствует, т. е. эффективный (действительный) коэффициент концентрации нагрузки $K_{кц} = 1{,}0$. При переменной нагрузке эффективный коэффициент концентрации нагрузки определяют по формуле

$$K_{кц} = 1 + \left(\frac{z_к}{\theta}\right)^3 (1 - x), \qquad (4.28)$$

где величину x можно принимать по тем же ориентировочным данным, что и для зубчатых передач (см. стр. 72).

Коэффициент динамичности нагрузки зависит от точности изготовления передачи и от скорости скольжения (табл. 4.6).

Для силовых червячных передач по ГОСТ 3675-56 предусмотрено пять степеней точности, нумеруемых от 5-й до 9-й в порядке убывания точности. Основной, наиболее часто применяемой, является 7-я степень точности.

Табл. 4.6 дает также ориентировочные указания по выбору степени точности передачи.

4.6. Коэффициент динамичности нагрузки $K_{дин}$

Степень точности	Скорость скольжения $v_{ск}$ в *м/сек*			
	До 1,5	Св. 1,5 до 3	Св. 3 до 7,5	Св. 7,5 до 12
6	—	—	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	—
9	1,25	—	—	—

Материалы червяка и червячного колеса выбирают, ориентируясь на условия работы проектируемой передачи; в частности, учитывают, предназначена ли передача для непрерывной работы или для работы с перерывами. При выборе материала для червячного колеса обязательно должна быть учтена величина скорости скольжения. Так, при $v_{ск} \leqslant 2$ *м/сек* допустимо применять чугунные червячные колеса, работающие в паре со стальными червяками. При бо́льших скоростях скольжения червячное колесо делают составным — венец (бандаж) из бронзы, а колесный центр — из чугуна. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловяннофосфорные бронзы (Бр. ОФ 10-1, Бр. ОНФ). Часто применяют также оловянноцинковосвинцовые бронзы (например, Бр. ОЦС 6-6-3) и безоловянные бронзы (Бр. АЖ 9-4Л, Бр. АЖН 10-4-4Л); некоторые заводы делают венцы червячных колес из латуни марки ЛАЖМц 66-6-3-2. Безоловянные бронзы значительно дешевле оловянных, имеют высокие механические характеристики, но антифрикционные свойства их несколько хуже. Для безоловянных бронз и латуни допускаемая скорость скольжения до 7 *м/сек* при работе в паре со стальным шлифованным или полированным червяком, имеющим твердость рабочих поверхностей не ниже *HRC* 45.

Для изготовления червяков применяют среднеуглеродистую конструкционную сталь (сталь 45, 50, реже 35, Ст. 6) и различные марки легированной стали (12ХНЗА, 18ХНВА, 20Х — цементуемые; 40Х; 40ХН — подвергаемые закалке или улучшению; 38ХМЮА — азотируемую). Термическая или термохимическая обработка червяка до твердости выше *HRC* 45 и последующее шлифование или полирование позволяют повысить допускаемые напряжения для червячных пар (табл. 4.7).

Расчетные значения допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_0]_и$ и $[\sigma_{-1}]_и$ и контактных (в тех случаях, когда эти напряжения определяются по сопротивлению усталостному выкрашиванию — см. табл. 4.7) получают умножением табличных значений $[\sigma_0]'_и$, $[\sigma_{-1}]'_и$, $[\sigma]'_к$ на коэффициенты режима работы: $k_{ри}$ — для допускаемых напряжений изгиба, $k_{рк}$ — для допускаемых контактных напряжений, т. е. $[\sigma_0]_и = k_{ри}\,[\sigma_0]'_и$ и т. д.

4.7. Механические характеристики, основные допускаемые контактные напряжения ($[\sigma]'_к$) и основные допускаемые напряжения изгиба ($[\sigma_0]'_u$ и $[\sigma_{-1}]'_u$) для материалов червячных колес

[9], [18], [23], [30], [45], [48], [57], [59], [62]

Марка бронзы, латуни или чугуна	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_в$		Предел текучести σ_T		Допускаемые напряжения при твердости червяка $< HRC$ 45						Допускаемые напряжения при твердости червяка $\geq HRC$ 45					
						$[\sigma_0]'_u$		$[\sigma_{-1}]'_u$		$[\sigma]'_к$		$[\sigma_0]'_u$		$[\sigma_{-1}]'_u$		$[\sigma]'_к$	
		в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²	в кГ/см²	в Мн/м²
Бр. ОФ 10-1	В землю	1800	177	1000	98,1	400	39,2	290	28,4	1300	128	500	49,1	360	35,3	1600	157
Бр. ОФ 10-1	В кокиль	2600	255	1500	147	580	57	420	41,2	1900	186	720	70,6	520	51,0	2250	221
БР. ОНФ	Центробежный	2900	284	1700	167	650	63,8	460	45,1	2100	206	810	79,5	570	56,0	2500	246
Бр. ОЦС 6-6-3	В землю	1500	147	—	—	360	35,3	260	25,5	1130	111	460	45,1	330	32,4	1350	133
Бр. ОЦС 6-6-3	В кокиль	1800	177	—	—	460	45,2	330	32,4	1350	132	540	53,0	390	38,3	1620	159
Бр. ОЦС 6-6-3	Центробежный	2200	216	—	—	520	51	370	36,3	1650	162	630	61,8	460	45,1	1980	194
Бр. АЖ 9-4Л	В землю	4000	392	2000	196	820	80,5	640	62,8	—	—	1000	98,1	760	74,6	—	—
Бр. АЖ 9-4Л	В кокиль	5000	491	2400	236	860	84,4	700	68,7	—	—	1100	108	840	82,5	—	—
Бр. АЖН 10-4-4Л	То же	6000	589	2800	275	1030	101	820	80,5	—	—	1320	130	1000	98,1	—	—
ЛАЖМц 66-6-3-2	»	6500	638	2400	236	1100	108	840	82,5	—	—	1400	138	1060	104	—	—
СЧ 12-28	В землю	1200	118	—	—	340	33,4	210	20,6	—	—	420	41,2	260	25,5	—	—
СЧ 15-32	То же	1500	147	—	—	380	37,3	240	23,6	—	—	480	47,1	300	29,4	—	—
СЧ 18-36	»	1800	177	—	—	430	42,2	270	26,5	—	—	540	53	340	33,4	—	—
СЧ 21-40	»	2100	206	—	—	480	47,1	300	29,4	—	—	600	58,9	370	36,3	—	—

Значение k_{pu} определяют по формуле

$$k_{pu} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_ц}}. \qquad (4.29)$$

При числе циклов нагружения каждого зуба колеса меньшем, чем 10^6, следует принимать $N_ц = 10^6$; если окажется, что число циклов больше $25 \cdot 10^7$, надлежит принимать $N_ц = 25 \cdot 10^7$. Следовательно, значение k_{pu} изменяется в пределах max $k_{pu} = 1{,}0$. min $k_{pu} = 0{,}543$.

Величину $N_ц$ вычисляют по формуле

$$N_ц = 60 n_к t, \qquad (4.30)$$

где t — срок службы передачи в *ч*.

Для определения коэффициента режима работы при вычислении расчетных значений допускаемых контактных напряжений служит формула

$$k_{pк} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_ц}}. \qquad (4.31)$$

Значение $N_ц$ вычисляют по формуле (4.30). При числе циклов, превышающем $25 \cdot 10^7$, в формулу (4.31) следует подставлять

4.8. Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из условия стойкости против заедания [23], [29], [45], [59]

Материалы		$[\sigma]_к$ в *кГ/см²* (в скобках в *Мн/м²*) при скорости скольжения $v_{ск}$ в *м/сек*								
венца червячного колеса	червяка	0	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Бр. АЖ 9-4Л	Сталь, твердость > *HRC* 45	— —	— —	1850 (182)	1820 (179)	1760 (173)	1700 (167)	1640 (161)	1530 (150)	1410 (138)
Бр. АЖН 10-4-4Л	То же	— —	— —	2000 (196)	1960 (192)	1900 (187)	1840 (181)	1780 (175)	1670 (164)	1550 (152)
ЛАЖМц 66-6-3-2	»	— —	1880 (185)	1750 (172)	1720 (169)	1570 (154)	1520 (149)	1440 (141)	1300 (128)	1200 (118)
СЧ 12-28 или СЧ 15-32	СЧ 15-32, СЧ 18-36, СЧ 21-40	2130 (209)	2000 (196)	1870 (184)	1730 (170)	1440 (141)	— —	— —	— —	— —
СЧ 15-32 или СЧ 18-36	Сталь 20 или 20Х цементованная	1870 (184)	1580 (155)	1300 (128)	1150 (113)	860 (84,5)	— —	— —	— —	— —
СЧ 12-28 или СЧ 15-32	Сталь 45 или Ст. 6	1730 (170)	1440 (141)	1150 (113)	1000 (98)	720 (70,7)	— —	— —	— —	— —

$N_ц = 25 \cdot 10^7$; следовательно, минимальное значение рассматриваемого коэффициента $\min k_{рк} = 0{,}67$.

Приведенные данные об определении коэффициентов режима работы относятся к передачам, работающим с постоянной нагрузкой; при переменной нагрузке следует исходить из так называемого эквивалентного числа циклов, указания по определению которого приведены в более полных руководствах (см. [45], [57], [59]).

Допускаемые контактные напряжения в тех случаях, когда они зависят от скорости скольжения, выбирают по табл. 4.8. Так как допускаемые напряжения установлены не по условию сопротивления контактной усталости, а по сопротивлению заеданию, коэффициент режима работы не должен учитываться, т. е. табличные значения одновременно являются и расчетными.

Предельные допускаемые напряжения, по которым ведется расчет при кратковременных перегрузках (пиковых нагрузках), приведены в табл. 4.9.

4.9. Предельные допускаемые напряжения при кратковременных нагрузках

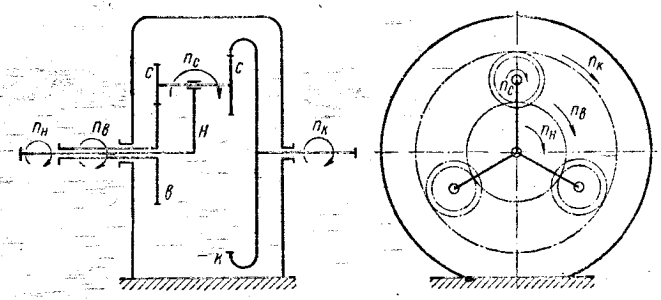
Материал	$[\sigma]_{к\ пред}$	$[\sigma]_{и\ пред}$
Оловянные бронзы Безоловянные бронзы	$4\sigma_T$ $2\sigma_T$	$0{,}8\sigma_T$
Чугун	26—30 $кГ/мм^2$	$0{,}6\sigma_{вр}$

Глава V

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 16. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Передачи, в которых некоторые колеса вращаются вокруг подвижных (вращающихся) осей, называют *планетарными передачами* (фиг. 5.1.). Колеса, установленные на вращающейся детали, называют сателлитами (*с*), а саму вращающуюся деталь — водилом (*Н*). Колеса, геометрические оси которых совпадают с осью водила,



Фиг. 5.1. Схема планетарной передачи.

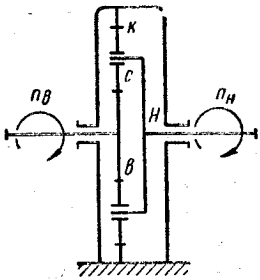
называют центральными колесами (*в* и *к*). Геометрическая ось водила неподвижна и называется основной осью. Звенья, которые могут вращаться вокруг основной оси (водило и колеса), называют основными звеньями.

Планетарные передачи, в которых все основные звенья подвижны, имеют две степени подвижности и называются *дифференциальными передачами*. Эти передачи позволяют раскладывать одно вращательное движение на два или суммировать два независимых вращательных движения. Дифференциальные передачи широко применяют в транспортных машинах, станкостроении, приборостроении. Здесь эти передачи не рассматриваются.

Планетарные передачи, в которых одно из центральных колес неподвижно, имеют одну степень подвижности (фиг. 5.2). Эти

передачи позволяют получать большие передаточные числа; их применяют в редукторах и мультипликаторах.

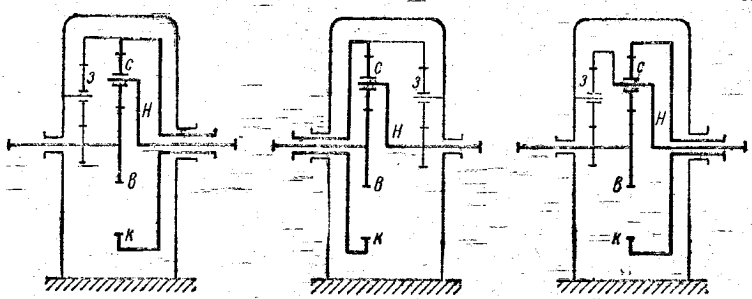
Дифференциальные передачи, в которых центральные колеса или одно из центральных колес и водило замкнуты простой зубчатой передачей, называют замкнутыми планетарными передачами. На фиг. 5.3 приведены схемы замкнутых планетарных передач, причем замыкающая передача (*з*) показана тонкими линиями. Замкнутые планетарные передачи имеют одну степень подвижности, они позволяют получать большие передаточные числа. Эти передачи применяют в коробках перемены передач и в редукторах.



Фиг. 5.2. Схема планетарной передачи с одним неподвижным центральным колесом.

Планетарные передачи могут выполняться с одним или несколькими сателлитами.

Для определения передаточного числа планетарной передачи применяют метод остановки водила. Пусть $n_в$, $n_к$, $n_с$ и $n_Н$ угловые скорости соответствующих звеньев относительно основной оси, т. е. абсолютные угловые скорости этих звеньев. Всем звеньям передачи сообщают дополнительное вращение со скоростью водила, но в противоположном направлении, т. е. со скоростью — $n_Н$. При этом водило останавливается, и дифференциальная передача (см. фиг. 5.1) обращается в простую зубчатую передачу с неподвижными осями колес, в которой последние вращаются с относительными угловыми скоростями $n^{(Н)}$ (фиг. 5.4);



Фиг. 5.3. Схемы замкнутых планетарных передач.

$$n_в^{(Н)} = n_в - n_Н;$$

$$n_к^{(Н)} = n_к - n_Н;$$

$$n_с^{(Н)} = n_с - n_Н;$$

$$n_Н^{(Н)} = n_Н - n_Н = 0.$$

Передаточное отношение любых двух колес при остановленном водиле определяют, как в обычных передачах [1]:

$$i_{вк}^{(H)} = \frac{n_в - n_H}{n_к - n_H} \tag{5.1}$$

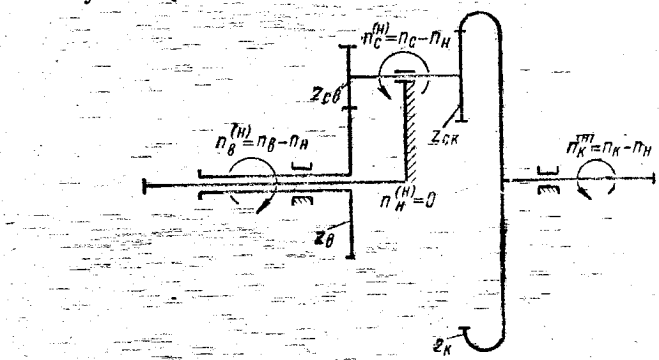
или

$$n_H (1 - i_{вк}^{(H)}) = n_в - n_к i_{вк}^{(H)}, \tag{5.2}$$

причем $i_{вк}^{(H)} = \frac{1}{i_{кв}^{(H)}}$ зависит только от чисел зубьев z колес, составляющих передачу, и знака передаточного отношения. Так, например, для рассматриваемой передачи

$$i_{вк}^{(H)} = \frac{z_к}{z_{ск}}\left(-\frac{z_{св}}{z_в}\right); \quad i_{св}^{(H)} = -\frac{z_в}{z_с}$$

(знак плюс берется для пары колес при внутреннем зацеплении, знак минус — при внешнем зацеплении).



Фиг. 5.4. Схема обращенной дифференциальной передачи.

Для планетарной передачи с одним неподвижным центральным колесом, например корончатым колесом $к$ (см. фиг. 5.2) на основе зависимости (5.1):

$$i_{вк}^{(H)} = 1 - \frac{n_в}{n_H} = 1 - i_{вH}^{(к)},$$

где $i_{вH}^{(к)}$ — передаточное отношение между центральным колесом $в$ и водилом H при неподвижном центральном колесе $к$.

Для этой же схемы при ведущем центральном колесе $в$, ведомом водиле H и неподвижном центральном колесе $к$ *передаточное число* планетарной передачи

$$i_{вH}^{(к)} = 1 - i_{вк}^{(H)}. \tag{5.3}$$

[1] Здесь и далее в обозначении передаточного отношения (или передаточного числа) нижние индексы указывают, для каких звеньев берется отношение угловых скоростей; верхний индекс (в скобках) указывает, какое звено неподвижно или остановлено.

Соответственно, при ведущем водиле H и ведомом центральном колесе $в$ (центральное колесо $к$ неподвижно) передаточное число

$$i_{Hв}^{(к)} = \frac{1}{i_{вH}^{(к)}} = \frac{1}{1 - i_{вк}^{(H)}}, \qquad (5.4)$$

причем $i_{вк}^{(H)}$, как указывалось, зависит только от чисел зубьев колес, составляющих передачу, и вида зацепления.

Основное достоинство планетарных редукторов — их компактность. Уменьшить габариты и вес всего привода удается благодаря возможности получения больших передаточных чисел, что позволяет использовать быстроходные малогабаритные легкие двигатели; кроме того, конструкции планетарных редукторов с несколькими сателлитами уменьшают усилия в зацеплении; улучшаются условия смазки (особенно при консистентной смазке); передача вписывается в размеры колеса с внутренними зубьями (корончатого колеса), которое и определяет габариты передачи.

Недостаток планетарных передач — некоторое усложнение конструкции и сборки.

Кинематические схемы основных типов планетарных редукторов показаны на фиг. 5.5. Выбор схемы редуктора определяется прежде всего его назначением. Схему *I* применяют обычно для силовых передач, поскольку эта схема обеспечивает наиболее высокий к. п. д. В этой схеме ведущим является центральное (солнечное) колесо $в$, ведомым — водило H и неподвижным — второе центральное колесо с внутренними зубьями (корончатое) $к$. Передаточное число такого редуктора находится в пределах 3,2—8; число сателлитов $и$ не меньше двух (обычно $и = 3 \div 5$); в подавляющем большинстве случаев наиболее компактные и рациональные конструкции можно получить при трех сателлитах. При необходимости получить бо́льшие передаточные числа применяют многоступенчатые редукторы, выполненные по схеме *II*, представляющие последовательное соединение передач схемы *I*. Схему *III* применяют в силовых передачах кратковременного действия и в кинематических передачах, поскольку эта схема обеспечивает компактные передачи с большими передаточными числами, но невысоким к. п. д. В этой схеме ведущим является водило H, ведомым — центральное колесо $в$, неподвижным — второе центральное колесо (коронка) $к$, причем оба центральных колеса с внутренними зубьями.

§ 17. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ

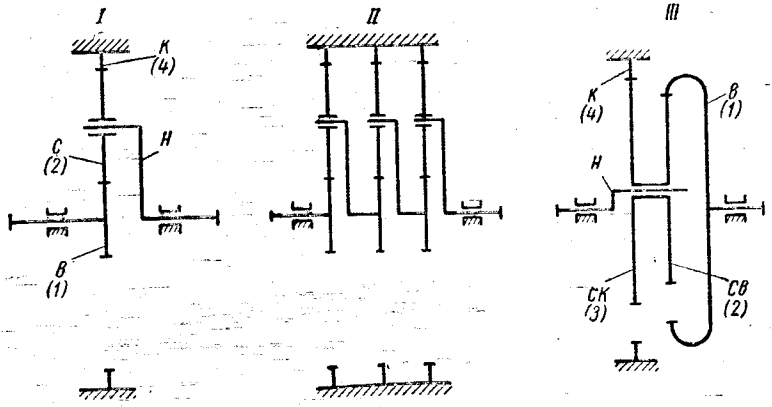
Геометрический и кинематический расчет

А. Редукторы, выполненные по схеме I

В дальнейшем приняты следующие обозначения (см. фиг. 5.5): *1* — центральное (солнечное) колесо, связанное с ведущим валом; *2* — сателлиты; *4* — центральное неподвижное колесо (коронка); z_1, z_2, z_4 — числа зубьев соответствующих колес; m — модуль

зацепления; A_{12}, A_{42} — расстояния между осями соответствующих колес.

Геометрический расчет некорригированных передач внешнего зацепления производят по известным формулам (см. § 8). Особен-



Фиг. 5.5. Кинематические схемы планетарных редукторов.

ность геометрического расчета передач внутреннего зацепления заключается в определении размеров колеса с внутренними зубьями, а именно:

диаметр делительной окружности

$$d_{дк} = mz_к; \tag{5.5}$$

диаметр окружности выступов

$$D_{ек} = d_{дк} - 2m + \frac{15{,}2m}{z_к}; \tag{5.5а}$$

диаметр окружности впадин

$$D_{ік} = d_{дк} + 2{,}5m. \tag{5.5б}$$

Межосевое расстояние

$$A = \frac{d_{дк} - d_{дш}}{2} = \frac{mz_c}{2} \tag{5.6}$$

где $z_c = z_к - z_ш$ — по аналогии с передачами внешнего зацепления называют суммарным числом зубьев передачи;

$z_к$ и $z_ш$ — числа зубьев соответственно колеса и шестерни.

Передаточное число редуктора, выраженное через числа зубьев,

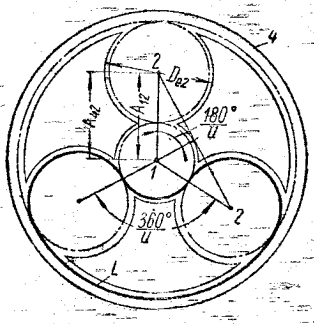
$$i_р = i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 + \frac{z_4}{z_1}. \tag{5.7}$$

При выборе чисел зубьев колес необходимо обеспечить следующие условия:

1. Условие соосности (фиг. 5.6): $A_{12} = A_{42}$. Для некорригированных передач это условие выполняется, если

$$z_2 = \frac{z_4 - z_1}{2}. \qquad (5.8)$$

2. Условие сборки, при котором u сателлитов расположатся равномерно внутри коронки. Это условие будет выполнено, если в контуре L, охватывающем половину длин начальных окружностей соседних сателлитов и $\frac{1}{u}$ длин начальных окружностей центральных колес (см. фиг. 5.6), будет целое число шагов зацепления t:



Фиг. 5.6. Расположение сателлитов в корончатом колесе.

$$L = tz_2 + \frac{tz_1}{u} + \frac{tz_4}{u} = \gamma' t,$$

чему, при z_2 — целом числе, соответствует

$$\frac{z_1 + z_4}{u} = \gamma, \qquad (5.9)$$

где γ' и γ — целые числа.

3. Условие соседства, при котором сателлиты размещаются в коронке, не задевая друг друга зубьями. Это условие выполняется, если (см. фиг. 5.6)

$$2A\sin\frac{180°}{u} > D_{e2}. \qquad (5.10)$$

Для некорригированных передач это условие приводит к неравенству

$$z_4 \sin\frac{180°}{u} - z_2\left(1 + \sin\frac{180°}{u}\right) > 2. \qquad (5.10а)$$

Указанные три условия приводят к следующим уравнениям для подбора чисел зубьев некорригированной передачи:

$$\left.\begin{aligned} z_4 &= (i_p - 1)\, z_1; \\ z_2 &= \left(\frac{i_p}{2} - 1\right) z_1; \\ \gamma &= \frac{i_p}{u} z_1. \end{aligned}\right\} \qquad (5.11)$$

Для определения чисел зубьев при данном передаточном числе i_p надо подобрать z_1 (соблюдая условие $z_1 \geqslant 17$) так, чтобы по уравнению (5.11) получились целые числа γ, z_2 и z_4, а затем проверить условие соседства (5,10а).

Б. Редукторы, выполненные по схеме III

Обозначения: *1* — центральное (колокольное) колесо, связанное с ведомым валом; *4* — центральное неподвижное колесо (коронка); *2* и *3* — колеса сдвоенного сателлита, причем колесо *2* находится в зацеплении с колокольным колесом *1*, а колесо *3* — с коронкой *4*.

Передаточное число редуктора, выраженное через числа зубьев,

$$i_p = i_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 - i_{14}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_2}{z_3 z_1}}. \qquad (5.12)$$

Условия для выбора чисел зубьев.

1. Условие соосности

$$A_{12} = A_{43}. \qquad (5.13)$$

Для некорригированных передач это условие выполняется, если

$$m_{12}(z_1 - z_2) = m_{43}(z_4 - z_3),$$

где m_{12} и m_{43} — модули зацепления соответствующих пар колес.

При одинаковых модулях для обеих пар колес

$$z_1 - z_2 = z_4 - z_3 = z_c, \qquad (5.13а)$$

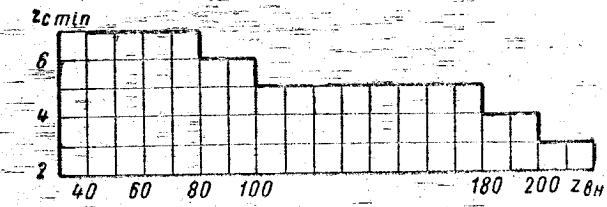
где z_c — суммарное число зубьев передач внутреннего зацепления.

Это же условие может быть записано иначе:

$$z_4 - z_1 = z_3 - z_2 = z_p, \qquad (5.14)$$

где z_p — разности чисел зубьев центральных колес и колес сателлита.

Следует иметь в виду, что чем меньше эти разности, тем компактнее передача.



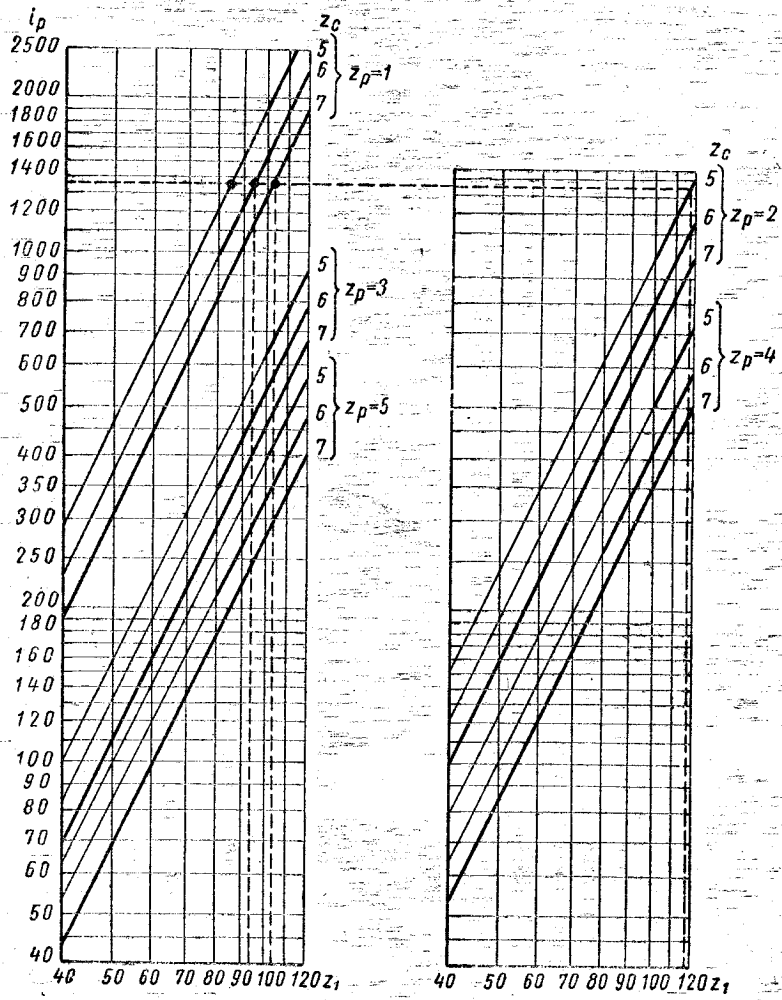
Фиг. 5.7. Минимальные значения z_c в функции $z_{вн}$.

2. При уменьшении суммарного числа зубьев передачи z_c увеличивается возможность интерференции — внедрения зуба шестерни в зуб колеса. Минимальные значения z_c в зависимости от числа зубьев колеса с внутренними зубьями $z_{вн}$ для прямозубого некорригированного зацепления, соответствующего 20-градусному стандартному инструменту, приведены на фиг. 5.7.

Число зубьев колокольного колеса определяется из уравнения

$$z_1^2 - z_1(z_c - z_p) - i_p z_c z_p = 0, \qquad (5.15)$$

являющегося результатом совместного решения (5.13а), (5.14) и (5.12).



Фиг. 5.8. График для выбора z_c и z_p.

Задаваясь суммарным числом зубьев z_c и разностями чисел зубьев z_p, находят из уравнения (5.15) число зубьев колокольного колеса

z_1, а затем, на основании формул (5.13а) и (5.14) определяют числа зубьев остальных колес:

$$\left.\begin{aligned} z_2 &= z_1 - z_c; \\ z_3 &= z_1 - (z_c - z_p) = z_2 + z_p; \\ z_4 &= z_1 + z_p. \end{aligned}\right\} \qquad (5.16)$$

При этом правильность выбора чисел зубьев проверяют по передаточному числу

$$i_p = \frac{z_1 z_3}{z_c z_p}. \qquad (5.17)$$

График для выбора z_c и z_p в зависимости от передаточного числа редуктора показан на фиг. 5.8, причем жирные линии графика относятся к некорригированным передачам, тонкие — к корригированным.

К. п. д. планетарных редукторов

К. п. д. редуктора с ведущим центральным колесом и ведомым водилом, выполненного по схеме *I* (см. фиг. 5.5),

$$\eta_{1H}^{(4)} = 1 - \left(1 - \frac{1}{i_{1H}^{(4)}}\right)(1 - \eta_{14}^{(H)}); \qquad (5.18)$$

к. п. д. редуктора с ведущим водилом и ведомым центральным колесом, выполненного по схеме III,

$$\eta_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 + (i_{H1}^{(4)} - 1)\left(\frac{1}{\eta_{14}^{(H)}} - 1\right)}, \qquad (5.19)$$

где $\eta_{14}^{(H)}$ — к. п. д. передачи в относительном движении, т. е. при остановленном водиле. Очевидно,

$$\eta_{14}^{(H)} = \eta_{\text{I}}\eta_{\text{II}},$$

где η_{I} и η_{II} — к. п. д. ступеней передачи с неподвижными осями (с учетом потерь в опорах).

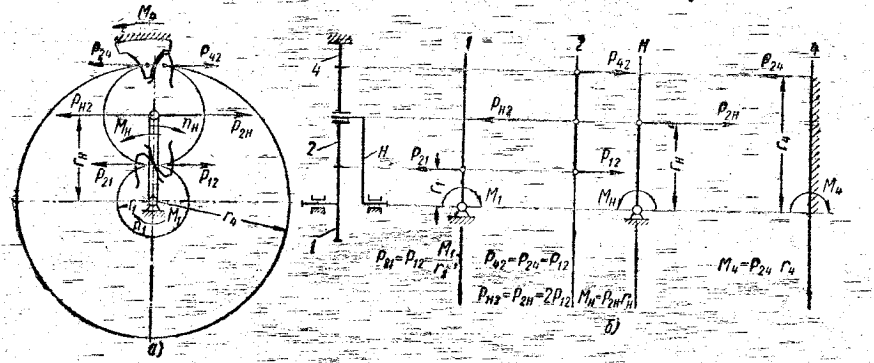
Из приведенных формул следует, что к. п. д. планетарного редуктора существенно зависит от его кинематической схемы и передаточного числа.

Усилия в планетарной передаче

Для определения усилий и моментов, действующих на звенья планетарной передачи, рассматривают поочередно равновесие каждого звена под действием сил, являющихся внешними для данного звена. Силы трения при этом не учитывают.

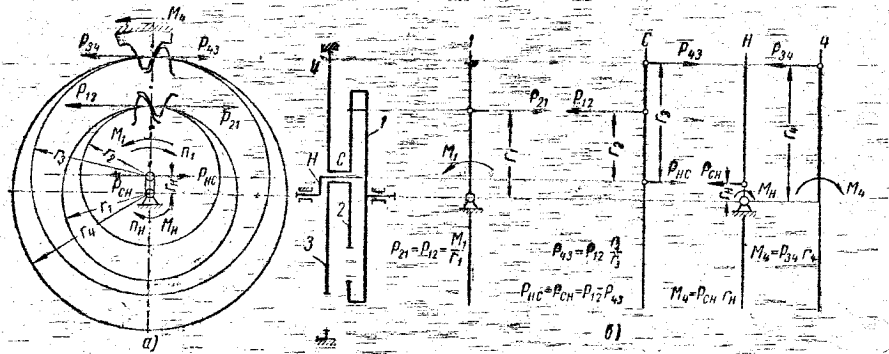
Пример определения усилий в редукторе, выполненном по схеме *I* (см. фиг. 5.5), приведен на фиг. 5.9, а по схеме *III* — на фиг. 5.10.

Окружные силы взаимодействия звеньев обозначены буквой P с двумя индексами: первый относится к звену, со стороны которого действует сила, второй — к звену, на которое действует сила. На



Фиг. 5.9. Определение окружных усилий в планетарном редукторе, выполненном по схеме *I* (фиг. 5.5).

фиг. 5.9, *а* и 5.10, *а* показаны одновременно все силы и моменты, действующие в передаче, причем силы действия и противодействия условно смещены относительно точек их приложения. На фиг. 5.9, *б*



Фиг. 5.10. Определение окружных усилий в планетарном редукторе, выполненном по схеме *III* (фиг. 5.5).

и 5.10, *б* показано применение так называемой «нотной» системы для определения соответствующих сил и моментов. В рассмотренных примерах P — общая нагрузка на все u сателлитов; нагрузку на один сателлит (P_1), с учетом неравномерного распределения P между сателлитами, определяют из равенства

$$P_1 = \frac{P}{u'},$$

где u' — так называемое приведенное число сателлитов; при одном сателлите $u' = u$, при $u = 2 \div 4$ можно принимать $u' = u - 0{,}7$.

Расчет на прочность зубчатых зацеплений в планетарных редукторах

Зубья колес планетарных передач рассчитывают на контактную прочность и на изгиб, как зубья колес обычных зубчатых передач; при этом следует выдержать все рекомендуемые соотношения. Вместе с тем, в соответствующих расчетных зависимостях находят отражение некоторые особенности работы планетарных передач. Определяя допускаемые напряжения для материалов колес, учитывают, что зубья центральных колес за один оборот нагружаются u раз и работают одной стороной, а зубья сателлитов, входящие в зацепление с солнечным колесом и коронкой, работают обеими поверхностями, но каждая рабочая поверхность нагружается один раз за один оборот сателлита. Следовательно, при постоянной нагрузке напряжения изгиба в зубьях центральных колес изменяются по пульсирующему циклу, а в зубьях сателлитов — по симметричному циклу, что должно быть учтено при выборе допускаемых напряжений изгиба (см. стр. 83). При реверсивной нагрузке напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу как в зубьях сателлитов, так и в зубьях центральных колес.

Коэффициенты режима $k_{рк}$ и $k_{ри}$ следует определять по числу циклов нагружения в относительном движении, т. е. по относительной угловой скорости $n^{(H)} = n - n_H$ (или $\omega^{(H)} = \omega - \omega_H$).

Числа циклов нагружения определяют по следующим формулам:

для центральных колес

$$N_ц = 60 \cdot n_ц^{(H)} u T' = 0{,}159 \omega_ц^{(H)} u T; \qquad (5.20)$$

для сателлитов

$$N_c = 60 \cdot n_c^{(H)} T' = 0{,}159 \omega_c^{(H)} T, \qquad (5.20а)$$

где n — угловая скорость в *об/мин*;

ω — то же, в *рад/сек*;

T' — срок службы в *ч*;

T — то же, в *сек*.

Расчетная нагрузка с учетом числа сателлитов

$$P_p = P \frac{K}{u'}; \qquad (5.21)$$

$$M_{рш} = M_ш \frac{K}{u'}. \qquad (5.21а)$$

Если одно из колес входит одновременно в передачи внешнего и внутреннего зацеплений (например, сателлит *2* в редукторе по схеме *I* — см. фиг. 5.5), то рассчитывать на прочность нужно только передачу внешнего зацепления (при примерно одинаковых материалах).

В формулы расчета на контактную прочность вместо i подставляют передаточное число рассчитываемой пары колес в их относительном движении (при остановленном водиле), т. е. $i = i^{(H)}_{шк} = \frac{z_к}{z_ш}$, где $z_ш$ и $z_к$ — числа зубьев соответственно шестерни и колеса рассчитываемой пары зубьев (шестерня — меньшее из двух сцепляющихся зубчатых колес, независимо от типа зацепления, т. е. $z_ш < z_к$ и $i^{(H)}_{шк} > 1$).

Относительная ширина колес $\psi_d = \frac{B}{d_ш}$ и коэффициент ширины $\psi_A = \frac{B}{A}$ берутся меньшими, чем в простых передачах, а именно $\psi_d \leqslant 0{,}8$ и $\psi_A \leqslant \frac{1{,}6}{i^{(H)}_{шк} \pm 1}$. Для редукторов, выполненных по схеме *I*, указанные величины выбирают по таблице.

Относительная ширина и коэффициент ширины для редукторов, выполненных по схеме I

Число сателлитов	ψ_d	$\psi_A\,(i^{(H)}_{шк} \pm 1)$
	Не более	
2	0,8	1,6
3	0,75	1,5
4	0,7	1,4

Кроме того, размеры сателлитов (ширина) должны при необходимости обеспечить размещение в них подшипников качения.

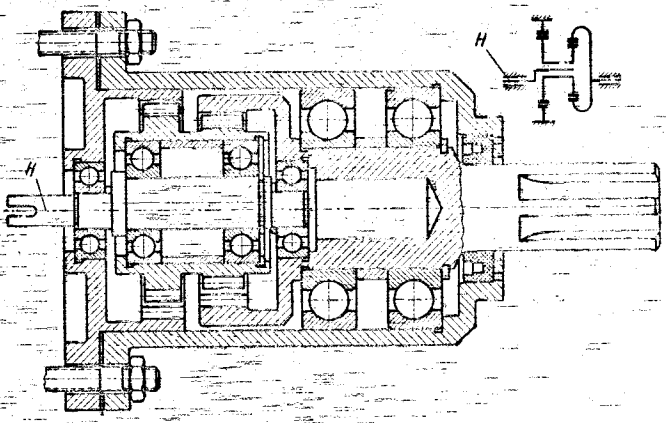
Порядок расчета планетарных передач зависит от технического задания. Если размеры передачи не ограничены, то расчет ведут как обычный проектный расчет, т. е. начинают с определения межосевого расстояния. Если передача должна быть вписана в определенные габариты, например в корпус двигателя, то диаметр колеса с внутренними зубьями (коронки) следует брать в соответствии с размерами двигателя. При этом, выбрав по кинематическому расчету числа зубьев колес передачи, и по размеру двигателя диаметр коронки, определяют из геометрического расчета модуль зацепления и межосевое расстояние, а затем из расчета на прочность определяют требуемую ширину зубчатых колес.

Коэффициент работоспособности подшипников сателлитов определяют по угловым скоростям вращающихся колец в относительном движении сателлитов ($n^{(H)}_c$ или $\omega^{(H)}_c$). Если подшипники установлены в сателлитах, то в относительном движении вращается наружное кольцо подшипника, что учитывают при выборе кинематического коэффициента $K_к$ (см. стр. 207).

§ 18. КОНСТРУКЦИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

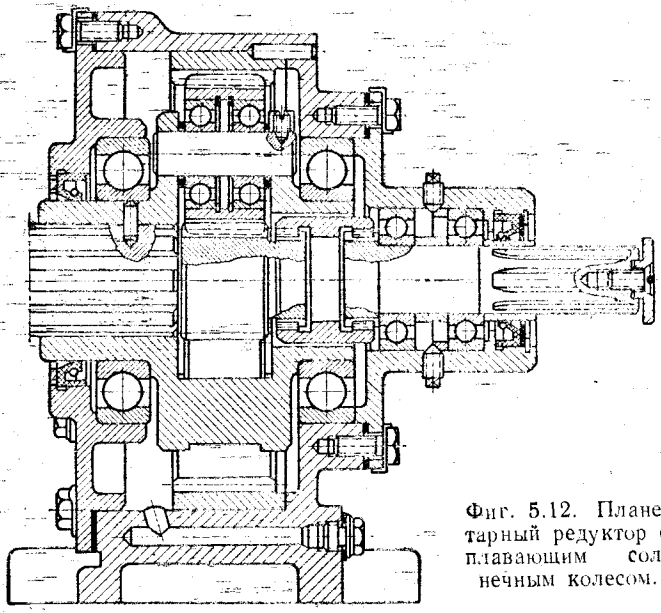
Конструкция зубчатых планетарных передач определяется их назначением, кинематической схемой, величиной передаваемого момента и режимом работы.

Силовые передачи, выполненные по схеме *I* для получения меньших габаритов, надо делать с возможно бо́льшим числом сателлитов.



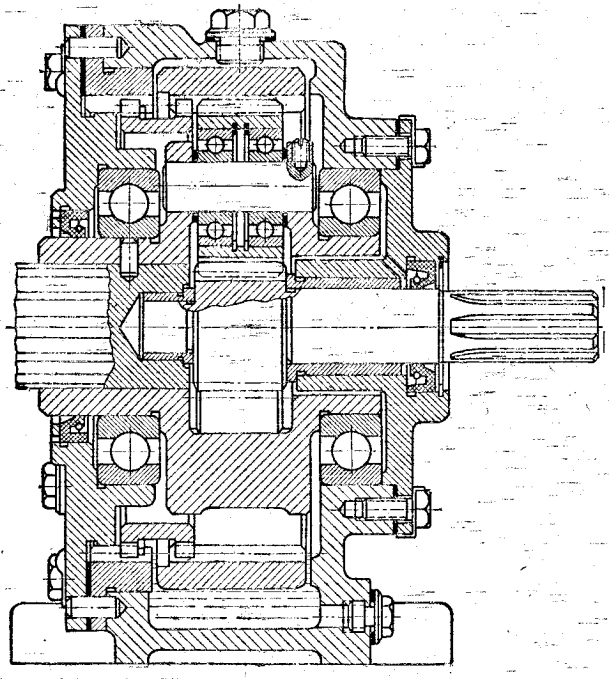
Фиг. 5.11. Планетарный редуктор с водилом, выполненным в виде эксцентрикового вала.

При проектировании малогабаритных силовых передач возникают трудности при подборе подшипников качения сателлитов, так

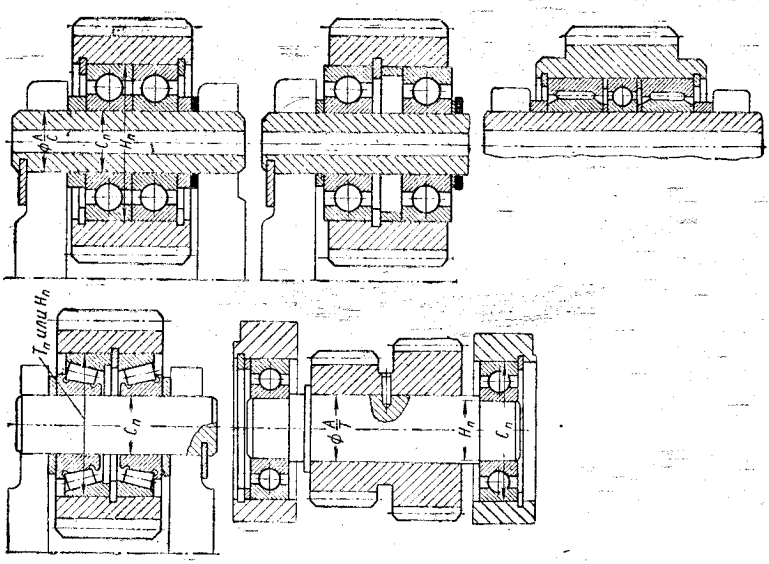


Фиг. 5.12. Планетарный редуктор с плавающим солнечным колесом.

как эти подшипники сильно нагружены, а размеры сателлитов ограничивают их габариты. В этом случае минимальная толщина обода сателлитов должна быть 2,25 m и максимально допустимый

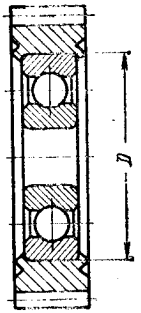


Фиг. 5.13. Планетарный редуктор с плавающим корончатым колесом.



Фиг. 5.14. Конструкции сателлитов на опорах качения.

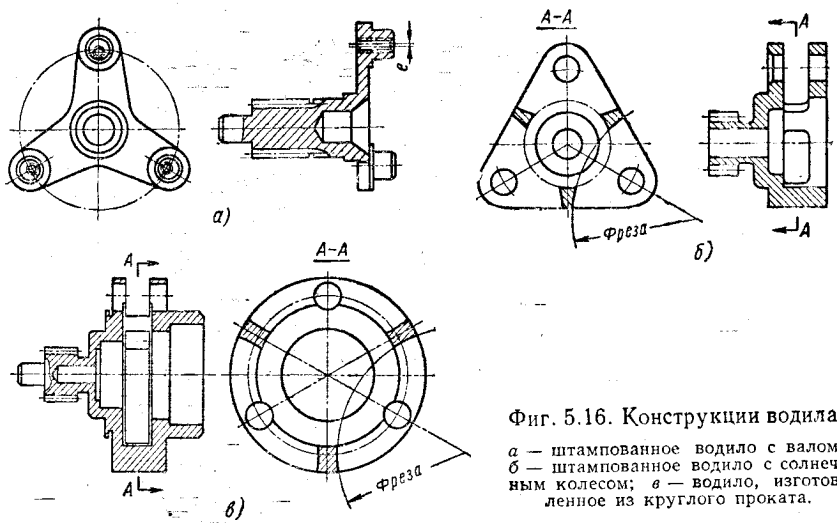
диаметр наружного кольца подшипника $D = m\,(z - 7)$ *мм*. В мелкомодульных передачах толщина обода должна быть не менее 2 *мм*. Если подшипники качения не удается разместить в сателлитах, то приходится применять подшипники скольжения.



Фиг. 5.15. Закрепление подшипника развальцовкой обода сателлита.

Передачи, выполненные по схеме *III*, рекомендуется применять только при небольшой разности между числами зубьев колес, находящихся в зацеплении; в этом случае из-за малой величины межосевого расстояния водило можно выполнить в виде вала с эксцентричной шейкой, на которую устанавливают сдвоенный сателлит (фиг. 5.11). В быстроходных передачах такого типа для уравновешивания сдвоенного сателлита иногда ставят противовес.

Неизбежные неточности при изготовлении передач приводят к неравномерному распределению нагрузки между сателлитами, что снижает нагрузочную способность редуктора. Существует три способа для выравнивания нагрузки между сателлитами: 1) жесткое крепление всех деталей при высокой точности выполнения всех размеров, очень тщательном монтаже и подборе сателлитов по зазору в зацеплениях с центральными колесами; 2) применение «плавающих» центральных колес или водила, не имеющих радиальных опор, 3) применение центральных



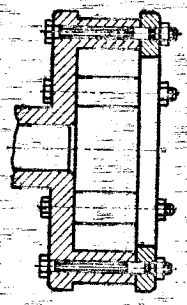
Фиг. 5.16. Конструкции водила:

а — штампованное водило с валом; *б* — штампованное водило с солнечным колесом; *в* — водило, изготовленное из круглого проката.

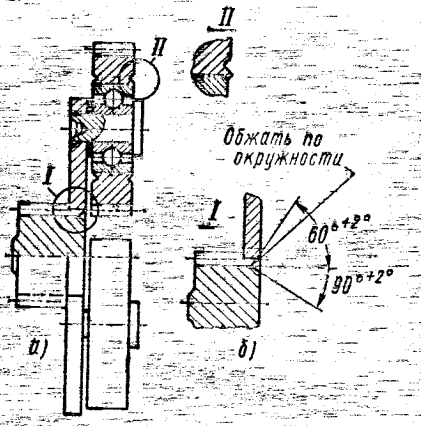
колес с гибким ободом или введение упругой связи между венцами сдвоенных сателлитов. Наиболее распространены конструкции с плавающими центральными колесами. Редуктор с плавающим солнечным колесом показан на фиг. 5.12, а с плавающим корончатым колесом на фиг. 5.13.

Конструкции сателлитов на опорах качения с различными способами крепления сателлита в водиле показаны на фиг. 5.14. В малогабаритных силовых конструкциях кратковременного действия сателлиты иногда устанавливают на одном подшипнике. Наружное кольцо подшипника крепят в ободе сателлита развальцовкой последнего (фиг. 5.15).

Водило может быть выполнено либо заодно с валом или с солнечным колесом последней ступени, либо



Фиг. 5.17. Водило со съемной щекой.



Фиг. 5.18. Соединение водила с солнечным колесом.

раздельно. Обычно водило изготовляют горячей штамповкой, а при небольших размерах вытачивают из круглого прутка; гнезда под сателлиты фрезеруют (фиг. 5.16). Водило со съемной щекой показано на фиг. 5.17; щеку крепят к основной части водила болтами, поставленными без зазора. Раздельное выполнение водила с солнечным колесом последующей ступени показано на фиг. 5.18; соединение осуществлено с помощью шлицев — подрезанных зубьев солнечного колеса. После соединения производится обжатие по всей окружности. Ось сателлита может быть выполнена как за одно целое с водилом, так и отдельно.

Корпуса планетарных передач обычно выполняют неразъемными, открытыми с одной или с двух сторон. После монтажа основных деталей редуктора корпус закрывается крышками, в которых установлены подшипники водила или центральных колес.

Глава VI

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Ременные передачи применяют обычно для понижения угловой скорости в сочетании с другими видами передач (зубчатыми, червячными и пр.). При выборе места ременной передачи в кинематической схеме привода следует учитывать, что сечение ремня и габариты передачи возрастают при уменьшении скорости, поэтому нецелесообразно проектировать ременную передачу за редуктором. Ременная передача может служить и для увеличения угловой скорости вала машины, например, в приводах центрифуг, сепараторов, центробежных насосов.

Рекомендуемые скорости ремней v в *м/сек* не более:

Плоские ремни:	
сшитые внахлестку	10
сшитые встык	20
с шарнирным проволочным соединением	25
Клиновые ремни	30
Бесконечные специальные быстроходные ремни:	
хлопчатобумажные	50
шелковые и капроновые	100

§ 19. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Межосевое расстояние A открытой передачи (фиг. 6.1) выбирают из условия долговечности ремня

$$A \geqslant 0{,}08v;$$

часто пользуются принятым на практике соотношением

$$A = (1{,}5 \div 2)(D_1 + D_2). \qquad (6.1)$$

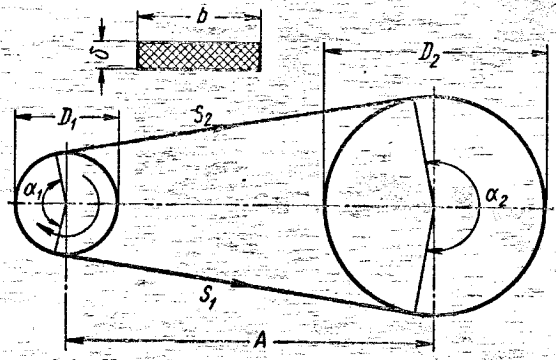
Длина ремня

$$L \approx 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}. \qquad (6.2)$$

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - 60\frac{D_2 - D_1}{A}. \qquad (6.3)$$

Для сокращения габаритов передачи обычно стремятся к выбору малых межосевых расстояний, однако при этом угол обхвата α_1 малого шкива должен быть не менее 150°, а по условию долговечности число пробегов ремня $u = \frac{v}{L} \leqslant 5^1/_{сек}$. Отношение $\frac{\delta}{D_1}$ не должно превышать значений, указанных в табл. 6.5.



Фиг. 6.1. Кинематическая схема ременной передачи.

Если длина ремня L была выбрана по указанному условию долговечности или по другим соображениям, то межосевое расстояние A определяют по формуле

$$A = \frac{2L - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (6.4)$$

Усилия в ветвях ремня. Ремень надевают на шкивы с предварительным натяжением, обеспечивающим напряжение в ветвях ремня при холостом ходе передачи $\sigma_0 = 14 \div 20\ кГ/см^2$, или в международной системе единиц (*СИ*) $\sigma_0 = 1{,}37 \div 1{,}96\ Мн/м^2$. Для всех ремней, кроме клиновых, обычно принимают

$$\sigma_0 = 18\ кГ/см^2 = 1{,}77\ Мн/м^2.$$

При холостом ходе усилия в обеих ветвях ремня одинаковы:

$$S_0 = \sigma_0 b \delta \quad (6.5)$$

(размеры b и δ см. фиг. 6.1).

При передаче окружного усилия P натяжения ведущей (S_1) и ведомой (S_2) ветвей будут

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= S_0 + \frac{P}{2}; \\ S_2 &= S_0 - \frac{P}{2}. \end{aligned}\right\} \quad (6.6)$$

Усилие Q, нагружающее вал,

$$Q \approx 2S_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}. \quad (6.7)$$

Направление силы Q, представляющей собой геометрическую сумму сил S_1 и S_2, целесообразно определять графически (см. фиг. 8.5).

Типы ремней. Плоские приводные ремни изготовляют следующих типов:

Кожаные ремни (табл. 6.1) отличаются большой упругостью, рекомендуются для передачи переменной нагрузки со значительными колебаниями и частыми переключениями. Допускают кратковременную перегрузку на 40—50%; стоимость относительно высока, поэтому применение их ограничено.

6.1. Кожаные ремни (по ОСТ НКЛП 5773/176)

Размеры в *мм*

Ширина ремня b	Толщина ремней δ	
	одинарных	двойных
20; 25; 30	3,0—3,5	—
(35); 40; (45); 50	3,5—4,0	—
60; 70; (75); 80	4,0—4,5	—
(85); 90; (95); 100; (115)	4,5—5,0	7,5—8,0
125; 150	5,0—5,5	9,0—9,5
175; 200; 225; 250; (275); 300	5,5—6	9,5—10

Примечание. Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять.

Прорезиненные ремни (табл. 6.2) наиболее распространены, применяются для широкого диапазона мощностей при передаче спокойной нагрузки; при резких колебаниях нагрузки пробуксовывают. Нельзя применять в среде, содержащей пары нефтепродуктов, так как происходит расслаивание ремня.

Промышленность выпускает следующие разновидности прорезиненных приводных ремней в соответствии с ГОСТ 101-54 *.

Тип А (нарезные ремни) рекомендуются для шкивов малого диаметра при $v \geqslant 20$ *м/сек*.

Тип Б (плоскозавернутые ремни) — для тяжелых условий работы при $v \leqslant 20$ *м/сек*.

Тип В (спиральнозавернутые) — для небольших нагрузок при $v \leqslant 15$ *м/сек*.

Прорезиненные ремни всех типов могут иметь резиновые обкладки, позволяющие применять их в помещениях с повышенной влажностью.

Хлопчатобумажные тканые ремни (табл. 6.3) несколько более упруги, чем предыдущие, допускают значительные колебания нагрузки, но непригодны для сырых помещений; применяются для небольших и средних мощностей при скорости $v \leqslant 20$ *м/сек*.

6.2. Прорезиненные ремни (по ГОСТ 101-54 *)

Размеры в *мм*

Тип ремня					
А		Б		В	
Ширина ремня *b*	Число прокладок *z*	Ширина ремня *b*	Число прокладок *z*	Ширина ремня *b*	Число прокладок *z*
20; 25; 30; 40; 45 50; 60; (65); 70; 75	3—5	20; 25; 30; 40; 45	2	20; 25; 30; 40	3
80; 85; 90; 100	3—6	—	—	50; 60; (65); 70; 75	3—5
				80; 85; 90; 100	3—6
(115; 120); 125; 150; (175); 200; (225); 250	4—6	150; 200; 250	4—6	125; 150; 200; 250	4—6
250; (275); 300; (350)	4—8	250; 300	4—8	250; 300	4—8
450; 400	5—8	375; 400; 425; 450	5—8	375; 400; 425; 450	5—8
500	5—9	500	5—9	500	5—9

Примечание. Число прокладок *z* указано для ремней, изготовленных из бельтинга (ткани) марки Б-820. Толщина *δ* одной прокладки с резиновой прослойкой 1,5 *мм*, без резиновой прослойки — 1,25 *мм*. Данные о ремнях из ткани ОПБ-5 и ОПБ-12 здесь не приведены.

Ремни типа А имеют резиновые прослойки между всеми прокладками; ремни типа Б изготовляют как с резиновыми прослойками, так и без них; ремни типа В не имеют резиновых прослоек.

Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять.

6.3. Хлопчатобумажные цельнотканые ремни (по ГОСТ 6982-54)

Ширина ремня *b*	Толщина *δ*	Слойность
30; 40; 50; 60; 75; 100	4,5	4
30; 40; 50; 60; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175	6,5	6
50; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175; 200; 225; 250	8,5	8

Шерстяные тканые ремни (табл. 6.4) упруги, допускают резкие колебания нагрузки и значительную кратковременную перегрузку (40—50%); устойчивы в сырых помещениях; стои-

мость сравнительно высока. Стойки по отношению к парам кислот и щелочей; применяются для передачи малых и средних мощностей.

6.4. Шерстяные ремни (по ОСТ НКТП 3157)

Размеры в *мм*

Ширина ремня b	Толщина δ	Слойность
50; 60; 75; 90;	6	3
100; 115; 125; 150; 175;	9	4
200; 225; 250; 300; 350; 400	11	5

Тип ремня выбирают в соответствии с условиями работы. В большинстве случаев подходит прорезиненный ремень (по ГОСТ 101-54 *), значительно реже выбирают ремни кожаные и хлопчатобумажные. Сечение ремня $b\delta$ определяют расчетом по тяговой способности (на основании кривых скольжения):

$$b\delta \geqslant \frac{P}{[k_n]}, \tag{6.8}$$

где P — окружное усилие; если задана передаваемая мощность N (в *квт*) и известна скорость v (в *м/сек*), то

$$P = \frac{102N}{v}\ кГ = \frac{1000N}{v}\ н; \tag{6.9}$$

$[k_n]$ — допускаемое полезное напряжение (допускаемое удельное окружное усилие), определяемое по формуле

$$[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta, \tag{6.10}$$

6.5. Значения k_0 и $\frac{\delta}{D_{min}}$ для приводных ремней

Ремень	k_0 в *кГ/см²*	k_0 в *Мн/м²*	$\frac{\delta}{D_{min}}$
Кожаный	$29-300\frac{\delta}{D_{min}}$	$2{,}84-29{,}4\frac{\delta}{D_{min}}$	$\frac{1}{35}\left(\frac{1}{25}\right)$
Прорезиненный	$25-100\frac{\delta}{D_{min}}$	$2{,}45-9{,}81\frac{\delta}{D_{min}}$	$\frac{1}{40}\left(\frac{1}{30}\right)$
Хлопчатобумажный тканый	$21-150\frac{\delta}{D_{min}}$	$2{,}06-14{,}7\frac{\delta}{D_{min}}$	$\frac{1}{30}\left(\frac{1}{25}\right)$
Шерстяной	$18-150\frac{\delta}{D_{min}}$	$1{,}77-14{,}7\frac{\delta}{D_{min}}$	$\frac{1}{30}\left(\frac{1}{25}\right)$

Примечание. Наибольшие значения $\frac{\delta}{D_{min}}$, указанные в скобках, допускаются лишь в крайних случаях, когда требуется обеспечить наименьшие габариты передачи; долговечность передачи при этом снижается.

где k_0 — полезное напряжение, относящееся к открытой горизонтально расположенной передаче, работающей при спокойной постоянной нагрузке, скорости $v=10$ *м/сек* и $\alpha_1=180°$. Значения k_0 для ремней различных типов приведены в табл. 6.5.

C_α — коэффициент, учитывающий влияние на работоспособность передачи угла обхвата малого шкива; определяется по формуле

$$C_\alpha = 1{,}0 - 0{,}003\,(180° - \alpha_1), \qquad (6.11)$$

угол α_1 (в *град*) определяют по формуле (6.3);

C_v — коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня на работоспособность передачи;

$$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2; \qquad (6.12)$$

C_p — коэффициент режима работы (табл. 6.6);

C_θ — коэффициент, зависящий от рода передачи и от угла ее наклона к горизонту (табл. 6.7).

6.6. Коэффициент режима и длительности работы C_p

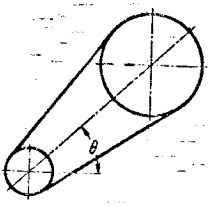
(для передачи от асинхронного электродвигателя переменного тока с короткозамкнутым ротором при односменной работе)

Характер нагрузки	Наименование машин	C_p
Легкая пусковая нагрузка (до 120% нормальной); почти постоянная рабочая нагрузка	Небольшие вентиляторы и воздуходувки; насосы и компрессоры центробежные; токарные, сверлильные и шлифовальные станки; ленточные транспортеры	1,0
Пусковая нагрузка до 150% нормальной; незначительные колебания рабочей нагрузки	Станки фрезерные, зубофрезерные, револьверные и автоматы; поршневые насосы и компрессоры с относительно тяжелыми маховиками; пластинчатые транспортеры	0,9
Пусковая нагрузка до 200% нормальной; значительные колебания рабочей нагрузки	Станки строгальные и долбежные; поршневые насосы и компрессоры с относительно легкими маховиками; транспортеры винтовые и скребковые; элеваторы; винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками	0,8
Пусковая нагрузка до 300% нормальной; весьма неравномерная и ударная рабочая нагрузка	Подъемники, экскаваторы, драги, бегуны, глиномялки, ножницы, молоты, дробилки	0,7

Примечания: 1. При работе в две смены табличное значение C_p снижать на 0,1; при работе в три смены — снижать на 0,2.

2. Для привода от электродвигателей постоянного тока и от паровых турбин принимают значения C_p, указанные в таблице. Для привода от синхронных электродвигателей, паровых машин и двигателей внутреннего сгорания значения C_p на 0,1 ниже указанных.

6.7. Значение коэффициента C_θ

Передача	θ в *град*			Схема
	0—60	60—80	80—90	
Открытая с периодическим подтягиванием	1,0	0,9	0,8	
Перекрестная	0,9	0,8	0,7	
Полуперекрестная	0,8	0,7	0,6	

Примечание. Для автоматически регулируемых ременных передач $C_\theta = 1$ независимо от θ.

При подстановке в формулу (6.8) величины P в *кГ* значение $[k_n]$ следует подставлять в *кГ/см*^{2}, при этом b и δ в *см*. При выполнении расчета в международной системе единиц (*СИ*) величины P в *н*, $[k_n]$ в *н/м*^{2} (табличные значения в *Мн/м*^{2} надо умножить на 10^6), размеры сечения ремня b и δ в *м*.

Скорость v ремня, входящая в формулы (6.9) и (6.12), в начале расчета еще неизвестна; приходится ею задаваться, исходя из опытных данных или же определять по формуле

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек}.$$

Диаметр меньшего шкива D_1 определяют предварительно по формуле М. А. Саверина

$$D_1 \approx (1150 \div 1350) \sqrt[3]{\frac{N}{n_1}} \text{ мм}, \qquad (6.13)$$

где N — в *квт*; n_1 — в *об/мин*.

Принимают промежуточное значение D_1, округленное по ОСТ 1655.

Диаметр бо́льшего шкива находят по формуле

$$D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon), \qquad (6.14)$$

где ε — относительное скольжение; для прорезиненных и текстильных ремней $\varepsilon \approx 0{,}01$, для кожаных $\varepsilon \approx 0{,}015$.

Полученное значение D_2 округляют по стандарту (обычно в сторону уменьшения) и уточняют передаточное число по формуле

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}. \qquad (6.15)$$

При расчете приходится задаваться межосевым расстоянием A, так как без этого нельзя определить величину α_1, входящую в формулы (6.3) и (6.11).

После подсчета всех указанных величин определяют требуемую площадь сечения ремня по формуле (6.8).

По найденному значению $b\delta$ подбирают из табл. 6.1–6.4 ремень, имеющий соответствующее сечение с соблюдением условия $\frac{\delta}{D_1} \leqslant \frac{\delta}{D_{min}}$ (см. табл. 6.5). При этом возможно несколько решений: можно выбрать ремень узкий, с относительно большой толщиной, или же широкий тонкий. Второе решение лучше, так как напряжение изгиба ремня будет меньше, а долговечность и к. п. д. передачи больше, чем в первом случае.

Далее проверяют условие долговечности ремня по числу пробегов в секунду $u = \frac{v}{L} \leqslant 5\ ^1/_{сек}$. Если это условие не удовлетворено, то следует увеличить межосевое расстояние A.

Шкивы

Для передач, работающих со скоростью $v \leqslant 30$ *м/сек*, шкивы отливают из серого чугуна СЧ 12-28 – СЧ 21-40; при $v = 30 \div 45$ *м/сек* шкивы литые из стали марок 25Л–40Л; при $v > 45$ *м/сек* шкивы изготовляют из легированной стали или дуралюмина.

Диаметры шкивов выбирают из табл. 6.8, а ширину обода – из табл. 6.9.

6.8. Диаметры шкивов (по ОСТ 1655)

D в *мм*						
50	110	200	400	800	1600	3200
—	112	225	450	900	1800	3600
63	125	250	500	1000	2000	4000
—	140	280	560	1120	2250	—
80	160	320	630	1250	2500	—
90	180	360	710	1400	2800	—

Соотношение между диаметром большого шкива и его шириной: $\frac{D_2}{B} \leqslant 12$.

6.9. Ширина обода шкива B в зависимости от ширины ремня b

Размеры в *мм*

b	B	Стрела выпуклости	b	B	Стрела выпуклости
30	40		150	175	
40	50	1	175	200	2,5
50	60		200	225	
			225	250	
60	70		250	300	
75	85		275	300	
80	100	1,5	300	350	3
85	100		350	400	
90	100				
100	125		450	500	
125	150	2	500	600	4
			550	600	

Остальные размеры чугунных шкивов (фиг. 6.2) следующие:
Толщина обода $s = 0{,}005D + 3 \div 5$ *мм*.
Утолщение (рифт) $e = s + 0{,}02B$.
Наружный диаметр ступицы $d_1 = (1{,}8 \div 2)d$.
Длина ступицы $L = (1{,}5 \div 2)d$, но не более B.
Число спиц $z \approx 0{,}15D$ (D в *мм*); при $B > 300$ *мм* число спиц удваивают, располагая их в два ряда; при $D \leqslant 300$ *мм* шкивы отливают без спиц со сплошным диском.

Сечение спиц эллиптическое. Размер большой оси эллипса h определяют из условного расчета спицы на изгиб, принимая $[\sigma_и] = 300$ *кГ/см²* = 29,4 *Мн/м²*:
при P в *кГ*, D и h в *см*

$$h = \sqrt[3]{\frac{PD}{8z}}; \qquad (6.16а)$$

при P в *н*, D и h в *м*

$$h = 0{,}1\sqrt[3]{\frac{PD}{785z}}. \qquad (6.16б)$$

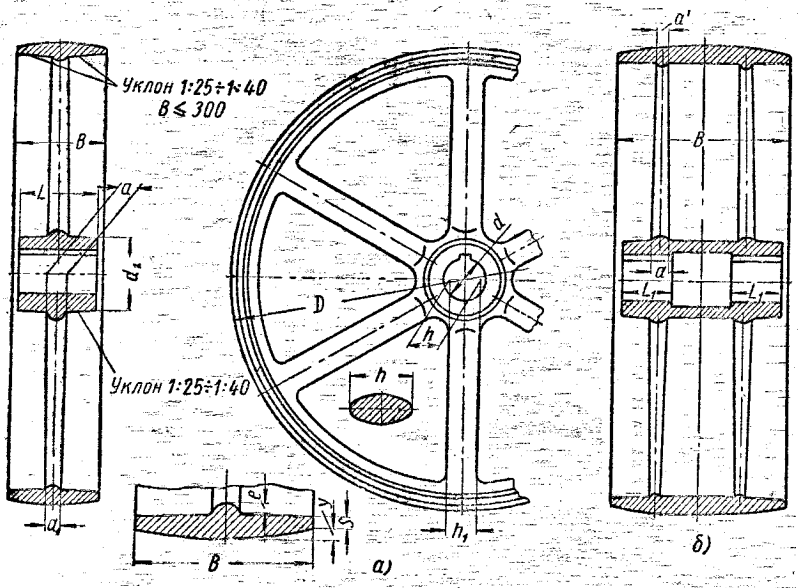
Размер малой оси $a \approx 0{,}4h$.

Размеры h и a относятся к воображаемому сечению спицы плоскостью, проходящей через ось вала и перпендикулярной оси спицы (см. фиг. 6.2).

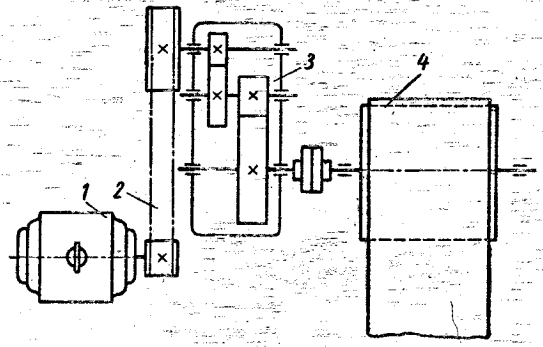
К ободу размеры сечения уменьшают: $h_1 \approx 0{,}8h$; $a_1 \approx 0{,}8a$.

Пример. Рассчитать (фиг. 6.3) ременную передачу от электродвигателя к редуктору ленточного транспортера по следующим

данным: передаваемая мощность $N = 4{,}5$ *квт*, $n_1 = 960$ *об/мин*; передаточное число ременной передачи $i \approx 3$. Работа в одну смену спо-



Фиг. 6.2. Конструкции чугунных шкивов:
а — с одним рядом спиц; *б* — с двумя рядами спиц.



Фиг. 6.3. Кинематическая схема привода транспортера.
1 — электродвигатель; *2* — ременная передача; *3* — редуктор; *4* — транспортер.

койная, без резких колебаний нагрузки; ремень прорезиненный; электродвигатель асинхронный с короткозамкнутым ротором; расположение ременной передачи — горизонтальное.

Р а с ч е т. 1. Определяем диаметр ведущего шкива D_1 по формуле Саверина (6.13):

$$D_1 = (1150 \div 1350)\sqrt[3]{\frac{N}{n_1}} = (1150 \div 1350)\sqrt[3]{\frac{4{,}5}{960}} = (192 \div 225)\ мм;$$

принимаем по ОСТ 1655 (табл. 6.8) $D_1 = 200$ *мм*.

2. Определяем диаметр ведомого шкива D_2 по формуле (6.14), приняв относительное скольжение $\varepsilon = 0{,}01$:

$$D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 3 (1 - 0{,}01) = 594\ мм;$$

округляем по ОСТ 1655 (табл. 6.8) до ближайшего меньшего значения $D_2 = 560$ *мм*.

3. Уточняем передаточное число по формуле (6.15):

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{560}{200(1-0{,}01)} = 2{,}83.$$

4. Принимаем межосевое расстояние A по формуле (6.1):

$$A = 1{,}5(D_1 + D_2) = 1{,}5(200 + 560) = 1140\ мм$$

и определяем длину ремня L по формуле (6.2):

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} =$$

$$= 2 \cdot 1140 + \frac{3{,}14}{2}(200 + 560) + \frac{(560 - 200)^2}{4 \cdot 1140} = 3500\ мм.$$

5. Определяем угол обхвата α_1 по формуле (6.3):

$$\alpha_1 \approx 180 - 60\frac{D_2 - D_1}{A} = 180 - 60\frac{560 - 200}{1140} = 161^\circ$$

и вычисляем коэффициент C_α по формуле (6.11):

$$C_\alpha = 1{,}0 - 0{,}003(180^\circ - \alpha_1) = 1{,}0 - 0{,}003(180^\circ - 161) = 0{,}94.$$

6. Находим скорость ремня:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 960}{60 \cdot 1000} \approx 10\ м/сек$$

и вычисляем коэффициент C_v по формуле (6.12):

$$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2 = 1{,}04 - 0{,}0004 \cdot 10^2 = 1.$$

7. По табл. 6.6 находим для заданных условий работы $C_p = 0{,}9$ и по табл. 6.7 $C_\theta = 1$.

8. По табл. 6.5 принимаем $\frac{\delta}{D_1} = \frac{1}{40}$ и вычисляем

$$k_0 = 25 - 100\frac{\delta}{D_1} = 25 - 100 \cdot \frac{1}{40} = 22{,}5\ кГ/см^2;$$

в единицах СИ

$$k_0 = 2{,}45 - 9{,}81 \cdot \frac{1}{40} = 2{,}21\ Мн/м^2.$$

9. Определяем допускаемое полезное напряжение по формуле (6.10)

$$[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta = 22{,}5 \cdot 0{,}94 \cdot 1 \cdot 0{,}9 \cdot 1 = 19{,}0\ кГ/см^2 = 1{,}87\ Мн/м^2.$$

10. Определяем окружное усилие P по формуле (6.9):

$$P = \frac{102N}{v} = \frac{102 \cdot 4{,}5}{10} = 45{,}9\ кГ = 450\ н$$

и находим требуемую площадь сечения ремня по формуле (6.8):

$$F = b\delta = \frac{P}{[k_n]} = \frac{45{,}9}{19} = 2{,}42\ см^2 = 242\ мм^2.$$

11. По табл. 6.2 выбираем прорезиненный ремень типа В, рекомендуемый при $v < 15\ м/сек$; число прокладок $z = 3$; толщина ремня

$$\delta = 1{,}25 \cdot z = 1{,}25 \cdot 3 = 3{,}75\ мм.$$

Проверяем отношение

$$\frac{\delta}{D_1} = \frac{3{,}75}{200} < \frac{1}{40}.$$

Расчетная (требуемая) ширина ремня

$$b = \frac{F}{\delta} = \frac{242}{3{,}75} = 64{,}5\ мм.$$

Округляем по ГОСТ 101-54 $b = 70\ мм$.

Уточняем площадь сечения ремня

$$b\delta = 70 \cdot 3{,}75 = 262\ мм^2 = 2{,}62\ см^2.$$

12. Определяем натяжение ветвей ремня и давление на валы. Принимаем напряжение от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = 18\ кГ/см^2 = 1{,}77\ Мн/м^2,$$

предварительное натяжение каждой ветви ремня

$$S_0 = \sigma_0 b\delta = 18 \cdot 2{,}62 = 47{,}2\ кГ = 463\ н;$$

находим рабочие натяжения ветвей по формуле (6.6):

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} = 47{,}2 + \frac{45{,}9}{2} = 70{,}2\ кГ = 688\ н;$$

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2} = 47{,}2 - \frac{45{,}9}{2} = 24{,}3\ кГ = 238\ н;$$

давление на валы по формуле (6.7)

$$Q = 2S_0 \sin\frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 47{,}2 \cdot \sin 80{,}5^\circ = 93\ кГ = 912\ н.$$

§ 20. ПЕРЕДАЧА С НАТЯЖНЫМ РОЛИКОМ

Натяжной ролик позволяет увеличить угол обхвата меньшего шкива, что необходимо при малом межосевом расстоянии и большом передаточном числе. Для уменьшения давления на ролик его устанавливают на ведомой ветви.

Геометрические соотношения (фиг. 6.4)

Предварительно межосевое расстояние намечают в зависимости от диаметров шкивов по формуле

$$A = D_1 + D_2.$$

Диаметр ролика

$$D_p \approx (0{,}8 \div 1)\, D_1.$$

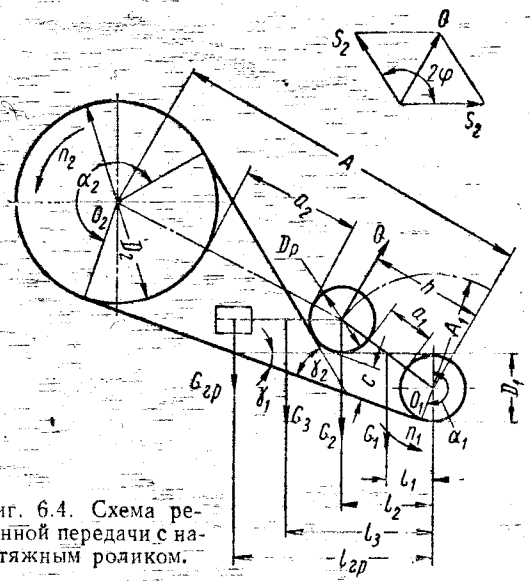
Расстояние между малым шкивом и роликом в свету

$$a_1 \geqslant \frac{D_1 + D_p}{2},$$

между центрами

$$A_1 \geqslant D_1 + D_p$$

(на практике допускают уменьшение a_1 до 35 *мм*, однако это отрицательно сказывается на долговечности ремня).



Фиг. 6.4. Схема ременной передачи с натяжным роликом.

Расстояние между роликом и большим шкивом в свету $a_2 \geqslant a_1$. Наименьшее расстояние между ветвями ремня $c = 50$ *мм*. Угол $2\varphi \approx 120°$. Длину ремня L, углы α_1, α_2, γ_1 и γ_2 определяют

непосредственным измерением по выполненной в масштабе схеме передачи. Натяжения ветвей S_1 и S_2 определяют, как и для открытой передачи, а давление на каждый вал — графически, как геометрическую сумму $\bar{S}_1 + \bar{S}_2$. Давление на ось ролика $Q = 2S_2 \cos\varphi$; при $\varphi = 120°$ получим $Q = S_2$.

Особенности расчета ремня

Требуемую площадь сечения ремня находят по той же формуле (6.8), что и в случае открытой передачи; значение $[k_n]$ определяют по формуле (6.10), но при $C_\theta = 1$, т. е.

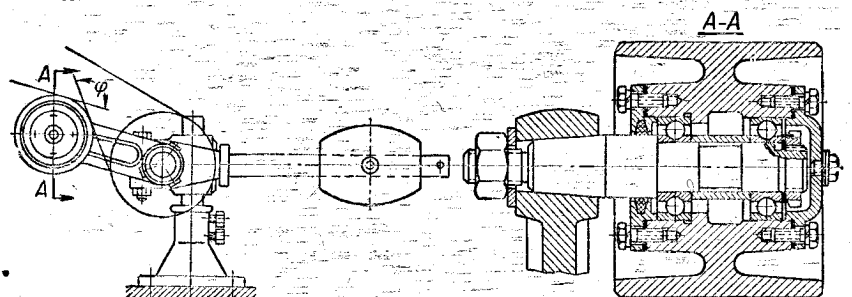
$$[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p, \qquad (6.17)$$

где

$$C_\alpha = 1 + 0{,}005\,(\alpha_1 - 180°). \qquad (6.18)$$

Значение α_1 рекомендуется выбирать в пределах 200—230° (с проверкой непосредственно по схеме передачи). Коэффициент C_v определяется по формуле (6.12), C_p — по табл. 6.6.

Число пробегов $u = \frac{v}{L}$ должно быть не более трех в секунду, так как ремень испытывает знакопеременный изгиб.



Фиг. 6.5. Конструкция натяжного ролика.

Силу тяжести груза $G_{гр}$ определяют из уравнения равновесия ролика — равенства нулю суммы моментов всех приложенных к ролику сил относительно оси качания рычага ролика. Эта ось должна, по возможности, совпадать с осью вращения малого шкива. Обозначив G_1, G_2, G_3 и $G_{гр}$ соответственно силы тяжести роликового рычага, ролика, грузового рычага и груза; l_1, l_2, l_3 и $l_{гр}$ — соответствующие плечи, напишем уравнение моментов (см. фиг. 6.4) относительно точки O_1:

$$G_1 l_1 + G_2 l_2 + G_3 l_3 + G_{гр} l_{гр} - Qh = 0,$$

отсюда сила тяжести груза

$$G_{гр} = \frac{Qh - G_1 l_1 - G_2 l_2 - G_3 l_3}{l_{гр}}.$$

Величины l_1, l_2, l_3, $l_{гр}$ и h определяют графически из схемы передачи. Массы рычагов и ролика определяют по их объему и плотности. Если требуемая масса груза не превышает 30 *кг*, ставят одноплечий ролик (фиг. 6.5). При большей массе груза надо устанавливать двуплечий ролик.

§ 21. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Основное преимущество клиноременной передачи — малые ее габариты. Наименьшее межосевое расстояние

$$A_{\min} = 0{,}55\,(D_1 + D_2) + h,$$

где h — толщина ремня.

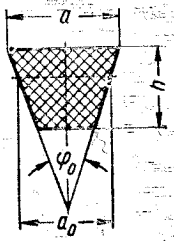
Часто принимают $A = D_{\max}$. Минимальный угол обхвата $\alpha \approx 120°$.

Наибольшее межосевое расстояние

$$A_{\max} = 2\,(D_1 + D_2).$$

Стандартом установлено семь типов клиновых ремней (табл. 6.10).

6.10. Клиновые ремни (по ГОСТ 1284-57)



Тип ремня	Размеры сечения в *мм*			F в *см*²	Расчетная длина L_0 ремня в *мм*
	a	a_0	h		
0	10	8,5	6	0,47	525— 2 500
А	13	11	8	0,81	533— 4 000
Б	17	14	10,5	1,38	710— 6 300
В	22	19	13,5	2,30	1800— 9 000
Г	32	27	19	4,76	3350—11 200
Д	38	32	23,5	6,92	4750—14 000
Е	50	42	30	11,70	6700—14 000

Примечания: 1. Размер a_0 относится к нейтральному слою.

2. Площадь поперечного сечения ремня F в ГОСТ 1284-57 не указана. Она определена по размерам a и h при $\varphi_0 = 40°$.

3. Для ремней длиной менее 1700 *мм* в стандарте и в спецификациях указывается внутренняя длина $L_в$:

расчетная длина $L_0 = L_в + x$,

где $x = 25$ *мм* для ремней типа 0; $x = 33$ *мм* для ремней типа *А* и $x = 40$ *мм* для ремней типа *Б*.

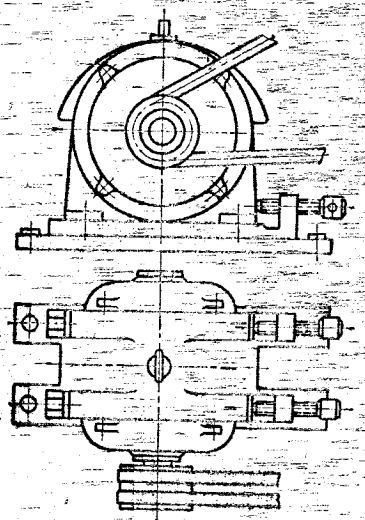
4. Стандартный ряд внутренних длин $L_в$: 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600.

5. Стандартный ряд расчетных длин L_0: 1700; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000; 5300; 5600; 6000; 6300; 6700; 7100; 7500; 8000; 8500; 9000; 9500; 10 000; 10 600; 11 200; 11 800; 12 500; 13 200; 14 000.

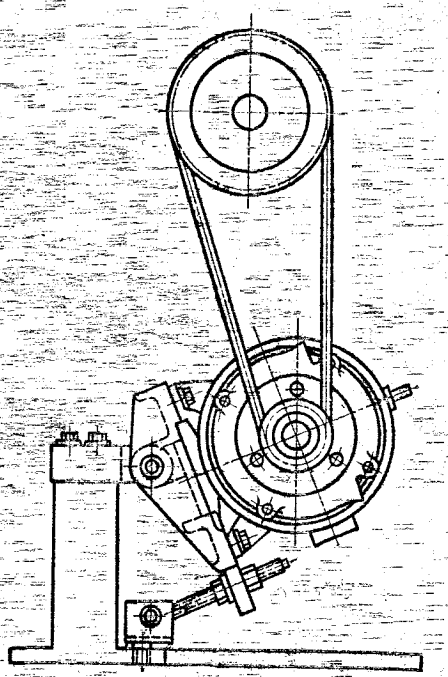
Так как в процессе работы ремни вытягиваются, то для регулирования их натяжения, а также для надевания на шкивы, должны

быть предусмотрены натяжные устройства, например салазки (фиг. 6.6) или шарнирное крепление (установка двигателя на качающейся плите, как показано на фиг. 6.7).

При расчете клиноременной передачи предварительно выбирают тип ремня в соответствии



Фиг. 6.6 Установка электродвигателя на салазках.



Фиг. 6.7. Установка электродвигателя на качающейся плите.

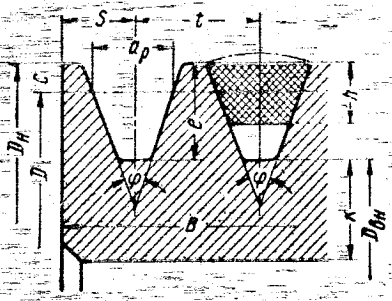
с передаваемой мощностью и скоростью по табл. 6.11, затем находят расчетные диаметры шкивов по табл. 6.12; уточнив скорость v и вычислив окружное усилие P, определяют требуемое число ремней по формуле

$$z = \frac{P}{[k_n] F}, \qquad (6.19)$$

6.11. Выбор типа ремня по передаваемой мощности и скорости

Передаваемая мощность N в *квт*	Тип ремня при скорости v в *м/сек*			Передаваемая мощность N в *квт*	Тип ремня при скорости v в *м/сек*		
	До 5	Св. 5 до 10	Св. 10		До 5	Св. 5 до 10	Св. 10
До 1	0, *А*	0, *А*	0	Св. 15 до 30	—	*В*, *Г*	*В*, *Г*
Св. 1 до 2	0, *А*, *Б*	0, *А*	0, *А*	» 30 » 60	—	*Г*, *Д*	*В*, *Г*
» 2 » 4	*А*, *Б*	0, *А*, *Б*	0, *А*	» 60 » 120	—	*Д*	*Г*, *Д*
» 4 » 7,5	*Б*, *В*	*А*, *Б*	*А*, *Б*	» 120 » 200	—	*Д*, *Е*	*Г*, *Д*
» 7,5 » 15	*В*	*Б*, *В*	*Б*, *В*				

6.12. Шкивы для клиновых ремней (по ГОСТ 1284-57)



Размеры в *мм*

Тип ремня	c	e	t	s	κ	Расчетные диаметры шкивов D			
0	2,5	10	12	8	5,5	63—71	80—100	112—160	180
А	3,5	12,5	16	10	6	90—112	125—160	180—400	450
Б	5	16	20	12,5	7,5	125—160	180—224	250—500	560
В	6	21	26	17	10	200	224—315	355—630	710
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	—	315—450	500—900	1000
Д	10	34	44,5	29	15	—	500—560	630—1120	1250
Е	12,5	43	58	38	18	—		800—1400	1600
Угол φ в *град*						34	36	38	40

Примечания: 1. Размеры c, e, s, t, κ не распространяются на шкивы для вертикальных и полуперекрестных передач, а также на сварные шкивы.

2. Расчетные диаметры шкивов, т. е. диаметры окружностей, проходящих через центры тяжести сечений ремня, находящегося на шкиве, выбирают из ряда 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2250; 2500; 2800; 3150; 3350; 4000.

где F — площадь поперечного сечения ремня, приведенная в табл. 6.10;

$$[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p.$$

Значения k_0 определяют по табл. 6.13 в зависимости от напряжения, вызванного предварительным натяжением ремней.

Коэффициент C_α вычисляют по формуле (6.11); C_p находят по табл. 6.6; C_v определяют по формуле

$$C_v = 1{,}05 - 0{,}0005v^2. \qquad (6.20)$$

В передачах с автоматическим натяжением ремня $C_v = 1$ независимо от скорости.

6.13. Значения k_0 для клиновых ремней

Диаметр малого шкива D_1 в *мм*	Тип ремня	$\sigma_0 = 12$ *кГ/см²* $= 1{,}18$ *Мн/м²*		$\sigma_0 = 15$ *кГ/см²* $= 1{,}47$ *Мн/м²*	
		k_0 в *кГ/см²*	k_0 в *Мн/м²*	k_0 в *кГ/см²*	k_0 в *Мн/м²*
63	0	13,5	1,32		
71		14,5	1,42	16,2	1,59
80		15,7	1,54	17,4	1,71
90 и более		16,5	1,62	18,6	1,82
100	*А*	15,1	1,48	16,7	1,64
112		16,1	1,58	18,0	1,76
125 и более		17,0	1,67	19,1	1,87
140	*Б*	15,1	1,48	16,7	1,64
160		16,7	1,64	18,8	1,84
180 и более		17,4	1,71	20,5	2,01
200	*В*	15,1	1,48	16,7	1,64
225		16,9	1,66	18,9	1,85
250		18,4	1,80	20,7	2,03
280 и более		19,1	1,87	22,4	2,20
315	*Г*	15,1	1,48	16,7	1,64
355		17,2	1,69	19,3	1,89
400		19,1	1,87	21,6	2,12
450 и более		19,2	1,88	22,4	2,20
500	*Д*	15,1	1,48	16,7	1,64
560		17,2	1,69	19,3	1,89
630 и более		19,2	1,88	22,4	2,20
800	*Е*	15,1	1,48	16,7	1,64
900		17,3	1,70	19,5	1,91
1000 и более		19,2	1,88	22,4	2,20

Примечание. При числе пробегов $u < 5$ *1/сек* и сравнительно больших диаметрах шкивов можно принимать $\sigma_0 = 15$ *кГ/см²* $= 1{,}47$ *Мн/м²*; в остальных случаях принимают $\sigma_0 = 12$ *кГ/см²* $= 1{,}18$ *Мн/м²*.

Число ремней z можно определять по рекомендуемой ГОСТ 1284-57 формуле

$$z = \frac{N}{N_0 k_1 k_2},$$

где N_0 — мощность, допускаемая для одного ремня при $\sigma_0 = 12$ *кГ/см²*; k_1 и k_2 — коэффициенты угла обхвата и режима работы.

Значения N_0, k_1, k_2 приведены в ГОСТ 1284-57.

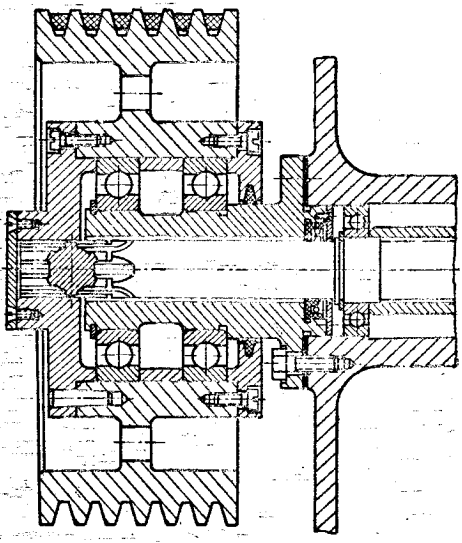
Так как каждому значению передаваемой мощности N соответствуют два-три рекомендуемых сечения ремня (см. табл. 6.11), то расчет передачи надо выполнять для соответствующего числа вариантов, принимая окончательно тот из них, который обеспечивает лучшие показатели передачи (меньшие габариты, бо́льшую долговечность и пр.). Число ремней z должно быть не более 8; в редких случаях допускают $z = 16$, но лишь при условии, что длины применяемых ремней тщательно контролируются.

Для обеспечения достаточной долговечности ремня должно соблюдаться условие

$$u = \frac{v}{L} \leqslant 10 \ 1/сек.$$

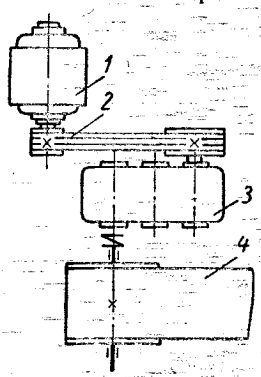
Усилие, действующее на вал от z клиновых ремней, определяют по формуле

$$Q \approx 2\sigma_0 zF \sin\frac{\alpha_1}{2}. \quad (6.21)$$



Фиг. 6.8. Шкив клиноременной передачи, установленной на разгрузочной втулке.

При консольном расположении шкива это усилие может вызвать значительные прогибы вала. Избежать больших прогибов можно, установив шкив на разгрузочной втулке (фиг. 6.8).



Фиг. 6.9. Кинематическая схема привода к ленточному транспортеру (к примеру расчета):

1 — электродвигатель; *2* — клиноременная передача; *3* — редуктор; *4* — ленточный транспортер.

Литые шкивы для клиновых ремней при $v \leqslant 25$ *м/сек* обычно изготовляют из чугуна СЧ 15-32.

Применяют также шкивы из легких сплавов — на алюминиевой основе АЛ3 и на магниевой основе МЛ5.

Чистота рабочих поверхностей канавок шкивов должна быть не ниже $\nabla 6$.

Размеры чугунных литых шкивов (кроме указанных в табл. 6.12) назначают, как для шкивов плоскоременных передач (см. стр. 125 и фиг. 6.2).

Пример. Рассчитать клиноременную передачу, входящую в привод ленточного транспортера (кинематическая схема привода показана на фиг. 6.9) по следующим данным: передаваемая мощность $N = 7$ *квт*, угловая скорость ведущего шкива $n_1 = 1440$ *об/мин*,

передаточное число клиноременной передачи $i \approx 3$, работа — в одну смену.

Расчет. Для передачи заданной мощности в табл. 6.11 указаны ремни типа *А*, *Б* и *В*.

Выбираем диаметр ведущего шкива для каждого типа ремня по табл. 6.12, при этом не рекомендуется выбирать минимально допускаемые диаметры, так как при малых $\frac{D_1}{h}$ существенно снижается долговечность ремней и к. п. д. передачи. Размер D_1 выбирают так, чтобы скорость ремня была не ниже 10 *м/сек*.

После выбора диаметра шкива определяем соответствующие скорости ремня:

Для типа *А*

$$D_1 = 140 \text{ мм}; \quad v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 140 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} = 10{,}6 \text{ м/сек}.$$

Для типа *Б*

$$D_1 = 180 \text{ мм}; \quad v = \frac{3{,}14 \cdot 180 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} = 13{,}6 \text{ м/сек}.$$

Для типа *В*

$$D_1 = 200 \text{ мм}; \quad v = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} = 15{,}1 \text{ м/сек}.$$

Так как при $N = 7$ *квт* ремни типа *В* при скорости $v > 5$ *м/сек* применять не рекомендуется (см. табл. 6.11), то дальнейший расчет ведем только для ремней типов *А* и *Б*. Результаты расчета сводим в табл. 6.14.

6.14. Расчет клиноременной передачи

Дано $N = 7$ *квт*, $n_1 = 1440$ *об/мин*, $i \approx 3$

Определяемые величины и расчетные формулы	Показатели для ремней типов А	Б
Диаметр ведущего шкива D_1 в *мм* (по табл. 6.12)	140	180
Диаметр ведомого шкива $D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon)$ (при относительном скольжении $\varepsilon = 0{,}01$) А. $D_2 = 140 \cdot 3 (1 - 0{,}01) = 416$ *мм* Б. $D_2 = 180 \cdot 3 (1 - 0{,}01) = 535$ *мм* Ближайшее значение по ГОСТ 1284-57 (по табл. 6.12) в *мм*	400	500

Определяемые величины и расчетные формулы	Показатели для ремней типов	
	А	Б
Уточненное значение передаточного числа $i = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$		
А. $i = \frac{400}{140(1-0{,}01)}$	2,88	—
Б. $i = \frac{500}{180(1-0{,}01)}$	—	2,81
Предварительное межосевое расстояние $A = D_2$	400	500
Длина ремня $L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$		
А. $L = 2 \cdot 400 + \frac{3{,}14}{2}(140 + 400) + \frac{(400-140)^2}{4 \cdot 400}$	1690	—
Б. $L = 2 \cdot 500 + \frac{3{,}14}{2}(180 + 500) + \frac{(500-180)^2}{4 \cdot 500}$	—	2118
Ближайшая расчетная длина ремня по ГОСТ 1284-57 (по табл. 6.10) L_0 в *мм*	1700	2120
Уточненное межосевое расстояние в *мм* $A = \frac{1}{8}\left\{2L_0 - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L_0 - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}\right\}$		
А. $A = \frac{1}{8}\left\{2 \cdot 1700 - 3{,}14(140 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1700 - 3{,}14(140 + 400)]^2 - 8(400 - 140)^2}\right\}$	405	—
Б. $A = \frac{1}{8}\left\{2 \cdot 2120 - 3{,}14(180 + 500) + \sqrt{[2 \cdot 2120 - 3{,}14(180 + 500)]^2 - 8(500 - 180)^2}\right\}$	—	501
Угол обхвата $\alpha_1 = 180 - 60\frac{D_2 - D_1}{A}$ *град*		
А. $\alpha_1 = 180 - 60\frac{400 - 140}{405}$	141	—
Б. $\alpha_1 = 180 - 60\frac{500 - 180}{501}$	—	142
Коэффициент угла обхвата $C_\alpha = 1 - 0{,}003(180 - \alpha_1)$		
А. $C_\alpha = 1 - 0{,}003(180 - 141)$	0,88	—
Б. $C_\alpha = 1 - 0{,}003(180 - 142)$	—	0,89

Продолжение табл. 6.14

Определяемые величины и расчетные формулы	Показатели для ремней типов	
	А	Б
Скорость ремня $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}$ *м/сек* (определена в начале расчета при выборе типа ремня)	10,6	13,6
Скоростной коэффициент $C_v = 1{,}05 - 0{,}0005\, v^2$		
А. $C_v = 1{,}05 - 0{,}0005 \cdot 10{,}6^2$	0,99	—
Б. $C_v = 1{,}05 - 0{,}0005 \cdot 13{,}6^2$	—	0,96
Коэффициент режима работы C_p (по табл. 6.6)	1	1
Число пробегов $u = \frac{v}{L_0}$ *1/сек*		
А. $u = \frac{10{,}6}{1{,}7}$	6,2	—
Б. $u = \frac{13{,}6}{2{,}12}$	—	6,4
Выбор σ_0 в зависимости от числа пробегов (см. примечание к табл. 6.13)		
σ_0 в *кГ/см²*	12	12
σ_0 в *Мн/м²*	1,18	1,18
Значение k_0 при $\sigma_0 = 12$ *кГ/см²* (по табл. 6.13)		
k_0 в *кГ/см²*	17,0	17,4
k_0 в *Мн/м²*	1,67	1,71
Допускаемое полезное напряжение $[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p$		
А. $[k_n] = 17 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}99 \cdot 1$ в *кГ/см²*	14,8	—
в *Мн/м²*	1,45	—
Б. $[k_n] = 17{,}4 \cdot 0{,}89 \cdot 0{,}96 \cdot 1$ в *кГ/см²*	—	14,9
в *Мн/м²*	—	1,46
Окружное усилие $P = \frac{102N}{v}$ *кГ* $= \frac{1000N}{v}$ *н*		
А. $P = \frac{102 \cdot 7}{10{,}6}$ в *кГ*	68	—
в *н*	667	—
Б. $P = \frac{102 \cdot 7}{13{,}6}$ в *кГ*	—	52,5
в *н*	—	515

Продолжение табл. 6.14

Определяемые величины и расчетные формулы	Показатели для ремней типов	
	А	Б
Площадь сечения ремня F в $см^2$ (по табл. 6.10)	0,81	1,38
Число ремней $z = \frac{P}{[k_n]F}$		
А. $z = \frac{68}{14{,}8 \cdot 0{,}81}$		
(в единицах СИ $z = \frac{667}{1{,}45 \cdot 10^6 \cdot 0{,}81 \cdot 10^{-4}}$)	6	—
Б. $z = \frac{52{,}5}{14{,}9 \cdot 1{,}38}$		
(в единицах СИ $z = \frac{515}{1{,}46 \cdot 10^6 \cdot 1{,}38 \cdot 10^{-4}}$)	—	3
Давление на вал $Q = 2S_0 z \sin\frac{\alpha_1}{2}$		
А. $Q = 2 \cdot 12 \cdot 0{,}81 \cdot 6 \sin 70{,}5°$ в $кГ$	110	—
в $н$	1079	—
Б. $Q = 2 \cdot 12 \cdot 1{,}38 \cdot 3 \sin 71°$ в $кГ$	—	94
в $н$	—	922

Сравнение результатов расчета показывает, что второй вариант с ремнями типа *Б* лучше, так как число ремней z и давление на валы меньше, чем в первом варианте.

Рассмотренное решение не единственное: можно, например, увеличив диаметры шкивов, уменьшить число ремней, но тогда габариты передачи возрастут.

Глава VII

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 22. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

Основными типами приводных цепей являются втулочно-роликовые и зубчатые. В заданиях на курсовое проектирование встречаются цепные передачи только с цепями указанных типов. Поэтому другие типы приводных цепей здесь не рассматриваются.

Втулочно-роликовые цепи (фиг. 7.1) могут работать при скорости до 15 *м/сек*, а цепи повышенной точности — до 18 *м/сек*. Основные характеристики цепей этого типа приведены в табл. 7.1.

Зубчатые цепи (фиг. 7.2) допускают работу со скоростью до 25 *м/сек*. Они выполняются с боковыми или внутренними направляющими пластинами. Основные данные этих цепей приведены в табл. 7.2.

§ 23. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Схема цепной передачи показана на фиг. 7.3.

Диаметры делительных окружностей звездочек определяют по формулам

$$\left.\begin{aligned} D_{01} &= \frac{t}{\sin\frac{180}{z_1}}; \\ D_{02} &= \frac{t}{\sin\frac{180}{z_2}}, \end{aligned}\right\} \qquad (7.1)$$

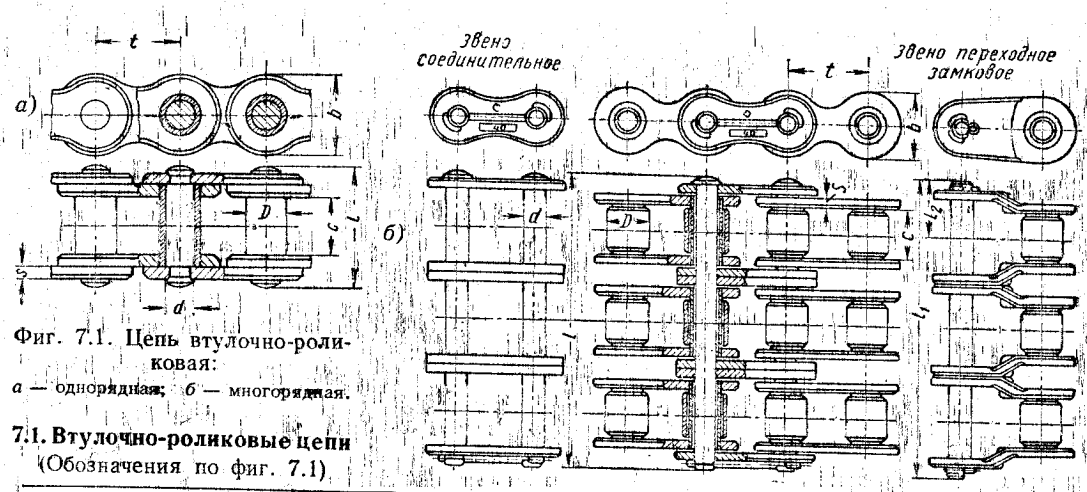
где t — шаг цепи в *мм*;

z_1 и z_2 — числа зубьев звездочек.

Средняя скорость цепи определяется по формуле

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{z_2 t n_2}{60 \cdot 1000}\ м/сек. \qquad (7.2)$$

При постоянной угловой скорости ω_1 ведущей звездочки скорость цепи v не остается постоянной, и вращение ведомой звездочки оказывается не строго равномерным. Соответственно, действительное (мгновенное) передаточное число непрерывно и периодически



Фиг. 7.1. Цепь втулочно-роликовая:

а — однорядная; *б* — многорядная.

7.1. Втулочно-роликовые цепи

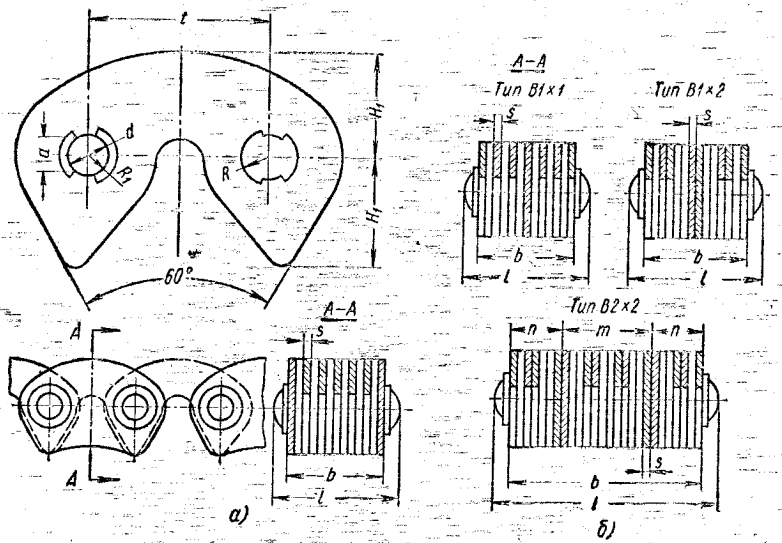
(Обозначения по фиг. 7.1)

Пример обозначения цепи трехрядной с шагом $t = 50$ *мм*: *Цепь ВР 50-3 ГОСТ 5528-50*. Для нее $Q = 25\,000 \times 3 = 75\,000$ *кГ* (735 500 *н*); $q = 9{,}28 \times 3 = 27{,}84$ *кГ/м* (273 *н/м*).

Размеры в *мм*							Разрушающая нагрузка Q		Вес 1 *м* цепи	
t	c	D	d	b	s	l	в *кГ*	в *н*	в *кГ*	в *н*
Цепи приводные по ГОСТ 586-41										
20	13	13	5,75	18	2,5	26	2 000	19 610	1,73	17,0
25	16	16	9	22	3	34	3 150	30 900	2,68	26,3
30	19	19	11	27	3	37	4 000	39 230	3,36	33,0
35	22	22	12	31	3	40	5 000	49 030	4,27	41,9
40	24	24	13	34	3,5	44	6 300	61 800	4,97	48,8
45	27	27	14	37	4,5	51	8 000	78 450	6,43	63,1
45*	27	27	14	37	5,5	55	12 500	122 600	7,17	70,3
50	30	30	15	43	5	54	10 000	98 070	7,93	77,8
Цепи повышенной точности и прочности по ГОСТ 5528-50										
20	12	12	6	18	2,5	28	3 800	37 200	1,53	15,0
25	16	16	8	23	3,5	37	6 500	63 700	2,84	27,5
30	19	19	9,5	28	4	43	9 500	93 200	3,95	38,8
35	21	21	10,5	32	4,5	50	12 500	122 600	4,83	47,5
40	25	23	11,5	37	5	55	16 000	156 900	5,88	57,7
45	28	26	13	42	5,5	60	20 000	196 100	7,30	71,6
50	32	29	14,5	46	6	69	25 000	245 200	9,28	91,0
65	40	40	20	60	8	87	43 000	421 700	16,85	165,2

* Усиленная.

Примечание. Цепи по ГОСТ 5528-50 выпускаются однорядные, двух-, трех- и шестирядные; для многорядных цепей разрушающая нагрузка Q и вес 1 *м* цепи q пропорциональны числу рядов.



Фиг. 7.2. Цепь зубчатая:

а — с боковыми направляющими пластинами; *б* — с внутренними направляющими пластинами.

7.2. Цепи зубчатые. (Обозначения по фиг. 7.2)

Размеры в *мм*

Параметры	Значение параметров при шаге цепи t в *мм*				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Толщина пластины цепи s	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0
Диаметр валика d	3,45	3,9	4,9	5,9	7,9
Размер H_1	7	8,5	10	13	17
Разрушающая нагрузка Q_1 на единицу ширины цепи:					
в *кГ* на 1 *см* ширины . .	1000	1200	1500	1700	2500
в *кн* на 1 *м* ширины . . .	981	1177	1471	1667	2452
Вес q_1 1 *м* цепи шириной, равной единице:					
в *кГ* на 1 *см* ширины (*кГ*/*м* · *см*)	0,62	0,72	0,82	1,25	1,6
в *кн* на 1 *м* ширины (*кн*/*м* · *м*)	0,61	0,71	0,80	1,22	1,57

Параметры	Значение параметров при шаге цепи t в *мм*				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Ширина цепи b:					
цепь с боковыми направляющими пластинами	19	29,5	36	55,5	82
	23,5	36	42	80,5	107,5
	29,5	42	48	97,5	126,5
	36	48,5	54,5	105	152
	42	54,5	69	125	203
	48,5	69	81,5	158,5	253
	54,5	81,5	94	183,5	278,5
	69	94,5	107,5	208,5	—
	81,5	107,5	126	183,5	—
	94,5	126	138,5	208,5	—
	107,5	—	161	257,5	—
	—	—	176	—	—
	—	—	201,5	—	—
Цепь с внутренними направляющими пластинами:					
тип В1×1	20,5	26,5	33	51,7	78
	26,5	33	39	76,5	103,5
	33	39	45,5	93	—
	39	45,5	51,5	101	—
	45,5	51,5	63	—	—
	51,5	63	—	—	—
	63	—	—	—	—
тип В1 × 2	78,5	78,5	78,5	—	—
	91	91	91	—	—
	101,5	104,5	104,5	—	—
тип В2 × 2	—	—	—	121	122,5
	—	—	—	154,5	148
	—	—	—	179,5	—
	—	—	—	204,5	—
	—	—	—	253,5	—

Примечания: 1. Разрушающую нагрузку Q для цепи шириной b определяют по формуле $Q = Q_1 b$.

2. Вес 1 *м* цепи шириной b: $q = q_1 b$.

3. Размер $l = b + 4s$.

4. Размер n для цепей типа В2×2 в зависимости от шага цепи t и ее ширины b:

при $t = 25{,}4$ *мм*

b	121	154,5	179,5	204,5	253,5
n	35,5	44	48	60,5	76,75

при $t = 31{,}75$ *мм*

b	122,5	148
n	36	40,25

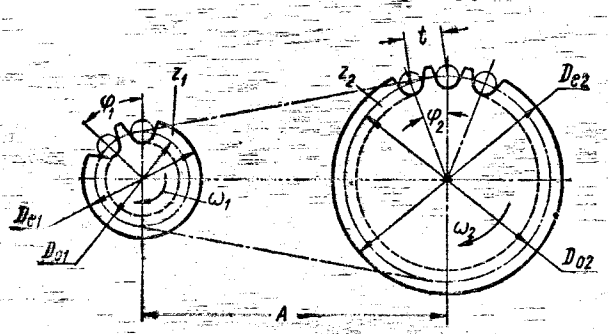
5. Размер m для цепей типа В2×2 определяют по формуле $m = b - 2n$.

изменяется; постоянным остается лишь среднее значение передаточного числа, которое и принимают в качестве расчетного.

Оно определяется по формуле

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \qquad (7.3)$$

Во избежание ошибок подчеркиваем, что передаточное число не равно отношению диаметров делительных окружностей звездочек.



Фиг. 7.3. Схема цепной передачи.

Колебание передаточного числа ограничивает применение цепей — их не рекомендуется включать в приводы точных механизмов. Нерационально применять их и в передачах, испытывающих резкие колебания нагрузки, так как при этом остаточные деформации цепи (увеличение ее шага по сравнению с шагом зубьев звездочек) и значительный износ шарниров возникают уже после кратковременной ее эксплуатации.

При проектировании цепной передачи приходится предварительно выбирать ряд параметров, руководствуясь их рекомендуемыми значениями.

Оптимальное межосевое расстояние

$$A = (30 \div 50)\, t. \qquad (7.4)$$

Максимальное межосевое расстояние

$$A_{max} = 80t. \qquad (7.5)$$

Минимальное межосевое расстояние принимают такое, чтобы угол обхвата цепью малой звездочки был не менее 120°. Этому условию соответствуют соотношения

при $i \leqslant 3$

$$A_{min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \div 50)\ мм; \qquad (7.6)$$

при $i > 3$

$$A_{min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} \cdot \frac{9 + i}{10}, \qquad (7.7)$$

где D_{e1} и D_{e2} — наружные диаметры звездочек, определяемые по формулам:

для звездочек втулочно-роликовых цепей

$$D_e = t\left(\operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z} + 0{,}6\right); \qquad (7.8)$$

для звездочек зубчатых цепей

$$D_e = t\operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z}. \qquad (7.9)$$

В расчетах удобно пользоваться межосевым расстоянием A_t, выраженным в шагах: оптимальное значение

$$A_t = \frac{A}{t} \approx 30 \div 50.$$

Передаточное число i рекомендуется выбирать из ряда 1; 1,2; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,25; 3,15; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1.

Число зубьев меньшей звездочки z_1 в зависимости от i принимают по табл. 7.3, причем лучше брать z_1 нечетным, так как при четном возрастает опасность возникновения вибрации цепи.

В последней графе табл. 7.3 указаны минимальные числа зубьев

7.3. Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки z_1

Тип цепи	z_1 при передаточном числе						z_{min}
	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	>6	
Втулочно-роликовая	31—27	27—25	25—23	23—21	21—17	17—15	13 (9)
Зубчатая	40—35	35—31	31—27	27—23	23—19	19—17	17 (13)

z_{min}, допускаемые при особо жестких требованиях к габаритам передачи. В исключительных случаях могут быть приняты значения z_{min}, указанные в скобках, но только для тихоходных передач.

Наибольшее число зубьев большей звездочки для зубчатой цепи $z_2 \leqslant 140$, для втулочно-роликовой $z_2 \leqslant 120$.

Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах,

$$L_t = 2A_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}{A_t}. \qquad (7.10)$$

Рекомендуется брать четное число звеньев, чтобы избежать установки переходного звена.

После округления значения L_t уточняют величину A_t по формуле

$$A_t = \frac{L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}}{4}. \qquad (7.11)$$

Холостая ветвь цепи должна иметь некоторое провисание. Поэтому расчетное межосевое расстояние $A = tA_t$ уменьшают.

Монтажное межосевое расстояние принимают

$$A_м = \frac{tA_t}{1{,}002 \div 1{,}004}. \qquad (7.12)$$

Шаг цепи t следует выбирать возможно меньшим во избежание резких ударов при набегании цепи на звездочку.

Предварительно шаг цепи определяют по формулам:

для втулочно-роликовой цепи

$$t = C_1 \sqrt[3]{\frac{Nk}{z_1 n_1 [p] m}}, \qquad (7.13)$$

для зубчатой цепи

$$t = C_2 \sqrt[3]{\frac{Nk}{z_1 n_1 b [p]}}, \qquad (7.14)$$

где N — передаваемая мощность в *квт*;

$[p]$ — допускаемое удельное давление в шарнирах, значения которого приведены в табл. 7.4;

k — расчетный коэффициент нагрузки (см. стр. 148);

m — число рядов цепи;

C_1 и C_2 — коэффициенты, зависящие от размерности величин t и b.

Если $[p]$ — в *кГ/мм²*, t и b — в *мм*, то $C_1 = 280$, $C_2 = 6000$.

Если $[p]$ в *н/м²*, t и b в *м*, то $C_1 = 60$, $C_2 = 130$.

Если шаг цепи предварительно определяют по формулам (7.13) или (7.14), то по табл. 7.4 рекомендуется принимать среднее из значений $[p]$, соответствующих заданному n_1.

После округления шага до значений, указанных в табл. 7.1 и 7.2, необходимо проверить по табл. 7.5, не превышает ли заданная угловая скорость n_1 предельно допустимой $[n_{1\max}]$.

Далее проверяют число ударов цепи в секунду:

$$u = \frac{4 z_1 n_1}{60 L_t} \text{ 1/сек}; \qquad (7.15)$$

для обеспечения долговечности цепи оно не должно превышать допускаемого $[u]$ (табл. 7.6).

Если указанные требования удовлетворены, то проверяют цепь на износ по удельному давлению в шарнирах

$$p = \frac{Pk}{F}; \qquad (7.16)$$

оно не должно превышать допускаемого давления $[p]$, указанного в табл. 7.4.

7.4. Значения допускаемого удельного давления [p]

а — для втулочно-роликовых цепей при $z_1 = 15 \div 30$;
б — для зубчатых цепей при $z_1 = 17 \div 35$

Угловая скорость меньшей звездочки n_1 в *об/мин* не более	Значения [p] в *кГ/мм²* (в скобках — в *Мн/м²*) при шаге цепи t в *мм*						
	12—15,87		19,05—25,4		30—38,1		40—50,8
	а	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*	*а*
50	3,5 (34,3)	2,0 (19,6)	3,5 (34,3)	2,0 (19,6)	3,5 (34,3)	2,0 (19,6)	3,50 (34,3)
200	3,15 (30,9)	1,8 (17,6)	3,0 (29,4)	1,70 (16,7)	2,87 (28,1)	1,64 (16,1)	2,62 (25,7)
400	2,87 (28,1)	1,64 (16,1)	2,62 (25,7)	1,50 (14,7)	2,42 (23,7)	1,40 (13,7)	2,10 (20,6)
600	2,62 (25,7)	1,50 (14,7)	2,34 (22,9)	1,32 (12,9)	2,10 (20,6)	1,20 (11,8)	1,75 (17,2)
800	2,42 (23,7)	1,40 (13,7)	2,10 (20,6)	1,20 (11,8)	1,85 (18,1)	1,05 (10,3)	1,50 (14,7)
1000	2,24 (22,0)	1,32 (12,9)	1,90 (18,6)	1,10 (10,8)	1,66 (16,3)	0,95 (9,32)	—
1200	2,10 (20,6)	1,20 (11,8)	1,75 (17,2)	1,0 (9,81)	1,50 (14,7)	0,86 (8,43)	—
1600	1,85 (18,1)	1,05 (10,3)	1,50 (14,7)	0,86 (8,43)	—	—	—
2000	1,66 (16,3)	0,95 (9,32)	—	0,42 (4,12)	—	—	—
2400	1,50 (14,7)	0,86 (84,3)	—	—	—	—	—
2800	1,37 (13,4)	0,78 (7,65)	—	—	—	—	—
3200	—	0,72 (7,06)	—	—	—	—	—

Примечания: 1. Для цепей повышенной точности и прочности значения [p] на 30—40% больше табличных.

2. Для цепей с нерегулируемым или периодически регулируемым натяжением значения [p] на 20% ниже табличных.

3. Для передач вертикальных и близких к ним (при угле наклона к горизонту свыше 60°) табличные значения [p] следует уменьшить на 10—20%.

4. Пример. Цепь втулочно-роликовая повышенной точности и прочности с шагом $t = 25$ *мм* установлена в горизонтальной передаче; $n_1 = 125$ *об/мин*; натяжение регулируется периодически. Определить [p]. Из таблицы находим интерполированием [p] = 3,25 *кГ/мм²*; с учетом примечаний 1 и 2 уточняем $[p] = 3{,}25 \frac{1{,}3}{1{,}2} = 3{,}5$ *кГ/мм²* = = 34,3 *Мн/м²*.

7.5. Предельные угловые скорости малой звездочки $[n_{1\,max}]$

Число зубьев звездочки z_1	$[n_{1\,max}]$ в *об/мин* при шаге цепи t в *мм*								
	12	15	20	25	30	35	40	45	50
Для втулочно-роликовых цепей общего назначения									
15	2300	1900	1350	1150	1000	800	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	850	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	900	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	900	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	900	850	750	700

Для втулочно-роликовых цепей повышенной точности и прочности (по ГОСТ 5528-50) предельные значения $[n_{1max}]$ можно увеличить на 25%

Для зубчатых цепей (при $z_1 = 17 \div 35$)

t в *мм*	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75
$[n_{1max}]$ в *об/мин*	3300	2650	2200	1650	1300

7.6. Допускаемое число ударов $[u]$ в секунду

Тип цепи	$[u]$ в 1/*сек* при шаге цепи t в *мм* (в скобках шаг зубчатой цепи)							
	12 (12,7)	15 (15,87)	19,05 (20)	25 (25,4)	30 (31,75)	38,1 (40)	44,5 (45)	50 (50,8)
Втулочно-роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15
Зубчатая	80	65	50	30	25	—	—	—

Окружное усилие P определяют по формуле

$$P = \frac{102N}{v}k\Gamma = \frac{1000N}{v}\,н, \qquad (7.17)$$

где N — передаваемая мощность в *квт*;

v — средняя скорость цепи в *м/сек*, определяемая по формуле (7.2);

k — расчетный коэффициент нагрузки, равный произведению трех коэффициентов

$$k = k_1k_2k_3; \qquad (7.18)$$

здесь k_1 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки; при спокойной нагрузке $k_1 = 1$; при толчках $k_1 = 1{,}2 \div 1{,}4$;

k_2 — коэффициент, учитывающий влияние способа смазки; при непрерывной смазке $k_2 = 1{,}0$, при капельной $k_2 = 1{,}3$, при периодической $k_2 = 1{,}5$;

k_3 — коэффициент, учитывающий продолжительность работы; при односменной работе $k_3 = 1{,}0$, при двухсменной $k_3 — 1{,}25$, при трехсменной $k_3 = 1{,}45$;

F — проекция опорной поверхности шарнира; для однорядной втулочно-роликовой цепи

$$F = d(c + 2s). \tag{7.19}$$

Для многорядной втулочно-роликовой цепи F примерно в n (число рядов) раз больше, чем для однорядной того же шага.

Для зубчатой цепи

$$F = 0{,}76db. \tag{7.20}$$

Обозначения величин, входящих в формулы (7.19) и (7.20), указаны на фиг. 7.1 и 7.2.

В заключение определяют расчетный коэффициент запаса прочности n цепи по формуле

$$n = \frac{Q}{k_1 P + P_ц + P_f}, \tag{7.21}$$

где Q — разрушающая нагрузка, указанная в табл. 7.1 и 7.2;

k_1 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки; значение его дано выше;

$P_ц = \frac{qv^2}{g}$ — дополнительное усилие от центробежной силы;

$P_f = k_f q A$ — усилие от провисания цепи;

k_f — коэффициент, учитывающий влияние расположения передачи; при горизонтальном расположении $k_f = 6$; при угле наклона до 40° $k_f = 2 \div 4$; более 40° $k_f = 1{,}5$; для вертикальной передачи $k_f = 1$;

q — вес 1 *м* цепи (см. табл. 7.1 и 7.2).

7.7. Допускаемые коэффициенты запаса прочности [n] для цепей

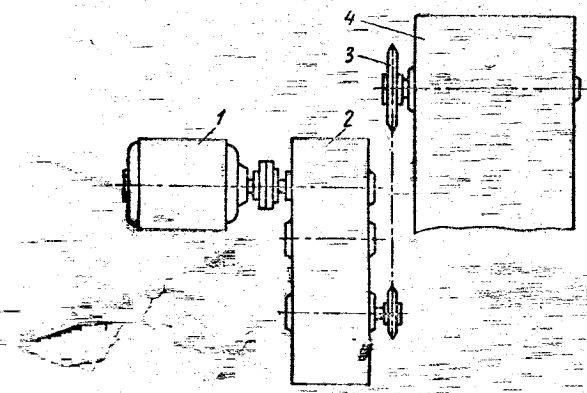
Шаг t в *мм*	Значения [n] при угловой скорости n_1 в *об/мин*										
	До 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Для зубчатых цепей (при $z_1 = 17 \div 35$)											
12,7—15,87	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46	51
19—25,4	20	23	26	30	33	36	40	46	53	—	—
31,75	20	26	32	36	41	46	51	—	—	—	—
Для втулочно-роликовых цепей (при $z_1 = 15 \div 30$)											
12—15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19—25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	—	—	—
30—38	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
40—50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	—	—	—	—	—	—

При $v < 5$ *м/сек* величина $P_ц \leqslant Q$; ее можно не учитывать. При $A_t \leqslant 40$ значение P_f по сравнению с Q для втулочно-роликовых цепей невелико и его обычно также не учитывают.

Вычисленное значение n должно быть не менее $[n]$, приведенных в табл. 7.7.

Давление R на вал определяют с учетом усилия $2P_f$ от провисания цепи:

$$R = P + 2P_f. \quad (7.22)$$



Фиг. 7.4. Кинематическая схема привода с цепной передачей (к примеру расчета):
1 — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — цепная передача; *4* — транспортер.

Пример. Рассчитать цепную передачу, показанную на кинематической схеме (фиг. 7.4) привода транспортера, по следующим данным: передаваемая электродвигателем мощность $N_{дв} = 7$ *квт*; угловая скорость вала электродвигателя $n_{дв} = 1440$ *об/мин*; передаточное число двухступенчатого редуктора $i_{ред} = 11{,}2$; угловая скорость вала транспортера с ведомой звездочкой $n_2 = 40$ *об/мин*. Цепь втулочно-роликовая повышенной точности; работа в одну смену; смазка капельная; регулирование натяжения цепи периодическое.

Р а с ч е т. Определяем угловую скорость первой (ведущей) звездочки, насаженной на выходном валу редуктора,

$$n_1 = \frac{n_{дв}}{i_{ред}} = \frac{1440}{11{,}2} \approx 128 \text{ об/мин}.$$

Передаточное число цепной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{128}{40} = 3{,}2.$$

К. п. д. двухступенчатого редуктора с тремя парами подшипников качения по данным табл. 1.1 будет

$$\eta_{ред} = 0{,}975^2 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}923.$$

Передаваемая цепью мощность

$$N = N_{дв}\eta_{ред} = 7 \cdot 0{,}923 = 6{,}45 \text{ квт}.$$

Выбираем шаг цепи по формуле (7.13)

$$t = C_1 \sqrt[3]{\frac{Nk}{z_1 n_1 [p]}} = 280 \sqrt[3]{\frac{6{,}45 \cdot 1{,}3}{25 \cdot 128 \cdot 3}} \approx 26 \text{ мм};$$

здесь принято $C_1 = 280$ (см. стр. 146); $z_1 = 25$ (по данным табл. 7.3); $[p] = 3$ *кГ/мм²* — среднее значение (при $n_1 < 200$ *об/мин*) по табл. 7.4;

$k_1 = 1{,}0$ (спокойная работа); $k_2 = 1{,}3$ (капельная смазка); $k_3 = 1$ (односменная работа); тогда

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 1{,}3.$$

Ближайшие стандартные значения шага t по табл. 7.1: 25 и 30 *мм*.

Принимая из ряда рекомендуемых значений передаточных чисел (см. стр. 145) $i = 3{,}15$ (ближайшее к требуемому), определяем число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = iz_1 = 3{,}15 \cdot 25 \approx 79.$$

Дальнейший расчет проводим для двух вариантов по следующим исходным данным: $N = 6{,}45$ *квт*; $n_1 = 128$ *об/мин*;

$$z_1 = 25;\ z_2 = 79;\ i = \frac{z_2}{z_1} = 3{,}16;\ n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{128}{3{,}16} = 40{,}5\ \text{об/мин}.$$

Цепь втулочно-роликовая повышенной точности и прочности (по ГОСТ 5528-50). Результаты расчета сводим в табл. 7.8.

7.8. Пример расчета втулочно-роликовой цепи

Определяемая величина	Результаты расчета при шаге t в *мм*		Примечание
	25	30	
Характеристика цепи (по табл. 7.1):			
Q в *кГ*	6500	9500	
q в *кГ/м*	2,84	3,95	
d в *мм*	8	9,5	
c в *мм*	16	19	
s в *мм*	3,5	4	
$F = d\,(c + 2s)$ в *мм*^{2}	184	256	
Оптимальное межосевое расстояние $A = 40t$ в *мм*	1000	1200	
$A_t = \frac{A}{t}$	40	40	
Число звеньев цепи L_t по формуле (7.10) $L_t = 2A_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}{A_t} =$ $= 2 \cdot 40 + \frac{25 + 79}{2} + \frac{\left(\frac{79 - 25}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2}{40}$	134	134	
Допускаемая угловая скорость ведущей звездочки $[n_{1\,max}]$ в *об/мин* по табл. 7.5	1250	1100	Условие $n_1 \leqslant [n_{1\,max}]$ удовлетворено
Число ударов цепи в секунду $u = \frac{4z_1n_1}{60L_t} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 128}{60 \cdot 134}$ 1/*сек*	1,6	1,6	Условие $u < [u]$ удовлетворено
Допускаемое значение $[u]$ по табл. 7.6	30	25	

Продолжение табл. 7.8

Определяемая величина	Результаты расчета при шаге t в *мм*		Примечание
	25	30	
Скорость цепи $v=\frac{z_1 t n_1}{60\cdot 1000}=\frac{25\cdot 128}{60\cdot 1000}t=0{,}0533t$ . . .	1,33	1,60	
Окружное усилие $P=\frac{102N}{v}$ в *кГ*	494	410	
$P=\frac{N}{v}10^3$ в *н* (где N в *квт*)	4850	4030	
Значения коэффициентов:			
k_1 — при спокойной работе	1	1	
k_2 — при капельной смазке	1,3	1,3	
k_3 — при односменной работе	1	1	
$k=k_1k_2k_3$	1,3	1,3	
Удельное давление в шарнирах $p=\frac{Pk}{F}$ в *кГ/мм²*	3,50	2,08	
То же, в *Мн/м²*	34,3	20,4	
Допускаемое значение $[p]$ по табл. 7.4 с учетом примечаний 1,2 и 4 в *кГ/мм²*	3,5	3,4	Условие $p\leqslant[p]$ выполнено
То же, в *Мн/м²*	34,3	33,3	
Усилие от центробежных сил $P_ц=\frac{qv^2}{g}$ в *кГ*	0,5	1,0	
Усилие от провисания цепи $P_f=k_f qA$ в *кГ*	17	28,5	Для горизонтальной передачи $k_f=6$
Расчетный коэффициент запаса прочности $n=\frac{Q}{k_1P+P_ц+P_f}$	12,7	21,5	Условие $n>[n]$ выполнено
Значение $[n]$ по табл. 7.7	8,2	8,5	
Давление на вал:			
$R=P+2P_f$ в *кГ*	528	467	
То же, в *н*	5190	4580	

Заключение: цепь с шагом $t=30$ *мм* недогружена, по расчету подходит цепь с шагом $t=25$ *мм*; ее обозначение *Цепь ВР 25-1 ГОСТ 5528-50.*

Уточняем значение A_t по округленной величине L_t; по формуле (7.11) получаем

$$A_t=\frac{1}{4}\left[L_t-\frac{z_1+z_2}{2}+\sqrt{\left(L_t-\frac{z_1+z_2}{2}\right)^2-8\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2}\right]=$$

$$=\frac{1}{4}\left[134-\frac{25+79}{2}+\sqrt{\left(134-\frac{25+79}{2}\right)^2-8\left(\frac{79-25}{2\pi}\right)^2}\right]=40{,}1;$$

расчетное межосевое расстояние

$$A = 40{,}1\ t = 40{,}1 \cdot 25 = 1002{,}5\ мм.$$

Монтажное межосевое расстояние по формуле (7.12)

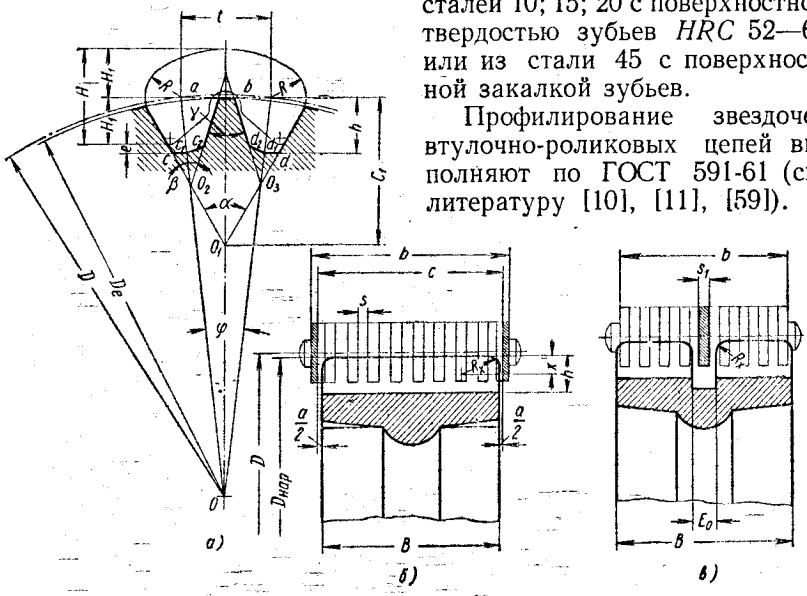
$$A_м = \frac{tA_t}{1{,}004} = \frac{1002{,}5}{1{,}004} = 998\ мм.$$

§ 24. ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Материал звездочек тихоходных передач ($v < 2$ *м/сек*) — чугун не ниже марки СЧ 18-36; ковкий чугун КЧ 30-3, КЧ 30-6; сталь 40,40Л или 45, 45Л с термообработкой до твердости *HRC* 40—50.

При большей скорости звездочки изготовляют из цементуемых сталей 10; 15; 20 с поверхностной твердостью зубьев *HRC* 52—60 или из стали 45 с поверхностной закалкой зубьев.

Профилирование звездочек втулочно-роликовых цепей выполняют по ГОСТ 591-61 (см. литературу [10], [11], [59]).



2. В многоугольник вписывают окружность диаметра $D_e = \frac{t}{\operatorname{tg}\frac{180°}{z}}$; к вершинам многоугольника a и b из центра окружности проводят радиусы Oa и Ob; угол между ними $\varphi = \frac{360°}{z}$.

3. Из вершин многоугольника a и b проводят дуги радиусом R, значение которого указано в табл. 7.9; к этим дугам проводят касательные, сходящиеся под углом $\alpha = 60°$ в точке O_1 на биссектрисе угла φ.

7.9. Вспомогательные величины для построения профилей зубьев звездочек зубчатых цепей (Обозначения по фиг. 7.5)

Размеры в *мм*

Параметры	Значения параметров при шаге цепи				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Радиус R	5	6	7	10	12,5
Высота зуба h	8	9,75	11,5	15	19,5
Радиальный зазор $e = 0{,}08t$	1	1,25	1,5	2	2,5
Расстояние C_1	21,0	25,75	30,5	42,0	52,5
Радиус закругления бокового профиля зуба $R_x = \frac{x^2 + (0{,}08t)^2}{0{,}16t}$	13	15	19,5	26	30
Координата $x = 0{,}39t$	5	6	7,5	10	12
Ширина звездочки B	$b-5$	$b-5{,}5$	$b-6$	$b-8$	$b-9$
Зазор общий $a = 0{,}16t$	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

4. Отмечают точки O_2 и O_3 пересечения радиусов Oa и Ob и касательных, и под углом $\beta = \alpha - \varphi$ проводят прямые до пересечения с хордой ab; отрезок хорды между этими прямыми является вершиной зуба звездочки.

5. Проводят прямую cd параллельно хорде ab, отстоящей от нее на расстоянии h; значения h даны в табл. 7.9.

Отрезки сторон угла β, ограниченные прямыми ab и cd представляют собой боковые стороны зуба звездочки.

6. Впадины зуба очерчивают ломаными линиями cc_1c_2 и dd_1d_2 следующим образом: отрезки cc_1 и dd_1 лежат на прямой cd, а отрезки c_1c_2 и d_1d_2 образуют угол φ с этой прямой.

Глава VIII

РАСЧЕТ ВАЛОВ

§ 25. НАГРУЗКИ ВАЛОВ

Основными нагрузками, вызывающими деформацию изгиба валов приводных устройств, являются усилия в зубчатых и червячных зацеплениях, натяжения ветвей ремня или цепи соответствующих передач. Собственный вес вала и насаженных на нем деталей следует учитывать лишь в весьма мощных передачах, в которых сила тяжести зубчатых колес, муфт, шкивов и других деталей выражается величинами того же порядка, что и усилия в передачах. Иногда в числе нагрузок, вызывающих изгиб вала, учитывают неуравновешенную составляющую усилия, передаваемого втулочно-пальцевой муфтой.

Формулы для определения усилий, возникающих в различных передачах, и некоторые схемы нагружения валов приведены в этом параграфе.

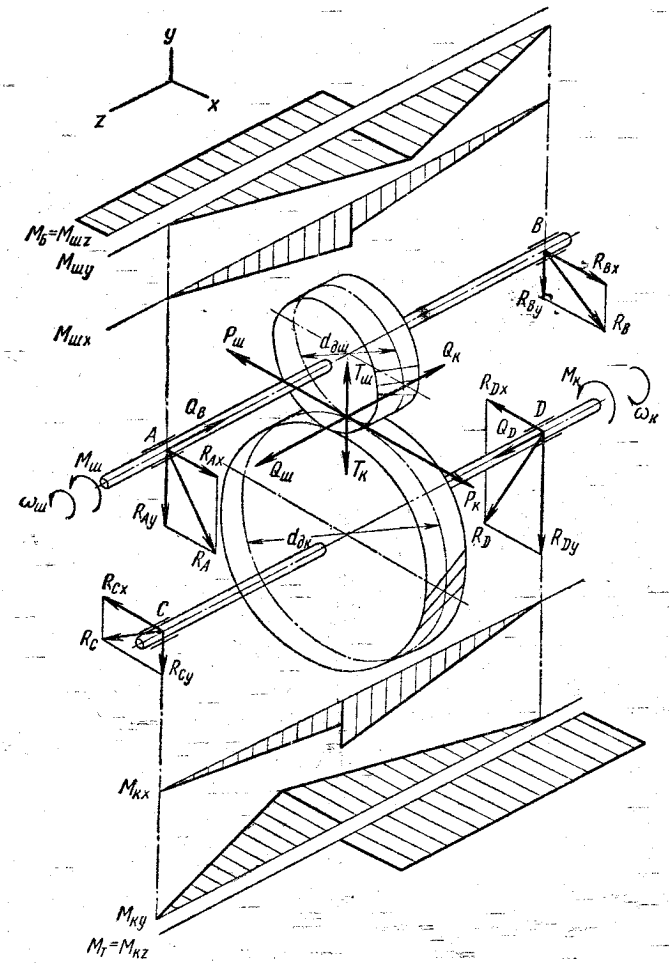
Передача цилиндрическими зубчатыми колесами

В передаче цилиндрическими колесами с прямыми зубьями сила взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес раскладывается на две взаимно перпендикулярные составляющие: P — окружное усилие, направленное по касательной к начальным окружностям зубчатых колес; T — радиальное усилие, направленное по радиусу от точки касания зубьев к центру рассматриваемого колеса. Окружные усилия на шестерне ($P_ш$) и на колесе ($P_к$) равны по величине и направлены в противоположные стороны; то же относится и к радиальным усилиям $T_ш$ и $T_к$.

В цилиндрической косозубой передаче сила взаимодействия между зубьями дает три составляющие: $P(P_ш, P_к)$ — окружное усилие; $T(T_ш, T_к)$ — радиальное усилие; Q $(Q_ш, Q_к)$ — осевое усилие.

Схемы нагружения валов шестерни и колеса цилиндрической косозубой передачи, а также характер эпюр изгибающих и крутящих моментов показаны на фиг. 8.1.

Для цилиндрической прямозубой передачи схема нагружения не приведена, она отличается от показанной на фиг. 8.1 отсутствием осевых усилий ($Q_ш = Q_к = 0$) и соответственно иным характером



Фиг. 8.1. Расчетные схемы валов передачи цилиндрическими косозубыми колесами.

эпюр $M_{шx}$ и $M_{кx}$ (на этих эпюрах не будет скачкообразного изменения ординат).

Окружное усилие в зацеплении цилиндрических зубчатых колес определяют по формуле

$$P = P_ш = P_к = \frac{2M_ш}{d_{дш}} = \frac{2M_к}{d_{дк}}. \qquad (8.1)$$

При расчете в единицах системы МКГСС и внесистемных: $M_ш$ ($M_к$) в *кГ·см* или в *кГ·мм* и соответственно $d_{дш}$ ($d_{дк}$) в *см* или в *мм*; при этом P в *кГ*. При расчете в единицах СИ: $M_ш$ ($M_к$) в *н·м*, $d_{дш}$ ($d_{дк}$) в *м*; при этом P в *н*. Можно также пользоваться формулой

$$P = \frac{N}{v}, \tag{8.1a}$$

где N — в *вт*; v — в *м/сек*; P в *н*.

Радиальное усилие связано с окружным зависимостью

$$T = T_ш = T_к = P\frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta}, \tag{8.2}$$

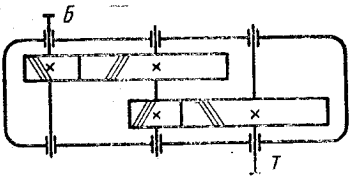
где α_n — угол зацепления в нормальном сечении; в некорригированном зацеплении $\alpha_n = 20°$ (для прямозубых колес $\alpha_n = \alpha$);

β — угол наклона зубьев (для прямозубых колес $\beta = 0$).

Осевое усилие определяют по формуле

$$Q = Q_ш = Q_к = P\operatorname{tg}\beta. \tag{8.3}$$

Направление осевого усилия зависит от направления вращения зубчатого колеса, от направления наклона зубьев и от того, является ли колесо ведущим или ведомым. В двухступенчатых редукторах с цилиндрическими косозубыми колесами для уменьшения осевых нагрузок на подшипники промежуточного вала следует выбирать направление зубьев колеса первой ступени и шестерни второй ступени одинаковым, как это показано на фиг. 8.2. При таком направлении зубьев осевые усилия, действующие на зубчатые колеса, сидящие на промежуточном валу, направлены в противоположные стороны.

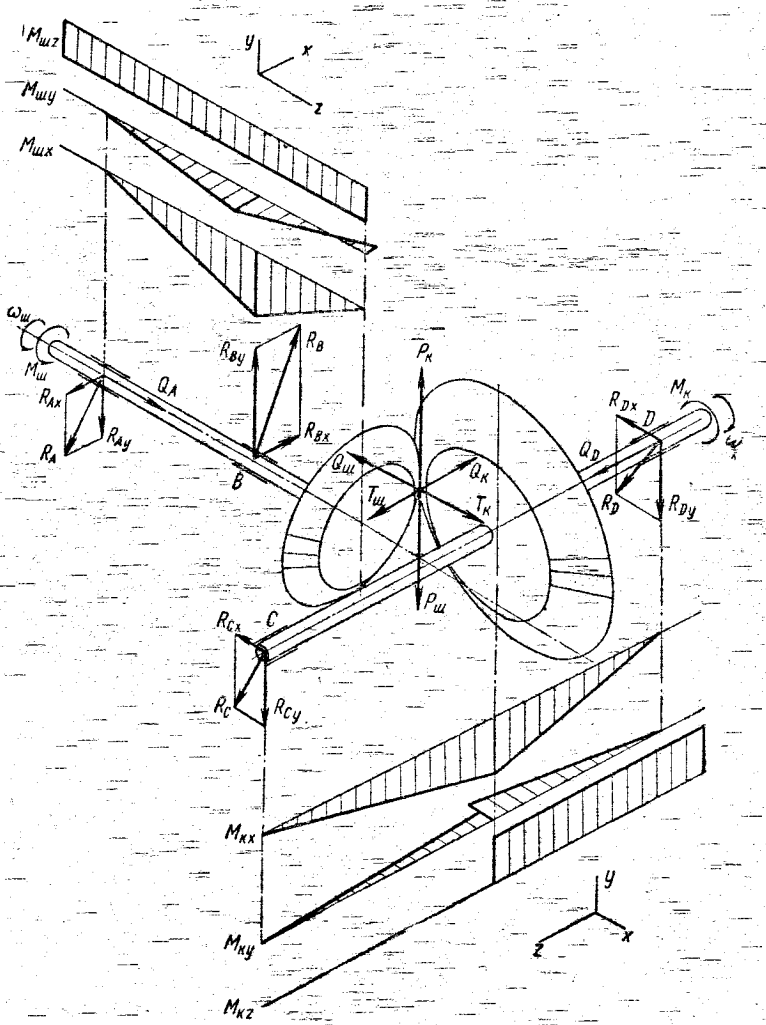


Фиг. 8.2. Выбор направления зубьев для шестерни и колеса, на промежуточном валу двухступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами.

В передаче цилиндрическими шевронными колесами осевые усилия, действующие на половины шеврона, взаимно уравновешиваются, т. е. на вал и подшипники осевые силы не передаются. Усилия в зацеплении определяют по формулам (8.1), (8.1а) и (8.2). В отношении схемы нагружения валов и эпюр изгибающих моментов остается в силе сказанное выше применительно к прямозубой передаче.

Передача коническими прямозубыми колесами

Схема нагружения валов шестерни и колеса и характер эпюр изгибающих и крутящих моментов показаны на фиг. 8.3. Окружное усилие $P = P_ш = P_к$, радиальные усилия $T_ш$ на шестерне и $T_к$



Фиг. 8.3. Расчетные схемы валов передачи коническими прямозубыми колесами.

на колесе, осевые усилия $Q_ш$ на шестерне и $Q_к$ на колесе определяют по формулам

$$P = \frac{2M_ш}{d_{шср}} = \frac{2M_к}{d_{кср}}, \tag{8.4}$$

или

$$P = \frac{N}{v_{ср}}; \tag{8.4а}$$

$$Q_ш = T_к = P \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_ш; \tag{8.5}$$

$$Q_к = T_ш = P \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_к. \tag{8.6}$$

Указания о размерностях при определении окружного усилия P см. в пояснениях к формулам (8.1) и (8.1а). Угол зацепления $\alpha = 20°$ (при некорригированном зацеплении). Углы $\varphi_ш$ и $\varphi_к$ связаны с передаточным числом и числами зубьев сцепляющихся колес соотношениями

$$\operatorname{tg}\varphi_к = \operatorname{ctg}\varphi_ш = i = \frac{z_к}{z_ш}.$$

Направление осевых усилий в конической прямозубой передаче не зависит от направления вращения — эти усилия всегда направлены от вершин конусов к их основаниям.

Червячная передача

Усилия, возникающие в зацеплении, схемы нагружения валов и характер эпюр изгибающих и крутящих моментов показаны на фиг. 8.4.

Окружное усилие на валу червячного колеса, численно равное осевому усилию на червяке, определяют по формуле

$$P_к = Q_ч = \frac{2M_к}{d_{\partial к}}. \tag{8.7}$$

Радиальное усилие на колесе, численно равное радиальному усилию на червяке, связано с окружным усилием на колесе зависимостью

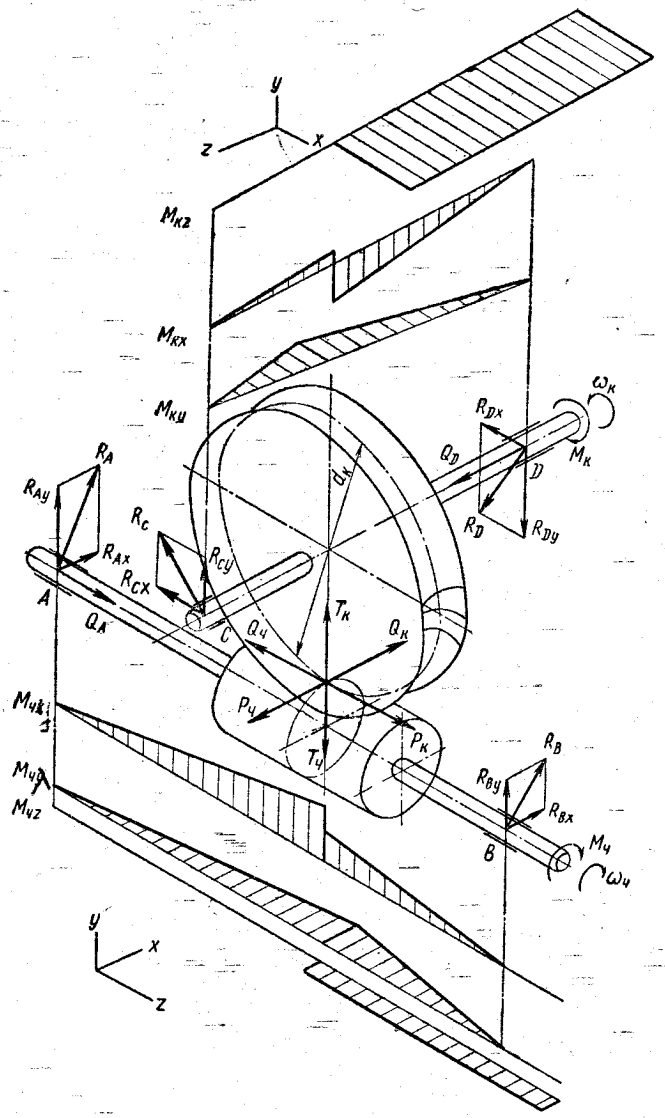
$$T_к = T_ч = P \operatorname{tg}\alpha_s. \tag{8.8}$$

Окружное усилие на червяке, численно равное осевому усилию на червячном колесе, определяют по формуле

$$P_ч = Q_к = \frac{2M_ч}{d_{\partial ч}}. \tag{8.9}$$

Размерности в формулах (8.7) и (8.9) должны приниматься в соответствии с указаниями к формуле (8.1).

Направление осевого усилия $Q_к$ на червячном колесе зависит от направления вращения и, следовательно, изменяется при реверсировании передачи. Направление осевого усилия $Q_ч$ на червяке зависит как от направления вращения, так и от направления нарезки червяка. На фиг. 8.4 направление $Q_ч$ указано в предположении, что червяк имеет правую нарезку.



Фиг. 8.4. Расчетные схемы валов червяка и червячного колеса.

Нагрузка, вызывающая изгиб вала (без учета сил тяжести вала и насаженных на нем деталей), равна геометрической сумме натяжений S_1 ведущей и S_2 ведомой ветвей ремня:

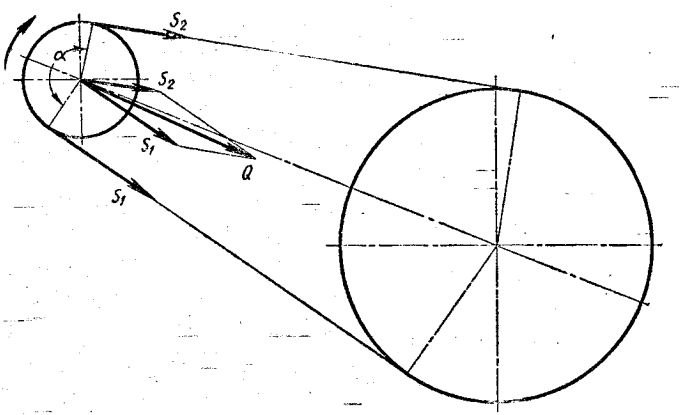
$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} = \sigma_0 F + \frac{P}{2}; \tag{8.10}$$

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2} = \sigma_0 F - \frac{P}{2}, \tag{8.11}$$

где S_0 — усилие предварительного натяжения ремня;
σ_0 — напряжение от предварительного натяжения (см. гл. VI);
F — площадь поперечного сечения ремня (в случае клиноременной передачи $F = zF_1$, где z — число ремней, F_1 — площадь поперечного сечения одного ремня данного профиля);
P — окружное усилие, определяемое по формуле

$$P = \frac{N}{v},$$

где N — передаваемая мощность в *вт*;
v — скорость ремня в *м/сек*; P в *н*.



Фиг. 8.5. Определение нагрузки вала ременной передачи.

При определении сил в единицах системы МКГСС

$$P = \frac{102N}{v},$$

где N в *квт*; v в *м/сек*, P в *кГ*.

Величину и направление суммарного усилия Q целесообразно определять графически (фиг. 8.5), но при углах обхвата ремнем

малого шкива $\alpha \geqslant 150°$ с достаточной точностью можно вычислять это усилие по формуле

$$Q \approx 2S_0 \sin \frac{\alpha}{2} \qquad (8.12)$$

и считать, что оно направлено по линии, соединяющей центры шкивов. Для передачи с натяжным роликом применение графического способа определения равнодействующей натяжений ветвей ремня обязательно.

Цепная передача

Нагрузку на вал звездочки от натяжения цепи определяют по формуле

$$Q = P + 2k_f qA, \qquad (8.13)$$

где P — окружное усилие в $кГ$ или в $н$;

q — вес 1 $м$ цепи в $кГ$ или в $н$;

A — расстояние между осями звездочек в $м$;

k_f — коэффициент, зависящий от относительного расположения звездочек в пространстве (при вертикальной передаче $k_f = 1{,}0$; при наклонной передаче более 40° к горизонту $k_f = 1{,}5$; до 40° $k_f = 2 \div 4$; при горизонтальной передаче $k_f = 6$).

Приближенно можно принимать, что сила Q направлена по линии, соединяющей центры звездочек.

§ 26. ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Расчет валов на прочность обычно проводят в два этапа: первый этап — предварительный расчет вала, который выполняют после определения основных размеров проектируемой передачи для предварительного выбора диаметров вала в местах посадки полумуфт, подшипников, зубчатых колес и т. п.; второй этап — уточненный расчет, выполняемый на основе окончательно разработанной конструкции проектируемого объекта (редуктора и т. п.), с целью определения действительного коэффициента запаса прочности для опасного сечения вала.

Предварительный расчет

Один из наиболее распространенных способов предварительного определения требуемого диаметра вала — расчет на чистое кручение, выполняемый по пониженным допускаемым напряжениям. Требуемый диаметр вала определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_z}{0{,}2\,[\tau]_к}}, \qquad (8.14)$$

где M_z — крутящий момент в $кГ \cdot см$ или в $н \cdot м$;

$[\tau]_к$ — допускаемое напряжение на кручение в $кГ/см^2$ или в $н/м^2$.

При предварительном расчете быстроходного и тихоходного валов редуктора целесообразно сначала определить диаметры выходных концов валов по формуле (8.14), принимая для валов из стали 35, 40, 45, Ст. 5, Ст. 6 $[\tau]_к = 300 \div 400$ *кГ/см*^{2} (29,4 ÷ ÷ 39,2 *Мн/м*^{2}). После этого остальные диаметры вала назначают по конструктивным соображениям с учетом удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес и т. д. и необходимости фиксации этих деталей на валу в осевом направлении заплечиками.

При подборе подшипников качения может оказаться, что диаметры вала придется увеличить по сравнению с полученными из предварительного расчета. Это в основном относится к быстроходным валам (см. также стр. 212).

Для промежуточного вала (или валов) двух- или трехступенчатого редуктора обычно предварительно определяют диаметр в месте посадки шестерни по формуле (8.14); при этом принимают $[\tau]_к = 100 \div 200$ *кГ/см*^{2} (9,8 ÷ 19,6 *Мн/м*^{2}). Остальные диаметры также намечают по конструктивным соображениям.

Иногда, намечая предварительно диаметры валов, принимают их в функции от межосевых расстояний зубчатых передач. Так, в частности, принимают предварительно диаметр быстроходного вала $d_Б \approx 0{,}22A$, тихоходного $d_Т \approx 0{,}3A$; то и другое значения относятся к местам посадок на валы соответственно шестерни и колеса. Значение $d \approx 0{,}3A$ можно предварительно принимать и для промежуточного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора в месте посадки шестерни второй ступени.

Все величины диаметров валов в местах посадки на валы сопряженных с ними деталей должны быть округлены до ближайших стандартных значений по ГОСТ 6636-60. Предпочтительно выбирать размеры из ряда Ra40, в котором в пределах 10—125 *мм* даны следующие стандартные размеры: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125.

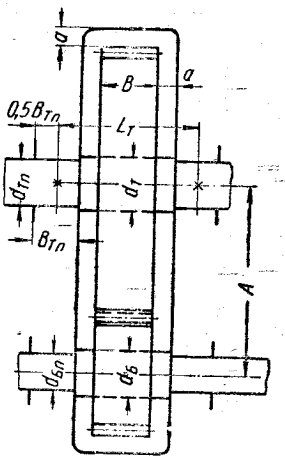
В случае необходимости можно применять следующие размеры:

в интервале 12—26 *мм* — кратные 0,5;

в интервале 26—50 *мм* — целые числа;

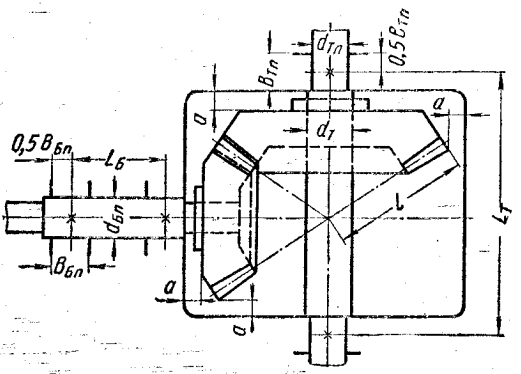
в интервале 50—120 *мм* — оканчивающиеся на 2 и 8, а также размер 115.

После предварительного определения диаметров валов редуктора переходят к подбору подшипников. При этом для определения нагрузок на подшипники (реакций опор) должны быть известны расстояния между опорами, а также между зубчатыми (червячными) колесами и опорами. Эти расстояния устанавливают ориентировочно, как показано на схемах редукторов, приведенных на фиг. 8.6—8.9. При пользовании схемами по фиг. 8.6, 8.7 и 8.9 можно принимать диаметры валов ($d_{Бп}$ и $d_{Тп}$) в местах посадки подшипников примерно на 4—6 *мм* больше диаметров выходных концов. То же относится



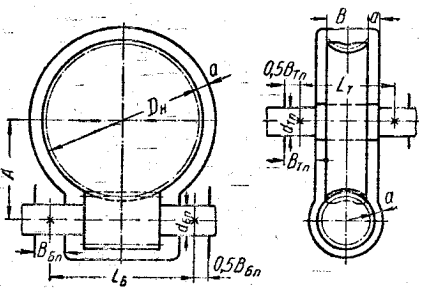
$a=0{,}03A+1$, но не менее 8 мм;
$B_п \approx d_п$

Фиг. 8.6. Определение расстояния между опорами валов в одноступенчатом редукторе с цилиндрическими зубчатыми колесами.



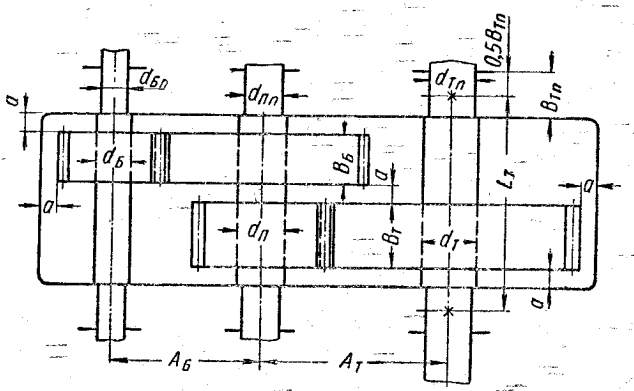
$a=0{,}05L+1$; но не менее 8 мм;
$B_п \approx d_п$; $l_б=(2\div2{,}5)d_{бп}$

Фиг. 8.7. Определение расстояний между опорами валов в одноступенчатом редукторе с коническими зубчатыми колесами.



$a=0{,}045A+3$, но не менее 8 мм;
$B_п \approx d_п$, $L_б=(0{,}8\div1)D_н$

Фиг. 8.8. Определение расстояний между опорами валов в червячном редукторе.



$a=0{,}03A_т+3$, но не менее 9 мм;
$B_п \approx d_п$

Фиг. 8.9. Определение расстояний между опорами валов в двухступенчатом редукторе с цилиндрическими зубчатыми колесами.

к валу червячного колеса в схеме на фиг. 8.8. Для вала червяка предварительно можно принимать $d_{Бп} = D_{i1}$.

Для промежуточного вала двухступенчатого редуктора (см. фиг. 8.9) диаметр $d_{Пп}$ в месте посадки подшипника ориентировочно можно принять на 5—7 *мм* меньше диаметра $d_П$ в месте посадки шестерни.

На всех указанных схемах редукторов даны минимально допустимые значения зазоров между колесами и внутренними поверхностями стенок корпусов (размер a). В ряде случаев предпочитают более просторные корпусы, чем получающиеся при рекомендованном здесь размере a. В частности, при сравнительно больших окружных скоростях зубчатых колес целесообразно принять размер a на 25—50% больше указанного.

После выполнения чертежа редуктора нагрузка и расчетная долговечность наиболее нагруженного подшипника каждого вала должны быть уточнены.

Уточненный расчет

Этот расчет, как уже было указано, выполняют как п р о в е р о ч н ы й на основе выполненного конструктивного чертежа вала и в результате определяют действительный коэффициент запаса прочности для опасного поперечного сечения. При неудовлетворительном результате расчета следует внести соответствующие коррективы в конструкцию вала и повторить расчет. *Опасным является то сечение, для которого коэффициент запаса прочности минимален*; оно может не совпадать с сечением, в котором возникают максимальный изгибающий и крутящий моменты. Зачастую, не производя расчета, нельзя установить, какое сечение действительно является опасным, поэтому расчет выполняют для нескольких предположительно опасных «подозрительных» сечений.

Действительный коэффициент запаса прочности n должен быть не менее требуемого (допускаемого) $[n]$, т. е. $n \geqslant [n]$. С точки зрения обеспечения прочности вала достаточно принять $[n] = 1{,}5 \div 1{,}7$, но, учитывая повышенные требования к жесткости редукторных валов, рекомендуется $[n] = 2{,}5 \div 3{,}0$. При таких значениях $[n]$ можно не производить специальной проверки вала на жесткость (за исключением вала червяка, для него проверка на жесткость обязательна). Коэффициент запаса прочности определяют из равенства

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2} \qquad (8.15)$$

или

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \qquad (8.15а)$$

где n_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

n_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям. Указанные коэффициенты определяют по формулам [1]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}; \qquad (8.16)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \qquad (8.17)$$

где σ_{-1} — предел выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба, определенный при испытаниях полированных лабораторных образцов малого диаметра ($d = 7 \div 10$ *мм*) без концентраторов напряжений; значения σ_{-1} определяют по данным, приведенным в § 11;

τ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле кручения (в отношении лабораторных образцов верно сказанное относительно σ_{-1}); можно принимать $\tau_{-1} \approx 0{,}58\ \sigma_{-1}$;

k_σ, k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и при кручении (см. табл. 8.2—8.7);

ε_σ, ε_τ — масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений; можно принимать $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$ (табл. 8.1).

σ_v, σ_m и τ_v, τ_m — амплитуда и среднее напряжение цикла соответственно нормальных и касательных напряжений;

$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$; $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ — коэффициенты, отражающие соотношения пределов выносливости при симметричном и пульсирующем циклах соответственно изгиба и кручения. Можно принимать следующие средние значения указанных коэффициентов:

	ψ_σ	ψ_τ
Сталь углеродистая $\sigma_в = 35 \div 55$ *кГ/мм²*	0,15	0,1
Сталь углеродистая $\sigma_в = 65 \div 75$ *кГ/мм²*	0,20	0,1
Сталь легированная $\sigma_в \leqslant 100$ *кГ/мм²*	0,25	0,08

[1] Для некоторого упрощения расчетов влияние качества поверхности на предел выносливости не учтено. Точнее

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}\sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}; \qquad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta}\tau_v + \psi_\tau \tau_m},$$

где $\beta \approx 0{,}9 \div 0{,}97$ — коэффициент, учитывающий влияние чистоты поверхности (указанные значения соответствуют чистоте поверхности $\nabla 6 - \nabla 8$).

8.1. Значения масштабного фактора ($\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau$) в зависимости от диаметра вала [50]

Материал	$\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau$ при d в *мм*							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая сталь $\sigma_в = 40 \div 50$ *кГ/мм²*	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Углеродистая и легированная сталь $\sigma_в = 50 \div 80$ *кГ/мм²*	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легированная сталь $\sigma_в = 80 \div 120$ *кГ/мм²*	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59
Легированная сталь $\sigma_в = 120 \div 140$ *кГ/мм²*	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,57

При двух источниках концентрации напряжений для одного и того же поперечного сечения вала (например, при шпоночной канавке и концентрации напряжений, вызванной посадкой какой-либо детали) учитывают только тот источник, для которого величина $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ или $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ больше.

Можно считать, что амплитуда цикла нормальных напряжений равна наибольшему номинальному напряжению изгиба $\left(\sigma_u = \frac{M}{W}\right.$, где M — суммарный изгибающий момент) в рассматриваемом сечении

$$\sigma_v = \sigma_u.$$

В случае, если вал не испытывает осевой нагрузки или она не учитывается, можно считать, что нормальные напряжения, возникающие в поперечном сечении вала, изменяются по симметричному циклу, т. е. $\sigma_m = 0$.

При наличии растягивающей осевой силы[1] среднее напряжение цикла нормальных напряжений

$$\sigma_m = \sigma_p = \frac{N}{F},$$

где N — продольная сила, возникающая в рассчитываемом поперечном сечении вала;

F — площадь этого сечения.

[1] При сжимающей осевой силе ее влияние не играет роли, так как для циклов со средними напряжениями сжатия в формуле (8.16) следует положить $\psi_\sigma = 0$.

В большинстве случаев момент, передаваемый валом, колеблется по величине; при расчете исходят из наиболее неблагоприятного знакопостоянного цикла изменения касательных напряжения — принимают, что напряжения кручения изменяются по пульсирующему циклу; тогда

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_z}{2W_\kappa},$$

где M_z — крутящий момент, возникающий в рассчитываемом сечении;

W_κ — момент сопротивления кручению этого сечения (для кругового сечения без ослаблений $W_\kappa = W_p$ — полярному моменту сопротивления).

Если вал подвергается частому реверсированию, принимают, что напряжения кручения изменяются по симметричному циклу; тогда

$$\tau_m = 0;$$

$$\tau_v = \tau_{\max} = \frac{M_z}{W_\kappa}.$$

Коэффициент запаса прочности по переменным напряжениям определяют по наибольшим длительно действующим нагрузкам. Дополнительно необходимо определить коэффициент запаса по текучести n_τ по максимальной (пиковой) нагрузке. Этот коэффициент запаса находят для того сечения вала, в котором номинальные значения возникающих в нем напряжений максимальны; влияние концентрации напряжений и масштабного фактора при этом расчете не учитывают. Общий коэффициент запаса вычисляют по формуле, аналогичной формуле (8. 15а),

$$n_\tau = \frac{n_{\tau\sigma}^2 n_{\tau\tau}^2}{n_{\tau\sigma}^2 + n_{\tau\tau}^2} = \frac{n_{\tau\sigma} n_{\tau\tau}}{\sqrt{n_{\tau\sigma}^2 + n_{\tau\tau}^2}}. \qquad (8.18)$$

При этом коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям определяют по формулам

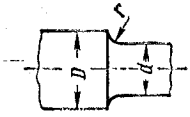
$$n_{\tau\sigma} = \frac{\sigma_\tau}{\sigma_{\max}}; \quad n_{\tau\tau} = \frac{\tau_\tau}{\tau_{\max}}.$$

При отсутствии экспериментальных данных о пределе текучести при кручении его можно принимать $\tau_\tau \approx 0{,}58\sigma_\tau$.

Определение k_σ и k_τ

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений изгиба и кручения приведены в табл. 8.2—8.7.

8.2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями



$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе k_σ для валов из стали, имеющей $\sigma_в$ в $кГ/мм^2$			Коэффициент концентрации напряжений при кручении k_τ для валов из стали, имеющей $\sigma_в$ в $кГ/мм^2$		
		$\leqslant 50$	80	$\geqslant 100$	$\leqslant 50$	80	$\geqslant 100$
1,05	0,02	1,70	1,88	2,05	1,24	1,29	1,33
	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
	0,20	1,16	1,20	1,22	1,05	1,06	1,07
1,1	0,02	2,0	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,02	2,12	2,68	3,10	1,64	1,73	1,80
	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16
1,5	0,02	2,42	—	—	1,76	1,97	2,14
	0,05	1,91	2,06	2,20	1,48	1,56	1,62
	0,10	1,53	1,61	1,67	1,24	1,32	1,38
	0,15	1,38	1,44	1,48	1,19	1,25	1,29
	0,20	1,33	1,36	1,38	1,10	1,18	1,24

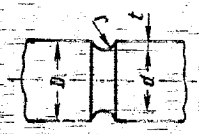
При проверке прочности червяков моменты сопротивления определяют по внутреннему диаметру резьбы

$$W = \frac{\pi D_{iч}^3}{32}; \quad W_к = W_p = \frac{\pi D_{iч}^3}{16}.$$

При этом принимают следующие значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений: $k_\sigma = 2{,}3 \div 2{,}5$; $k_\tau = 1{,}7 \div 1{,}9$ (более высокие значения — для червяков из легированной стали или закаленной углеродистой стали).

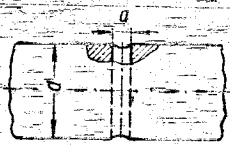
Для валов-шестерен обычно сечение, в котором возникают наибольшие изгибающий и крутящий моменты, совпадает с серединой шестерни. При определении коэффициента запаса прочности

8.3. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточками



$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе k_σ для валов из стали, имеющей $\sigma_в$ в кГ/мм²			Коэффициент концентрации напряжений при кручении k_τ для валов из стали, имеющей $\sigma_в$ в кГ/мм²		
		≤ 50	80	≥ 100	≤ 50	80	≥ 100
0,5	0,02	1,77	2,02	2,22	1,46	1,61	1,73
	0,05	1,72	1,87	1,98	1,43	1,52	1,60
	0,10	1,59	1,69	1,77	1,36	1,42	1,46
	0,15	1,45	1,53	1,59	1,27	1,32	1,36
	0,20	1,37	1,41	1,45	1,22	1,25	1,27
1,0	0,02	1,85	2,12	2,35	1,51	1,67	1,81
	0,05	1,80	1,96	2,10	1,48	1,58	1,66
	0,10	1,65	1,76	1,85	1,39	1,47	1,51
	0,15	1,50	1,58	1,65	1,30	1,35	1,39
	0,20	1,45	1,48	1,50	1,27	1,29	1,30
2,0	0,02	1,92	2,21	2,46	1,56	1,73	1,87
	0,05	1,86	2,03	2,19	1,51	1,62	1,71
	0,10	1,70	1,82	1,92	1,42	1,50	1,56
	0,15	1,54	1,63	1,70	1,33	1,38	1,42
	0,20	1,48	1,52	1,54	1,29	1,30	1,32

8.4. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями



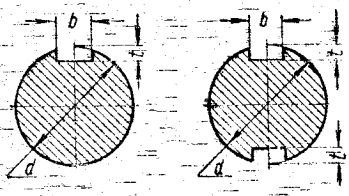
Характер нагружения	$\frac{a}{d}$	Предел прочности материала вала $\sigma_в$ в кГ/мм²			
		50	60	80	100
Изгиб k_σ	0,05—0,10	1,90	1,95	2,05	2,15
	0,15—0,25	1,74	1,77	1,86	1,95
Кручение k_τ	0,05—0,25	1,75	1,78	1,83	1,92

Примечание. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам

$$W_{нетто} \approx \frac{\pi d^3}{32}\left(1 - 1{,}54\frac{a}{d}\right); \quad W_{кнетто} \approx \frac{\pi d^3}{16}\left(1 - \frac{a}{d}\right).$$

для этого сечения можно принимать эффективные коэффициенты концентрации напряжений как для валов с эвольвентными шлицами (см. табл. 8.6).

8.5. Эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении для валов со шпоночными канавками



Предел прочности материала вала $\sigma_в$ в $кГ/мм^2$	k_σ	k_τ	Моменты сопротивления сечений нетто [1] при одной канавке	при двух канавках
50	1,50	1,40	$W_{нетто} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$; $W_{к\,нетто} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{нетто} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$; $W_{к\,нетто} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
60	1,60	1,50		
70	1,72	1,60		
80	1,80	1,70		
90	1,90	1,80		
100	2,00	1,90		

[1] Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует вычислять по сечениям нетто.

8.6. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении для шлицевых (зубчатых) участков валов [52]

Предел прочности материала вала $\sigma_в$ в $кГ/мм^2$	Прямоугольные шлицы по ГОСТ 1139-58		Эвольвентные шлицы по ГОСТ 6033-51	
	k_σ	k_τ	k_σ	k_τ
40	1,35	2,10	1,35	1,40
50	1,45	2,25	1,45	1,43
60	1,55	2,35	1,55	1,46
70	1,60	2,45	1,60	1,49
80	1,65	2,55	1,65	1,52
90	1,70	2,65	1,70	1,55
100	1,72	2,70	1,72	1,58
120	1,75	2,80	1,75	1,60

Для эвольвентных шлицевых соединений и для валов-шестерен моменты сопротивления (осевой и полярный) следует определять как для сплошного круглого сечения диаметром, равным диаметру делительной окружности.

Для участков валов с прямобочными шлицами моменты сопротивления можно определить по следующим приближенным соотношениям:

$$W_к = 2W; \quad W \approx \xi \frac{\pi d^3}{32},$$

где d — внутренний диаметр шлицевого участка вала;
ξ — поправочный коэффициент, принимаемый для $d = 23 \div 112$ *мм* по следующим данным:

Серия шлицевого соединения	ξ
Легкая	1,09—1,16
Средняя	1,14—1,27
Тяжелая	1,14—1,39

Меньшие значения ξ соответствуют бо́льшим d.

При определении коэффициента запаса прочности с учетом концентрации напряжений, вызванной посадкой на вал детали, следует иметь в виду, что наиболее острая концентрация напряжений возникает у края насаженной детали. Для соответствующих сечений вала следует выполнять проверку прочности.

Данные о снижении предела выносливости у краев насаженных деталей приведены в табл. 8.7.

8.7. Коэффициенты снижения предела выносливости при изгибе $\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right)$ и при кручении $\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right)$ для валов у краев насаженных деталей [52]

Диаметр вала в *мм*	Посадка	$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ при $\sigma_в$ в *кГ/мм²*						$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ при $\sigma_в$ в *кГ/мм²*					
		50	60	70	80	90	100	50	60	70	80	90	100
⩽ 30	*Пр*	2,50	2,75	3,0	3,25	3,50	3,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,55
	Н	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	1,58	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09
	С	1,63	1,79	1,95	2,11	2,38	2,44	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86
50	*Пр*	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26
	Н	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57
	С	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20
⩾ 100	*Пр*	3,29	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34
	Н	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80
	С	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31

Примечания: 1. Для посадки внутренних колец подшипников качения следует принимать значения $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$, соответствующие прессовой посадке.

2. При наличии в зоне напрессовки ослаблений (шпоночная канавка и т. п.) значения W и $W_к$ следует вычислять по сечению нетто.

Расчет червяка на жесткость

Правильность зацепления червячной пары будет обеспечена только при достаточной жесткости червяка. Критерием жесткости является величина прогиба в среднем сечении червяка, которая не должна превышать допускаемого значения $f \leqslant [f]$.

Обычно принимают $[f] = (0{,}005 \div 0{,}01)\, m_s$.

При симметричном расположении опор стрелу прогиба определяют как для балки на двух шарнирных опорах, нагруженной посередине пролета силами $P_ч$ и $T_ч$ (сила $Q_ч$ в середине пролета дает нулевой прогиб):

$$f = \frac{L^3 \sqrt{P_ч^2 + T_ч^2}}{48 E J_{np}}. \qquad (8.19)$$

Для стали модуль продольной упругости $E = 2{,}10 \cdot 10^4 кГ/мм^2 = 2{,}06 \cdot 10^5\ Мн/м^2$. Расстояние между серединами опор червяка (при расчете, выполняемом до окончательной разработки конструкции) $L \approx (0{,}80 \div 1{,}0) D_н$, [$D_н$ — наружный диаметр червячного колеса (см. § 13)]; J_{np} — приведенный момент инерции поперечного сечения червяка, определяемый по формуле

$$J_{np} = \frac{\pi D_{iч}^4}{64}\left(0{,}375 + 0{,}625 \frac{D_{eч}}{D_{iч}}\right). \qquad (8.20)$$

Как видно из формулы, $J_{np} > \frac{\pi D_{iч}^4}{64}$, т. е. здесь учтено увеличение жесткости (по сравнению с гладким валом диаметром $D_{iч}$) за счет витков резьбы.

В случае неудовлетворительного результата расчета на жесткость следует увеличить относительную толщину червяка q (см. стр. 87 и 88). Уменьшить расстояние между опорами по конструктивным соображениям обычно не удается, но все же к этому следует стремиться.

Если вал червяка опирается с одной стороны на сдвоенный радиально-упорный подшипник, а с другой — на радиальный, то его при определении прогиба можно рассматривать как статически неопределимую балку, одним концом жестко защемленную, а другим — шарнирно опертую. В этом случае стрела прогиба при тех же длине и сечении червяка будет меньше, чем при шарнирных опорах на обоих концах, и может быть определена по следующей приближенной формуле:

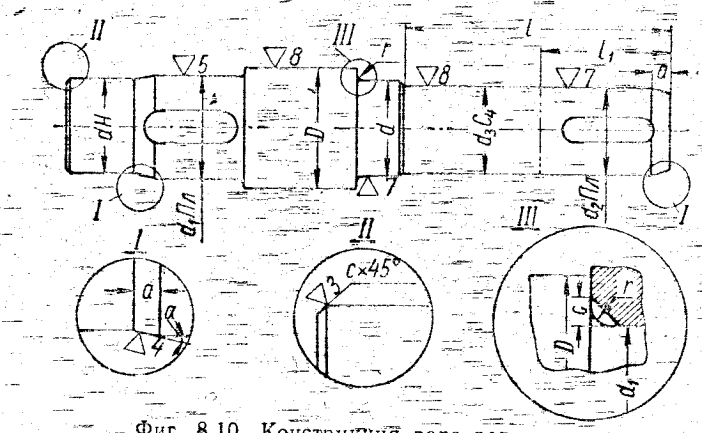
$$f = \frac{\sqrt{(7T_ч L^3 + 3Q_ч d_{\partial ч} L^2)^2 + (7P_ч L^3)^2}}{768 E J_{np}}. \qquad (8.21)$$

§ 27. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

При конструировании валов основное внимание должно быть обращено на удобство монтажа и демонтажа насаживаемых на вал деталей (подшипников качения, зубчатых колес и т. п.), надеж-

ную фиксацию деталей в осевом направлении, уменьшение концентрации напряжений, возможную простоту и экономичность изготовления.

Типовая конструкция тихоходного вала зубчатого редуктора показана на фиг. 8. 10; отдельно вынесены те места, конструктивное сформление которых имеет особое значение.



Фиг. 8.10. Конструкция вала редуктора.

При посадках *Пр*, *Гр*, *Пл* и *Г* на валах должны быть сделаны скосы (место *I*) с целью облегчения монтажа насаживаемых деталей. С той же целью скосы (фаски) под углом 45° должны быть выполнены везде (независимо от посадки), где вал проходит через отверстия подшипников, втулок и т. д. (место *II*).

Рекомендуются следующие размеры скосов в *мм*:

Диаметр вала d	10—15	15—30	30—45	45—70	70—100	100—150
c	1	1,5	2	2,5	3	4
a	1,5	2	3	5	5	8

Угол α принимают[1]: для валов $d = 10 \div 100$ *мм* — 30°, для валов $d = 100 \div 150$ *мм* — 10°.

В местах неподвижного соединения деталей входящие углы должны иметь закругления радиусом r, а выступающие углы — скосы на величину c (место *III*). При этом для обеспечения плотного прилегания торца ступицы насаживаемой детали к буртику вала необходимо соблюдать неравенство $c > r$. Рекомендуются следующие соотношения размеров в *мм*:

Диаметр вала d	15—30	30—45	45—70	70—100	100—150
r	1	1	1,5	2	2,5
c	1,5	2	2,5	3	4

[1] Некоторые заводы делают скосы при посадках с натягом с меньшими значениями угла α: при всех указанных значениях диаметров принимают $\alpha = 7 \div 10°$.

Для мест сопряжения подшипников качения с буртиками вала следует руководствоваться величинами фасок (скосов) в отверстиях внутренних колец подшипников (см. приложение IV) и указаниями о требуемых величинах заплечиков, приведенными в § 33.

Следует обратить внимание, что в приведенной конструкции вала у места посадки левого подшипника (dH) нет заплечика — предполагается, что между зубчатым колесом, посаженным на вал диаметром $d_1 Пл$, и подшипником установлено распорное кольцо.

При переходе от диаметра d к диаметру D вала в тех местах, где нет насаженных деталей (свободные поверхности), рекомендуется принимать следующие радиусы R закруглений:

$D-d$	2	5	8	10	15	20	25	30	35
R	1	2	3	4	5	8	10	12	12

В конструкции вала, показанной на фиг. 8.10, часть вала длиной l имеет при одном и том же номинальном диаметре ($d_2 = d_3$) два участка, отличающихся допусками и чистотой поверхности. Участок длиной l_1 обработан с отклонениями, соответствующими легкопрессовой посадке 2-го класса точности; на этот участок насаживают полумуфту или звездочку цепной передачи. Участок, обработанный с отклонениями по C_4, не сопрягается ни с какими деталями, кроме кольца манжетного уплотнения. Такое конструктивное решение позволяет уменьшить число ступеней вала, отличающихся номинальными диаметрами, и, как следствие, несколько упростить обработку вала и уменьшить отходы при его обточке.

Для закрепления вала при обработке должны быть предусмотрены центровые отверстия по ОСТ 3725.

Указания по оформлению рабочих чертежей валов см. § 40.

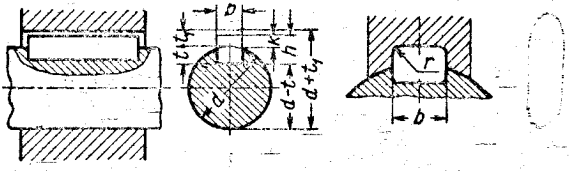
§ 28. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Зубчатые и червячные колеса в редукторах соединяют с валами чаще всего с помощью обыкновенных *призматических шпонок*. Шкивы ременных и звездочки цепных передач также обычно соединяют с валами призматическими шпонками. Направляющие призматические шпонки с креплением на валу применяют в тех случаях, когда насаженная на вал деталь должна иметь возможность осевого перемещения вдоль вала, например в коробках передач. Размеры призматических шпонок и пазов приведены в табл. 8.8.

В тихоходных грубо изготовленных зубчатых передачах иногда применяют клиновые шпонки. Существенным недостатком клиновых шпонок, ограничивающим область их применения, является практически неизбежный перекос насаживаемой на вал детали. Поэтому в точно изготовленных зубчатых и червячных передачах применение этих шпонок недопустимо.

При валах небольшого диаметра (примерно до 40 *мм*) в редукторах можно применять *сегментные шпонки*. Размеры этих шпонок и пазов для них приведены в табл. 8.9.

8.8. Шпонки призматические



Размеры сечений шпонок и пазов в *мм* (по ГОСТ 8788-58)

Диаметр вала *d*	Сечение шпонки		Глубина паза						*r* не более
			Исполнение I			Исполнение II			
	b	*h*	Вал *t*	Втулка t_1	*K*	Вал *t*	Втулка t_1	*K*	
Св. 10 до 14	4	4	2,5	1,6	1,8	—	—	—	0,2
» 14 » 18	5	5	3,0	2,1	2,3	3,2	1,9	2	
» 18 » 24	6	6	3,5	2,6	2,9	3,8	2,3	2,6	0,3
» 24 » 30	8	7	4,0	3,1	3,5	4,5	2,6	3,0	
» 30 » 36	10	8	4,5	3,6	4,2	5,2	2,9	3,5	
» 36 » 42	12	8	4,5	3,6	4,4	5,2	2,9	3,7	
» 42 » 48	14	9	5,0	4,1	5,0	5,0	3,8	4,2	
» 48 » 55	16	10	5,0	5,1	6,2	6,5	3,6	4,7	0,5
» 55 » 65	18	11	5,5	5,6	6,8	7,1	4,0	5,2	
» 65 » 75	20	12	6	6,1	7,4	7,8	4,3	5,6	
» 75 » 90	24	14	7	7,2	8,7	9,0	5,2	6,7	
» 90 » 105	28	16	8	8,2	10,0	10,3	5,9	7,7	0,8
» 105 » 120	32	18	9	9,2	11,2	11,5	6,7	8,7	
» 120 » 140	36	20	10	10,2	12,3	12,8	7,4	9,5	
» 140 » 170	40	22	11	11,2	13,4	13,5	8,7	10,9	
» 170 » 200	45	25	13	12,2	14,6	15,3	9,9	12,3	

Примечания: 1. Размер *K* является справочным для расчета на смятие.

2. Длины призматических шпонок выбирают из ряда: (по ГОСТ 8789-58) 6—8—10—12—14—16—18—20—22—25—28—32—36—40—45—50—56—63—70—80—90—100—110—125—150—160—180—200—220—250.

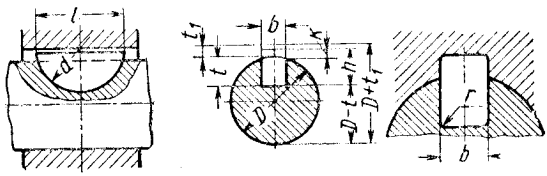
3. Предельные отклонения шпонок и пазов — по ГОСТ 7227-58.

4. Исполнение I или II выбирается из условия равнопрочности элементов шпоночного соединения в зависимости от материала втулки.

5. Таблица приведена с сокращениями против ГОСТ 8788-58, в котором даны размеры сечений для диаметров валов от 5 до 630 *мм* и длины до 500 *мм*.

Примеры условного обозначения призматических шпонок: (при $b = 18$ *мм*, $h = 11$ *мм*, $l = 100$ *мм*): со скругленными торцами: *Шпонка 18×11×100 ГОСТ 8789-58*; с плоскими торцами: *Шпонка Б 18×11×100 ГОСТ 8789-58*.

8.9. Шпонки сегментные



Размеры шпонок и пазов в *мм* (по ГОСТ 8794-58)

Диаметр вала D	Номинальные размеры шпонки				Глубина паза						r не более
					Исполнение I			Исполнение II			
	b	h	d	l	Вал t	Втулка t_1	K	Вал t	Втулка t_1	K	
Св. 7 до 18	2,5	3,7	10	9,7	2,7	1,1	1,1	—	—	—	0,2
	3	3,7 5,0 6,5	10 13 16	9,7 12,6 15,7	2,7 4,0 5,5	1,1 1,1 1,1	1,2 1,2 1,2				
» 10 » 24	4	5,0 6,5 7,5 9,0	13 16 19 22	12,6 15,7 18,6 21,7	3,5 5,0 6,0 7,5	1,6	1,8	—	—	—	0,2
» 14 » 30	5	6,5 7,5 9,0 10 11	16 19 22 25 28	15,7 18,6 21,6 24,5 27,3	4,5 5,5 7,0 8,0 9,0	2,1	2,3	4,7 5,7 7,2 8,2 9,2	1,9	2,1	0,2
» 18 » 36	6	9 10 11 13 15	22 25 28 32 38	21,6 24,5 27,3 31,4 37,1	6,5 7,5 8,5 10,5 12,5	2,6	2,9	6,8 7,8 8,8 10,8 12,8	2,3	2,6	0,3
» 24 » 42	8	10 11 13 15 16 17	25 28 32 38 45 55	24,5 27,3 31,4 37,1 43,1 50,8	7 8 10 12 13 14	3,1	3,5	7,5 8,5 10,5 12,5 13,5 14,5	2,6	3,0	0,3
» 30 » 48	10	13 15 16 17 19 24	32 38 45 55 65 80	31,4 37,1 43,1 50,8 59,1 73,3	9,5 11,5 12,5 13,5 15,5 20,5	3,6	4,2	10,2 12,2 13,2 14,2 16,2 21,2	2,9	3,5	0,3
» 36 » 55	12	19 24	65 80	59,1 73,3	15,5 20,5	3,6	4,4	16,2 21,2	2,9	3,7	0,3

Примечания. 1. Размер K является справочным для расчета на смятие.
2. Исполнение I следует применять в тех случаях, когда прочность на смятие материала втулки меньше, чем материала вала.
Пример условного обозначения: *Шпонка сегм. 5×10 ГОСТ 8795-58.*

Материал шпонок — конструкционная углеродистая сталь с пределом прочности не ниже 60 *кГ/мм*^{2}; наиболее часто применяют сталь Ст. 6; 45; 50.

Длину шпонки l выбирают на 5—10 *мм* меньше длины ступицы соединяемой с валом детали из ряда стандартных значений, указанных в табл. 8. 8. Соединение проверяют на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{dKl_p} \leqslant [\sigma]_{см}, \qquad (8.22)$$

где M — момент, передаваемый шпоночным соединением, в *кГ·см* или в *н·м*;

d — диаметр вала в *см* или в *м*;

K — рабочая глубина паза в ступице детали в *см* или в *м*;

$[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия в *кГ/см*^{2} или в *н/м*^{2}, которое можно принимать равным при стальной ступице 1000—1200 *кГ/см*^{2} (98—118 *Мн/м*^{2}) и при чугунной ступице, насаживаемой на вал детали, 500—700 *кГ/см*^{2} (49—68 *Мн/м*^{2}). Эти данные относятся к работе передачи без значительных толчков и ударов. При резко неравномерной или ударной нагрузке их следует понизить на 25—40%, а при весьма спокойной нагрузке можно повысить на 20—25%;

l_p — рабочая длина шпонки. Для шпонки с плоскими торцами полная длина l шпонки и рабочая l_p совпадают. Для шпонки со скругленными торцами $l_p = l - b$.

Если напряжения смятия получаются значительно ниже допускаемых, целесообразно взять шпонку на номер меньше, чем номер, соответствующий диаметру вала, и повторить расчет. Если расчетные (рабочие) напряжения смятия превышают допускаемые более чем на 5%, следует поставить две шпонки (обычно под углом 180° одна к другой) того же или на номер меньшего сечения. При установке двух шпонок считают, что каждая из них передает половину момента.

Сегментную шпонку проверяют на срез и соединение на смятие:

$$\tau_{ср} = \frac{2M}{Dlb} \leqslant [\tau]_{ср}; \qquad (8.23)$$

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{DlK} \leqslant [\sigma]_{см}. \qquad (8.24)$$

Обозначения в формулах (8. 23) и (8. 24) по табл. 8. 9. Допускаемое напряжение на смятие принимают таким же, как для соединений призматическими шпонками.

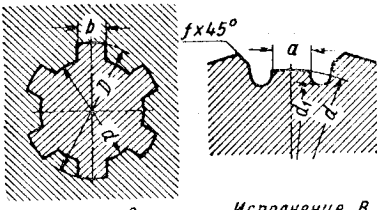
Допускаемое напряжение на срез $[\tau]_{ср} = 600 \div 900$ *кГ/см*^{2} (59 ÷ ÷ 88 *Мн/м*^{2}) — верхний предел при спокойной нагрузке.

Если прочность соединения оказывается недостаточной, следует поставить по длине ступицы насаживаемой на вал детали две или даже три шпонки.

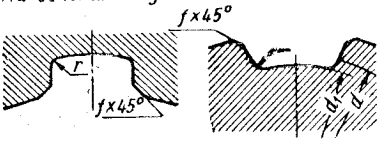
8.10. Номинальные размеры зубчатых (шлицевых) прямобочных соединений в *мм* (по ГОСТ 1139-58)

Форма сечения вала

Исполнение А



Форма сечения втулки *Исполнение В*



a	*D*	Число зубьев *z*	*b*	d_1 не менее	*a* не менее	*f*	*r*	*d*	*D*	Число зубьев *z*	*b*	d_1 не менее	*a* не менее	*f*	*r*
						Соединения легкой серии									
23	26	6	6	22,1	3,54	0,3	0,2	56	62	8	10	53,6	6,38	0,5	0,5
26	30	6	6	24,6	3,85	0,3	0,2	62	68	8	12	59,8	7,31	0,5	0,5
28	32	6	7	26,7	4,03	0,3	0,2	72	78	10	12	69,6	5,45	0,5	0,5
32	36	8	6	30,4	2,71	0,4	0,3	82	88	10	12	79,3	8,62	0,5	0,5
36	40	8	7	34,5	3,46	0,4	0,3	92	98	10	14	89,4	10,08	0,5	0,5
42	46	8	8	40,4	5,03	0,4	0,3	102	108	10	16	99,9	11,49	0,5	0,5
46	50	8	9	44,6	5,75	0,4	0,3	112	120	10	18	108,8	10,72	0,5	0,5
52	58	8	10	49,7	4,89	0,5	0,5								
						Соединения средней серии									
11	14	6	3	9,9	—	0,3	0,2	42	48	8	8	39,5	2,57	0,4	0,3
13	16	6	3,5	12,0	—	0,3	0,2	46	54	8	9	42,7	—	0,5	0,5
16	20	6	4	14,54	—	0,3	0,2	52	60	8	10	48,7	2,44	0,5	0,5
18	22	6	5	16,7	—	0,3	0,2	56	65	8	10	52,2	2,5	0,5	0,5
21	25	6	5	19,5	1,95	0,3	0,2	62	72	8	12	57,8	2,4	0,5	0,5
23	28	6	6	21,3	1,34	0,3	0,2	72	82	10	12	67,4	—	0,5	0,5
26	32	6	6	23,4	1,65	0,4	0,3	82	92	10	12	77,1	3,0	0,5	0,5
28	34	6	7	25,9	1,70	0,4	0,3	92	102	10	14	87,3	4,5	0,5	0,5
32	38	8	6	29,4	—	0,4	0,3	102	112	10	16	97,7	6,3	0,5	0,5
36	42	8	7	33,5	1,02	0,4	0,3	112	125	10	18	106,3	4,4	0,5	0,5

d	D	Число зубьев z	b	d_1 не менее	a не менее	f	r	d	D	Число зубьев z	b	d_1 не менее	a не менее	f	r
Соединения тяжелой серии															
16	20	10	2,5	14,1	—	0,3	0,2	46	56	10	7	40,9	—	0,5	0,5
18	23	10	3	15,1	—	0,3	0,2	52	60	16	5	47,0	—	0,5	0,5
21	26	10	3	18,5	—	0,3	0,2	56	65	16	5	50,6	—	0,5	0,5
23	29	10	4	20,3	—	0,3	0,2	62	72	16	6	56,1	—	0,5	0,5
26	32	10	4	23,0	—	0,4	0,3	72	82	16	7	65,9	—	0,5	0,5
28	35	10	4	24,4	—	0,4	0,3	82	92	20	6	75,6	—	0,5	0,5
32	40	10	5	28,0	—	0,4	0,3	92	102	20	7	85,5	—	0,5	0,5
36	45	10	5	31,3	—	0,4	0,3	102	115	20	8	98,7	—	0,5	0,5
42	52	10	6	36,9	—	0,4	0,3	112	125	20	9	104	—	0,5	0,5

Примечания: 1. Размер a дан для валов в исполнении A соединений легкой и средней серии при изготовлении методом обкатывания.

2. Размер r у валов в исполнении B дан для случаев, когда вал изготовляется не методом обкатывания.

3. Боковые стороны каждого зуба вала должны быть параллельны оси симметрии зуба до пересечения с окружностью диаметра d.

4. Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением, радиус которого должен быть равен величине f.

Шлицевые (зубчатые) соединения обладают по сравнению со шпоночными рядом достоинств: а) детали на шлицевых валах лучше центрируются; б) шлицы являются лучшими, чем шпонки, направляющими при передвижении деталей вдоль вала; в) напряжения смятия на гранях шлицев меньше, чем у шпонок; г) прочность шлицевых валов при динамических нагрузках выше, чем валов со шпонками.

Наиболее распространены прямоугольное (прямобочное) и эвольвентное шлицевые соединения.

Размеры соединений указанных типов приведены в табл. 8.10 и 8.11.

Шлицевое соединение проверяют на смятие рабочих граней шлицев в предположении, что по рабочим поверхностям давление распределяется равномерно, но в передаче момента участвует 0,75 общего числа шлицев:

$$\sigma_{см} = \frac{M}{0{,}75zFR_{ср}} \leqslant [\sigma]_{см}, \qquad (8.25)$$

где F — расчетная площадь смятия;

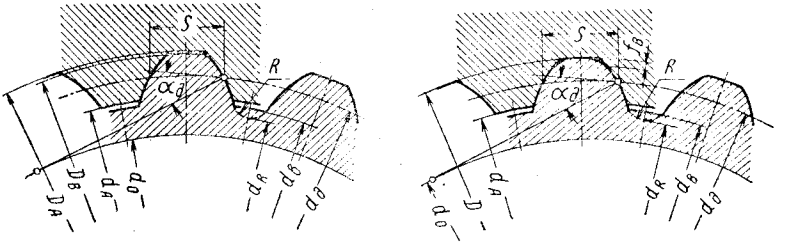
$R_{ср}$ — средний радиус соединения;

$[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия, принимаемое по табл. 8.12 (для стали с $\sigma_в \geqslant 50$ *кГ/мм²*).

8.11. Размерный ряд эвольвентных зубчатых (шлицевых) соединений

D — номинальный наружный диаметр; m — модуль; z — число зубьев; x — смещение исходного контура

Центрирование по S *Центрирование по D*



Размеры в *мм* (по ГОСТ 6033-51)

D	$m = 1$		$m = 1{,}5$		$m = 2$		$m = 2{,}5$		$m = 3{,}5$		$m = 5$	
	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x
12	11	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	12	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	14	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	16	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	18	0,5	12	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
22	20	0,5	14	−0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
25	24	0	16	−0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
28	26	0,5	18	−0,25	12	1	—	—	—	—	—	—
30	28	0,5	18	0,75	14	0	—	—	—	—	—	—
32	30	0,5	20	0,25	14	1	—	—	—	—	—	—
35	34	0	22	0,25	16	0,5	12	1,25	—	—	—	—
38	36	0,5	24	0,25	18	0	14	0,25	—	—	—	—
40	38	0,5	26	−0,25	18	1	14	1,25	—	—	—	—
42	—	—	26	0,75	20	0	16	−0,25	—	—	—	—
45	—	—	28	0,75	22	−0,5	16	1,25	—	—	—	—
50	—	—	32	0,25	24	0	18	1,25	—	—	—	—
55	—	—	36	−0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,25	—	—
60	—	—	38	0,75	28	1	22	1,25	16	0,25	—	—
65	—	—	—	—	32	−0,5	24	1,25	18	−0,75	—	—
70	—	—	—	—	34	0	26	1,25	18	1,75	12	2,5
75	—	—	—	—	36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	2,0
80	—	—	—	—	38	1	30	1,25	22	−0,25	14	2,5
85	—	—	—	—	—	—	32	1,25	24	−1,25	16	0
90	—	—	—	—	—	—	34	1,25	24	1,25	16	2,5
95	—	—	—	—	—	—	36	1,25	26	0,25	18	0
100	—	—	—	—	—	—	38	1,25	28	−0,75	18	2,5

Примечания: 1. Таблица приведена с сокращением — до $D = 100$ *мм* (по ГОСТ 6033-51 наибольший диаметр $D = 400$ *мм*).

2. Исходные параметры соединения: диаметр делительной окружности $d_\partial = mz$; профильный угол исходного контура рейки $\alpha_\partial = 30°$; диаметр основной окружности $d_0 = d_\partial \cos \alpha_\partial$. Смещение исходного контура рейки $x = \dfrac{D - m(z+1)}{2}$.

Номинальная толщина зуба $S = \dfrac{\pi m}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_\partial$.

3. Номинальные диаметры окружности впадин вала при плоской впадине $d_в = D - 2{,}4\ m$;
при закругленной впадине $d_R = D - 2{,}77\ m$;
окружности впадин отверстия при центрировании по S: $D_A = D + 0{,}4\ m$;
окружности выступов отверстия $d_A = D - 2\ m$.
Высота фаски при центрировании по D: $f_в = 0{,}1\ m$.
Радиус закругления впадины $R = 0{,}47\ m$.

8.12. Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$ на боковых гранях шлицев в $кГ/см^2$ [52]

Соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{см}$ при термообработке материала	
		Рабочие поверхности шлицев не подвергнуты специальной термообработке	Рабочие поверхности шлицев подвергнуты специальной термообработке
Неподвижное	Тяжелые	350—500	400—700
	Средние	600—1000	1000—1400
	Легкие	800—1200	1200—2000
Подвижное не под нагрузкой	Тяжелые	150—200	200—350
	Средние	200—300	300—600
	Легкие	250—400	400—700
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	30—100
	Средние	—	50—150
	Легкие	—	100—200

Для прямобочного шлицевого соединения

$$F \approx \left(\frac{D-d}{2} - 2f\right) l,$$

где l — длина ступицы насаживаемой на вал детали;

$$R_{ср} \approx \frac{D+d}{4}.$$

Для эвольвентного зубчатого (шлицевого) соединения

$$F \approx 0{,}8ml,$$

где m — модуль зубьев;

$$R_{ср} \approx \frac{D_в + d_A}{4}.$$

Обозначения геометрических величин по табл. 8. 10 и 8. 11.

Глава IX

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

§ 29. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Рациональная конструкция опор валов и правильный выбор подшипников в значительной степени определяют надежность работы всей проектируемой машины, но и безупречно спроектированный подшипниковый узел может быстро выйти из строя, если будут нарушены правила монтажа и эксплуатации.

Конструкция подшипникового узла зависит от ряда факторов, основными из которых являются:

1) условия работы;

2) величина, направление и характер действующих нагрузок;

3) требуемая долговечность подшипника и угловая скорость его вращающегося кольца;

4) расположение подшипникового узла в машине и условия монтажа и демонтажа узла;

5) технологические возможности обработки деталей узла.

От этих факторов зависят конструкция валов и корпусов, выбор типов и размеров подшипников, способы их крепления на валах и в корпусах, система смазки, уплотнения и т. п.

Рекомендуется следующий порядок проектирования подшипникового узла.

1. Намечают тип подшипника с учетом нагрузок, условий эксплуатации и монтажа.

2. Составляют расчетную схему вала (оси); при этом расстояния между опорами и закрепленными на валу деталями (зубчатыми колесами и т. п.) намечают ориентировочно. По этой схеме определяют нагрузки на опоры. Целесообразно составлять расчетную схему параллельно с предварительной эскизной компоновкой, — такой ход проектирования дает возможность более обоснованно наметить размеры, необходимые для определения нагрузок на подшипники.

3. Определяют расчетный (требуемый) коэффициент работоспособности, и по соответствующим таблицам устанавливают номер

и основные размеры подшипника намеченного типа. Может оказаться, что при требуемом коэффициенте работоспособности нельзя подобрать подшипник предварительно выбранного типа (например, его габариты чрезмерно велики); в этом случае намечают другой тип подшипника и повторяют расчет.

4. В зависимости от требований, предъявляемых к работе узла, выбирают класс точности подшипника.

5. Назначают посадки внутренних и наружных колец подшипника (на вал и в корпус), а также способы крепления колец.

6. Определяют род смазки, конструкцию уплотнений и способ подачи смазки.

7. По окончательно установленным размерам вала и подшипниковых узлов уточняют расчет подшипников (определение нагрузок на подшипники и требуемых коэффициентов работоспособности). При необходимости вносят коррективы.

8. Окончательно оформляют конструкцию подшипникового узла.

§ 30. ВЫБОР ТИПА ПОДШИПНИКА

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы весьма сложен, поэтому ограничимся только самыми общими указаниями. Следует учитывать не только конструктивные но и экономические требования – выбирать, по возможности, наиболее дешевые и наименее дефицитные типы подшипников. Нецелесообразно, например, применять более дорогие радиальные сферические двухрядные роликоподшипники, если можно обеспечить нормальную работу механизма с радиальными сферическими шарикоподшипниками. Эти же требования надо учитывать и при выборе класса точности применяемых подшипников.

В общем машиностроении, как правило, следует применять подшипники нормального класса точности Н.

При выборе типа подшипника можно руководствоваться следующими основными указаниями.

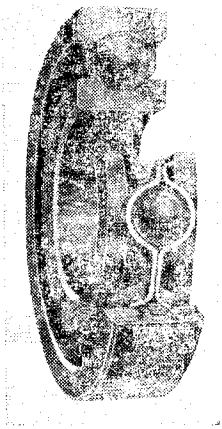
1. В крупных, мощных механизмах, подверженных действию ударных нагрузок, предпочтение следует отдавать роликоподшипникам, а в механизмах сравнительно малой мощности при больших угловых скоростях рекомендуется ставить шарикоподшипники.

2. При действии на узел чисто радиальной нагрузки следует, как правило, применять радиальные подшипники.

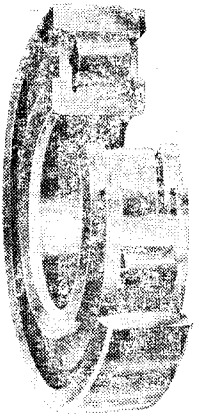
Для конкретного выбора одного из типов радиальных подшипников надо учитывать указание, данное в п. 1, а также приведенные ниже их краткие характеристики.

Радиальные однорядные шарикоподшипники (фиг. 9.1) могут работать при более высокой угловой скорости, чем подшипники других типов; имеют наименьшие потери на трение; одновременно с радиальной могут воспринимать и осевую нагрузку в двух направлениях в пределах до 70% от неиспользованной радиальной грузо-

подъемности. При больших скоростях вращения (когда упорные подшипники непригодны) радиальные шарикоподшипники можно применять для восприятия чисто осевых нагрузок. Радиальные шарикоподшипники широко используют как плавающие опоры, способные смещаться вдоль оси вала.

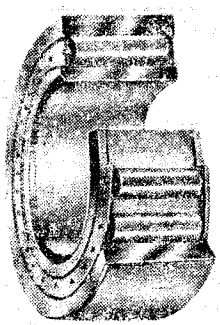


Фиг. 9.1. Шарикоподшипник радиальный однорядный, ГОСТ 8338-57 *. Размеры по табл. П21.



Фиг. 9.2. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, ГОСТ 8328-57. Размеры по табл. П23 и П24.

Радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (фиг. 9. 2) имеют ряд разновидностей в зависимости от наличия бортов на внутреннем или наружном кольцах; служат в основном для восприятия радиальных нагрузок, причем их грузоподъемность примерно на 70% больше, чем у однорядных шарикоподшипников тех же размеров. Подшипники этого типа с бортами на наружном и внутреннем кольцах могут воспринимать небольшую осевую нагрузку. Роликоподшипники, не имеющие бортов на одном из колец, широко используют для плавающих опор. При нарушении соосности в этих подшипниках возникают значительные кромочные давления роликов на кольца, что резко снижает их срок службы. Поэтому роликоподшипники следует применять в механизмах с короткими жесткими валами, прогибы которых незначительны. Благодаря разборной конструкции, роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами более удобны для монтажа, чем шарикоподшипники.

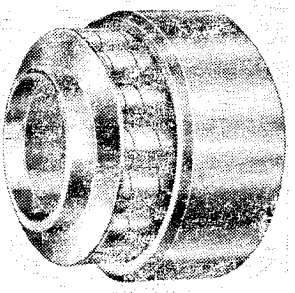


Фиг. 9.3. Роликоподшипник радиальный с длинными цилиндрическими роликами (нестандартный).

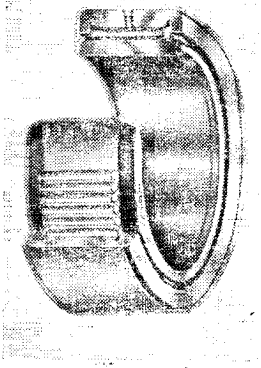
Роликоподшипники с длинными цилиндрическими роликами (фиг. 9. 3) могут воспринимать только радиальные нагрузки; их грузоподъемность выше, чем у предыдущих; осевые нагрузки они не воспринимают и не фиксируют вал в осевом направлении. Наружный диаметр этих подшипников несколько меньше, чем у подшипников других типов.

Роликовые подшипники с витыми роликами (фиг. 9. 4) воспринимают только радиальные нагрузки; вал от осевого перемещения не фиксируют; могут применяться при ударных нагрузках; допускают незначительные перекосы вала.

Подшипники этого типа имеют значительные радиальные зазоры и не могут работать при больших угловых скоростях.



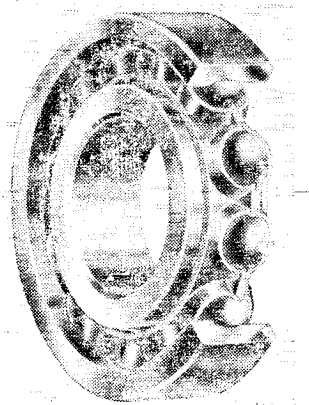
Фиг. 9.4. Роликоподшипник с витыми роликами.



Фиг. 9.5. Роликоподшипник игольчатый.

Игольчатые подшипники (фиг. 9. 5) имеют ролики большой длины и малого диаметра. Основные преимущества: относительно большая радиальная грузоподъемность; способность демпфировать удары. Недостатки: допускаемая угловая скорость меньше, чем для предыдущих; более высокий коэффициент трения (иглы не только катятся, но и скользят по дорожкам качения).

Для всех подшипников с цилиндрическими роликами перекос внутреннего кольца подшипника по отношению к наружному недопустим (нарушается контакт роликов с кольцами).



Фиг. 9.6. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный, ГОСТ 831-62. Размеры по табл. П26.

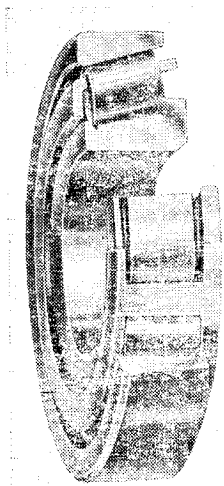
Радиально-упорные однорядные шарикоподшипники (фиг. 9.6) применяют в узлах, подверженных одновременному действию радиальных и значительных осевых нагрузок.

Эти подшипники воспринимают осевые нагрузки только в одном направлении; обычно их устанавливают попарно: по два в узле или по одному на каждой опоре — в том и другом случаях враспор.

Радиально-упорные шарикоподшипники выпускают с углами контакта $\beta = 12°, 26°, 36°$. С увеличением угла β осевая грузоподъемность этих подшипников возрастает, а радиальная уменьшается.

Рассматриваемые подшипники допускают регулировку осевого и радиального зазоров.

Роликоподшипники конические однорядные (фиг. 9. 7) так же, как и предыдущие относятся к категории радиально-упорных подшипников. Допускаемая угловая скорость для рассматриваемых подшипников в 3—4 раза меньше, чем для шариковых подшипников и примерно на 30—40% ниже, чем для подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Преимущества этих подшипников: бо́льшая грузоподъемность по сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками (на 30—50%) и возможность раздельного монтажа внутреннего (вместе с роликами и сепаратором) и наружного колец.



Фиг. 9.7. Роликоподшипник конический однорядный, ГОСТ 333-59. Размеры по табл. П27.

Недостатки — большая чувствительность к несоосности и к относительному перекосу осей вала и корпуса (при перекосах значительно снижается долговечность). Поэтому конические роликоподшипники требуют более точной расточки корпусов и более жестких валов; чем меньше угол β, тем чувствительнее конические подшипники к перекосам (для этих подшипников $\beta = 10 \div 27°$, см. табл. П27).

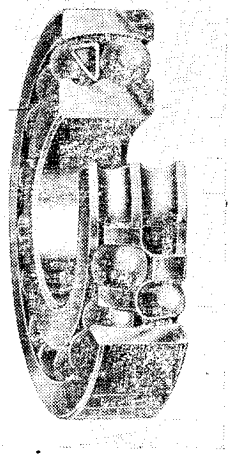
Сказанное в отношении восприятия осевой нагрузки, попарной установки и регулировки шариковых радиально-упорных подшипников полностью относится и к коническим роликоподшипникам.

В радиально-упорном подшипнике нормаль к поверхности контакта между шариком (роликом) и наружным кольцом не перпендикулярна к оси вала. В результате, при действии на такой подшипник радиальной нагрузки в нем возникает осевая составляющая реакции, обозначаемая S (см. фиг. 9.38 в § 32), стремящаяся сместить кольца подшипника одно относительно другого. Смещение колец недопустимо и его не будет, если на данный подшипник, помимо радиальной, действует осевая нагрузка, равная или бо́льшая осевой составляющей S (зависимость величины S от радиальной нагрузки указана в § 32).

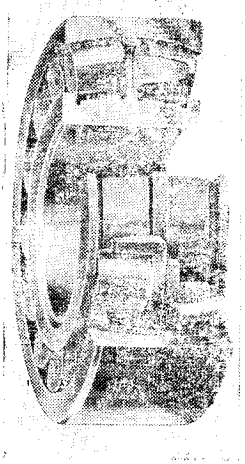
Если усилия, возникающие в зубчатом или червячном зацеплении, или вес элементов передачи и т. п. не создают постоянно действующей на подшипник осевой нагрузки, то необходимо установить второй подшипник данного вала так, чтобы его осевая реакция явилась осевой нагрузкой для рассматриваемого подшипника. При монтаже вала на двух установленных враспор радиально-упорных подшипниках (см. фиг. 9.19—9.25) указанное требование выполняется. В исключительных случаях на второй опоре устанавливают радиальный подшипник, соответствующим образом закрепленный от осевого смещения. Очевидно, типоразмер этого подшипника должен быть принят так, чтобы его допускаемая осевая нагрузка была не меньше S.

Шариковые и роликовые двухрядные сферические подшипники (фиг. 9. 8 и 9. 9) могут воспринимать значительные радиальные нагрузки, а также небольшие осевые нагрузки в любом направлении (в пределах до 20% от неиспользованной радиальной грузоподъемности).

Устанавливать эти подшипники в опорах, воспринимающих чисто осевую нагрузку, не следует, так как в этом случае работает



Фиг. 9.8. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический, ГОСТ 5720-51. Размеры по табл. П22.



Фиг. 9.9. Роликоподшипник радиальный сферический двухрядный, ГОСТ 5721-57. Размеры по табл. П25.

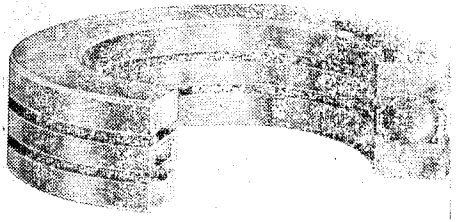
только один ряд шариков или роликов, и грузоподъемность подшипников резко снижается.

Внутренняя поверхность наружных колец выполнена сферической, что обеспечивает нормальную работу (самоустановку) подшипников даже при перекосах оси внутреннего кольца относительно оси наружного кольца на 2—3°.

Такие подшипники следует устанавливать на длинных валах, подверженных значительным прогибам, а так же там, где не может быть обеспечена строгая соосность посадочных мест, в частности, при монтаже подшипников в отдельно стоящих корпусах.

Роликовые сферические подшипники обладают большей грузоподъемностью, чем сферические шарикоподшипники, но потери на трение в них больше, а допускаемые угловые скорости меньше; стоимость их выше чем шариковых.

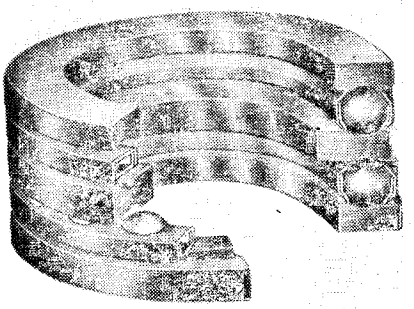
При монтаже многоопорных валов широко применяют шариковые и роликовые сферические подшипники на закрепительных втулках (см. табл. П22 и П25), их можно устанавливать на гладких валах; монтаж и демонтаж соответствующих узлов значительно упрощается.



Фиг. 9.10. Шарикоподшипник упорный одинарный, ГОСТ 6874-54. Размеры по табл. П28.

Упорные шарикоподшипники (фиг. 9. 10 и 9. 11) очень чувствительны к несоосности и перекосу осей вращающегося и неподвижного колец; воспринимают только осевые нагрузки, одинарные — в одном, а двойные в двух направлениях. Основное достоинство упорных подшипников — их высокая грузоподъемность; основной недостаток: с увеличением скорости шарики под действием центробежных сил стремятся выйти из беговых дорожек, возрастает сила трения, что вызывает повышение температуры и быстрый износ шариков и дорожек качения.

Упорные роликоподшипники (с цилиндрическими, коническими или бочкообразными роликами) имеют ограниченное применение, и их характеристики здесь не приведены.



Фиг. 9.11. Шарикоподшипник упорный двойной, ГОСТ 7872-56. Размеры по табл. П29.

Условные обозначения подшипников. Цифры, из которых состоит условное обозначение подшипника, имеют определенные значения.

Первая и вторая цифры, считая справа налево, определяют внутренний диаметр d подшипника или закрепительной втулки (диаметр вала в месте посадки подшипника). При $d = 20 \div 495$ *мм*, это число, умноженное на 5, дает диаметр d в *мм* (это правило не распространяется на радиально-упорные однорядные шарикоподшипники со съемным наружным кольцом).

Например, последние две цифры 14; следовательно $d = 14 \cdot 5 = 70$ *мм*. В обозначениях подшипников с $d < 20$ *мм* последние две цифры обозначают:

цифра	00	01	02	03
d в *мм*	10	12	15	17

Третья цифра справа указывает серию подшипника по диаметральным размерам. В частности, легкая нормальная серия обозначается цифрой 2, то же широкая — 5, средняя нормальная серия — 3, то же широкая — 6, тяжелая серия — 4.

Четвертая цифра справа указывает тип подшипника:

0 — радиальный шариковый;
1 — радиальный шариковый сферический;
2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
3 — радиальный роликовый сферический;
4 — радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;
5 — радиальный роликовый с витыми роликами;
6 — радиально-упорный шариковый;
7 — роликовый конический;
8 — упорный шариковый;
9 — упорный роликовый.

Цифры пятая и шестая справа указывают конструктивные особенности подшипника. Седьмая цифра указывает серию подшипника по ширине. Например, для широкой серии принята цифра 2.

§ 31. НЕКОТОРЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОДШИПНИКОВЫМ УЗЛАМ И ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

Все детали подшипникового узла должны обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Для того чтобы прогибы и углы поворота поперечных сечений валов были невелики, следует добиваться при конструировании возможно меньших расстояний между опорами.

Жесткость корпуса обеспечивают достаточной толщиной его стенок, а во многих случаях ребрами жесткости.

Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечить работу подшипника без заклинивания элементов качения, которое может произойти из-за наличия дополнительной осевой нагрузки, возникающей при неточно выдержанных линейных размерах вала или сидящих на нем деталей. Кроме того, причиной заклинивания могут служить температурные удлинения вала, особенно при значительной его длине (температурное удлинение может оказаться больше осевого зазора подшипника).

Чтобы избежать такого заклинивания, между наружным кольцом и крышкой радиального подшипника оставляют зазор (наружное кольцо этого подшипника может перемещаться вдоль вала — так называемая плавающая опора). Этот зазор должен компенсировать ошибки в линейных размерах и температурное удлинение вала. Необходимый зазор обеспечивают установкой прокладок между крышкой и корпусом. Наружное кольцо подшипника устанавливают на скользящей посадке.

Следует делать плавающим тот подшипник, который менее нагружен радиальными усилиями, с тем чтобы силы трения между корпусом и наружным кольцом подшипника были невелики и не препятствовали его осевому перемещению.

Типичные конструкции подшипниковых узлов на радиальных шарикоподшипниках показаны на фиг. 9.12–9.14: один из подшипников установлен как плавающий, второй — жестко закреплен в корпусе и может воспринимать радиальные и двусторонние осевые нагрузки. Такая конструкция подшипниковых узлов может применяться в редукторах с цилиндрическими прямозубыми колесами, а также при косозубых колесах с малым углом наклона зубьев ($\beta \leqslant 10°$).

При малых расстояниях между опорами для воспринятия радиальных и небольших осевых нагрузок переменного направления подшипники можно устанавливать, как показано на фиг. 9.15 и 9.16.

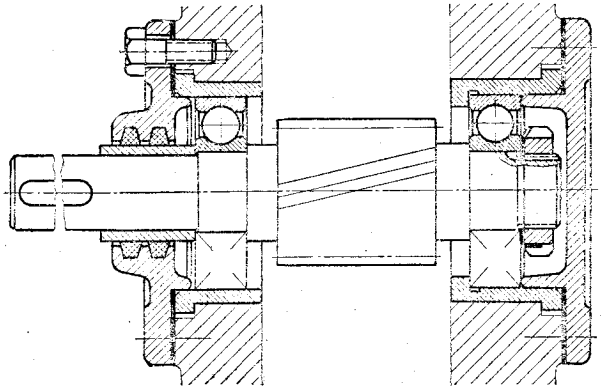
Установка роликоподшипников с одним бортом на внутреннем кольце показана на фиг. 9.17. Для того чтобы не было заклинивания роликов, между наружным кольцом одного подшипника и крышкой предусмотрен зазор 0,5—1 *мм*, этот подшипник — плавающий (такая установка подшипников рекомендуется при расстоянии между опорами $<$ 600 *мм*).

В конструкции, показанной на фиг. 9.18, вал установлен также на роликоподшипниках с короткими роликами. Левый подшипник жестко фиксирует вал по отношению к корпусу. Наружное кольцо правого подшипника закреплено в корпусе, но так как оно без бортов, опора является плавающей.

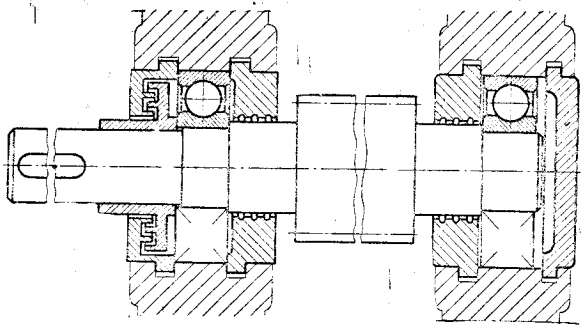
Если подшипниковый узел конструируют на подшипниках регулируемого типа (шариковые радиально-упорные или конические роликовые), то их обычно устанавливают враспор и фиксируют положение вала в осевом направлении в обе стороны (фиг. 9.19—9.21).

Осевую игру вала с учетом температурного колебания его длины регулируют подтяжкой наружных колец подшипников при помощи крышки и набора тонких регулировочных прокладок (латунных или стальных колец), имеющих толщину от 0,1 до 1 *мм*.

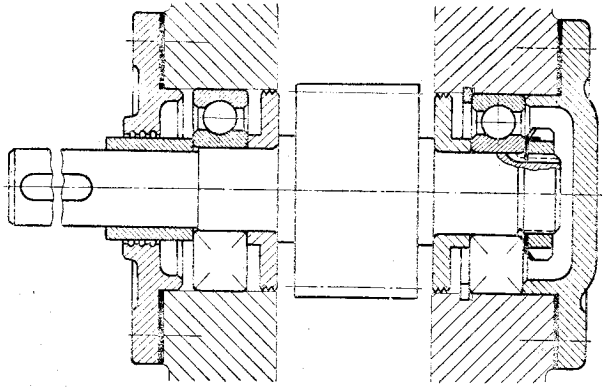
Толщину этих прокладок определяют в следующем порядке. Сначала устанавливают крышку без прокладок, равномерно поджимают ее болтами; не дожав болты до конца, прокручивают вал от руки так, чтобы тела качения правильно установились на беговых дорожках; затем зажимают крышку до полного выбора свободного хода (вал туго проворачивается), после этого щупом замеряют зазор между фланцем крышки и корпусом. К величине зазора прибавляют величину осевого свободного хода, необходимого для нормальной работы подшипников. Эта сумма соответствует толщине комплекта прокладок для регулировки осевой игры вала. Затем крышку снимают и снова устанавливают уже с комплектом прокладок. Установка радиально-упорных подшипников враспор



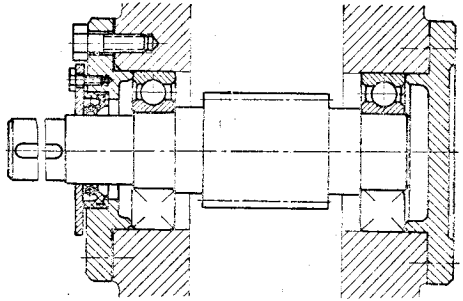
Фиг. 9.12. Вал, установленный на радиальных подшипниках, смонтированных в стаканах; левая опора плавающая.



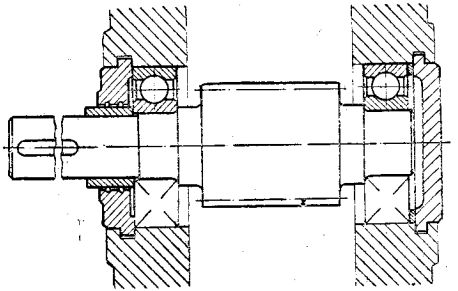
Фиг. 9.13. Подшипниковые узлы с врезными крышками; правый подшипник плавающий.



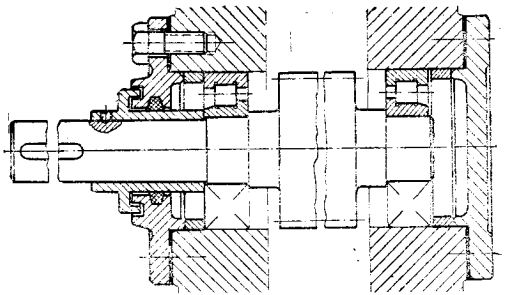
Фиг. 9.14. Вал, установленный на радиальных подшипниках, смонтированных без стаканов; левый подшипник плавающий.



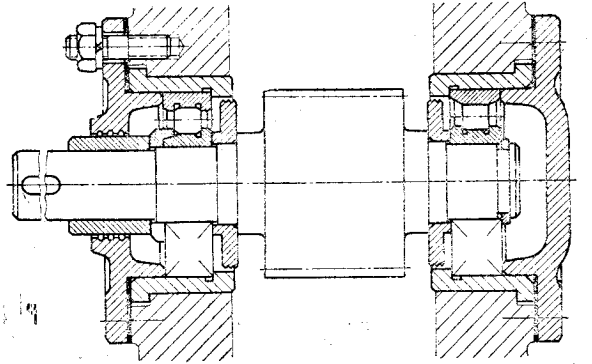
Фиг. 9.15. Установка радиальных подшипников враспор.



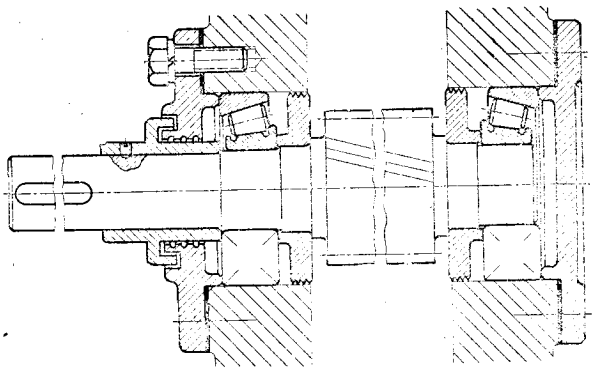
Фиг. 9.16. Установка радиальных подшипников враспор; узлы с врезными крышками.



Фиг. 9.17. Установка вала на роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами; правый подшипник плавающий.

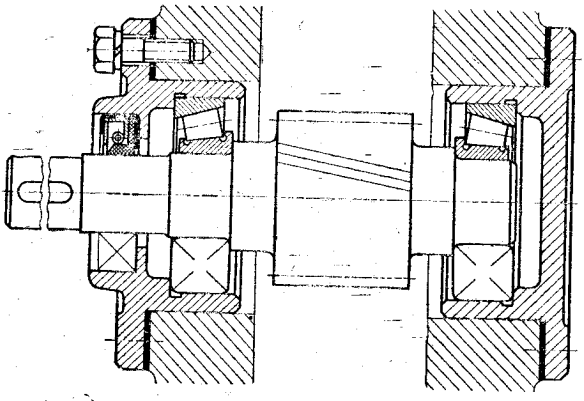


Фиг. 9.18. Применение роликового подшипника с безбортовым наружным кольцом в качестве плавающей опоры.



Фиг. 9.19. Установка конических роликоподшипников враспор; узлы с консистентной смазкой.

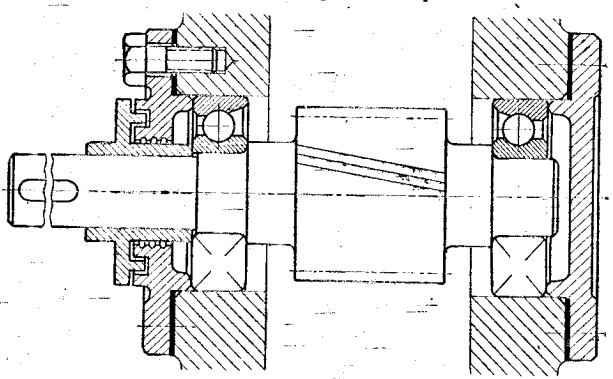
(см. фиг. 9.19—9.21) допустима только при сравнительно незначительном расстоянии между опорами (не более 350—400 *мм*) или при незначительном температурном удлинении вала.



Фиг. 9.20. Установка конических роликоподшипников враспор; смазка разбрызгиванием из масляной ванны редуктора.

Для червячной передачи такую установку подшипников можно рекомендовать при межосевом расстоянии $A \leqslant 180$ *мм*.

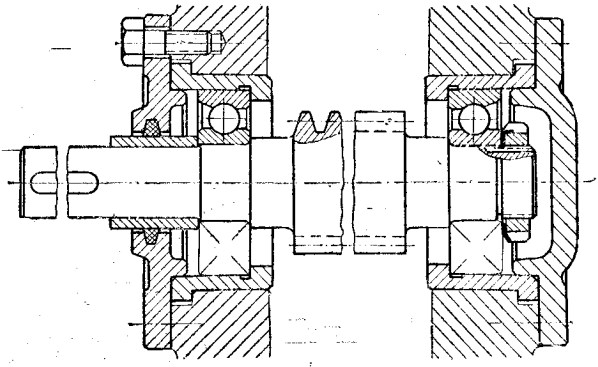
В тех случаях, когда можно ожидать больших температурных удлинений вала (например, вал червяка при значительном расстоянии между опорами), величина осевого зазора подшипников может оказаться недостаточной. В этих случаях можно рекомендовать установку подшипников так, чтобы при удлинении вала осевой зазор в подшипниках увеличивался (фиг. 9.22).



Фиг. 9.21. Установка враспор радиально-упорных шарикоподшипников.

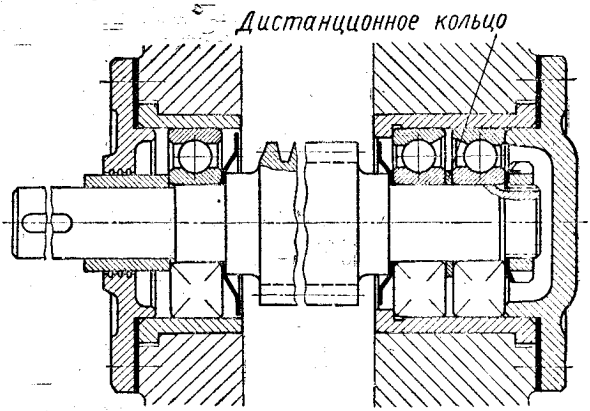
При значительном расстоянии между опорами или в тех случаях, когда на одну из опор действует значительная радиальная нагрузка

совместно с осевой переменного направления или, наконец, когда следует ожидать больших температурных удлинений вала (например, вал червяка), оба радиально-упорных шарико- или роликоподшип-



Фиг. 9.22. Установка радиально-упорных шарикоподшипников, при которой температурное удлинение вала приводит к увеличению осевых зазоров в подшипниках.

ника устанавливают враспор на одной из опор. Другая опора вала в этом случае делается плавающей. В качестве плавающей опоры применяют или радиальный шарикоподшипник (фиг. 9.23), или

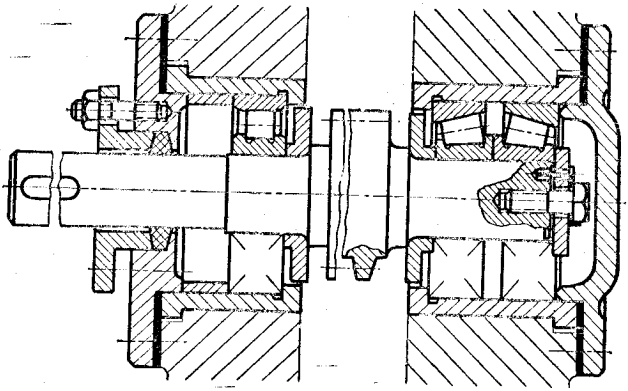


Фиг. 9.23. Установка вала на сдвоенных радиально-упорных шарикоподшипниках и плавающем радиальном шарикоподшипнике.

роликовый с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце (фиг. 9.24).

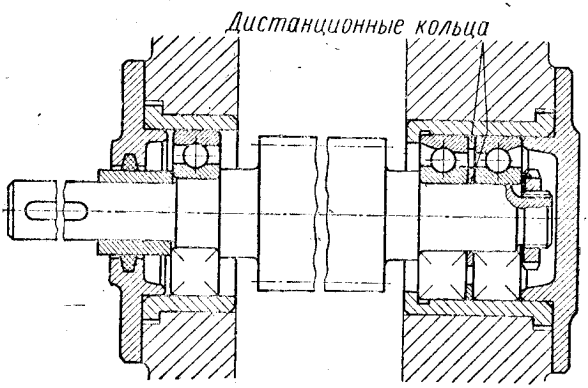
Удобен монтаж и регулировка подшипников в конструкции, показанной на фиг. 9. 25 (наружные кольца зажаты, внутренние кольца регулируют установочной гайкой и регулировочным кольцом, помещенным между подшипниками).

Если на узел действуют значительные осевые нагрузки переменного направления в сочетании с радиальными и можно ожидать значительных температурных удлинений вала, то можно ис-



Фиг. 9.24. Установка вала на сдвоенных конических роликоподшипниках и радиальном подшипнике с безбортовым наружным кольцом (плавающая опора).

пользовать конструкцию узла с двойным упорным подшипником в сочетании с плавающими радиальными подшипниками (фиг. 9.26). Эту конструкцию иногда применяют в червячных редукторах (для вала червяка).

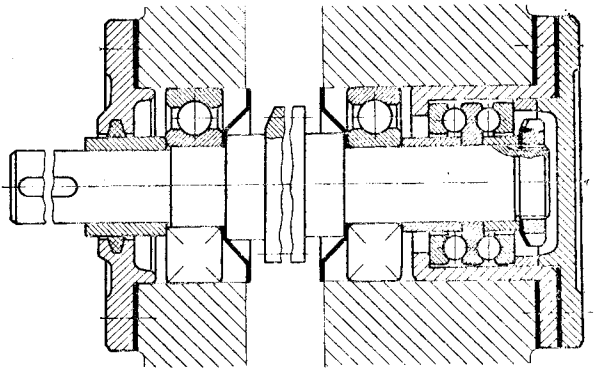


Фиг. 9.25. Вариант установки сдвоенных радиально-упорных шарикоподшипников; левая опора плавающая.

Следует обратить внимание на то, что осевой зазор двойных упорных шарикоподшипников необходимо регулировать особенно тщательно (это делают за счет прокладок между крышкой и стаканом).

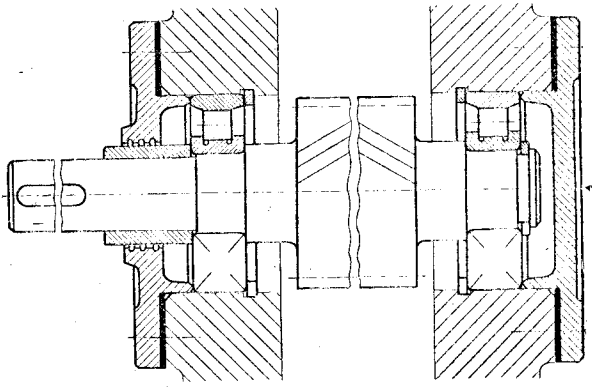
В передачах с шевронными колесами или сдвоенными косозубыми колесами, образующими шеврон, один из валов должен

иметь некоторую свободу осевого перемещения (плавающий вал). Это дает возможность самоустанавливаться одному шевронному колесу по другому. Плавающим обычно делают более быстроход-



Фиг. 9.26. Установка вала на двойном упорном подшипнике и двух плавающих радиальных шарикоподшипниках.

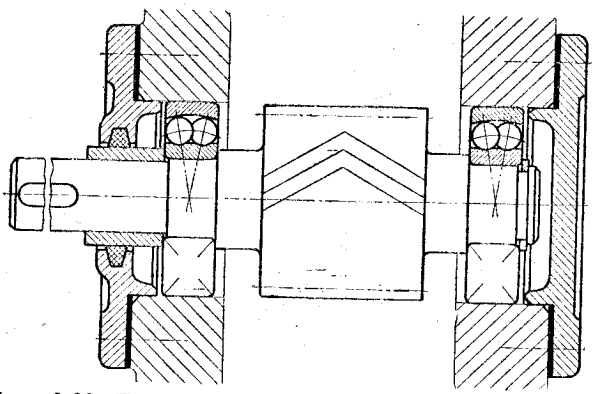
ный из валов (как имеющий меньший вес), а тихоходный фиксируют в осевом направлении одним из рассмотренных выше способов (см. например, фиг. 9.18).



Фиг. 9.27. Плавающий вал на роликоподшипниках с безбортовыми наружными кольцами.

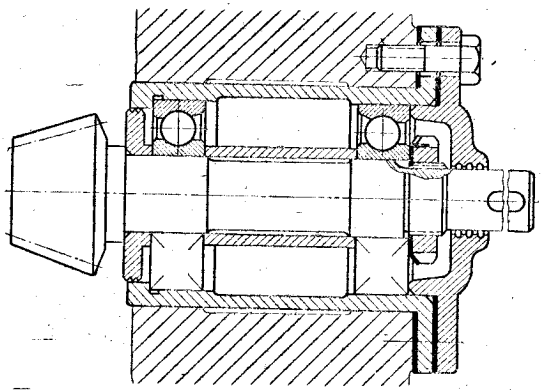
Плавающий вал может монтироваться на роликоподшипниках без бортов на наружном кольце (фиг. 9.27). В этом случае наружные кольца подшипников закреплены в корпусе между крышкой и пружинным кольцом, а осевая игра происходит при перемещении вала вместе с внутренними кольцами и роликами по отношению к наружным кольцам.

В случае, если плавающий вал имеет сравнительно большую длину целесообразно применять сферические подшипники, устанавливаемые как показано на фиг. 9.28.



Фиг. 9.28. Плавающий вал на сферических шарикоподшипниках.

При конструировании подшипниковых узлов конических зубчатых передач надо учитывать наличие постоянного по направлению осевого усилия (см. § 25). В этих узлах широко применяют радиально-упорные подшипники. Для быстроходных передач небольшой

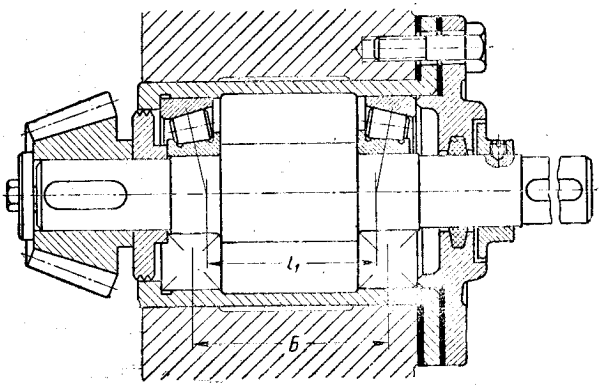


Фиг. 9.29. Вал конической шестерни на радиально-упорных шарикоподшипниках.

мощности более целесообразно ставить радиально-упорные шарикоподшипники (фиг. 9.29), а при средних мощностях (и меньших скоростях) — конические роликоподшипники (фиг. 9.30 и 9.31).

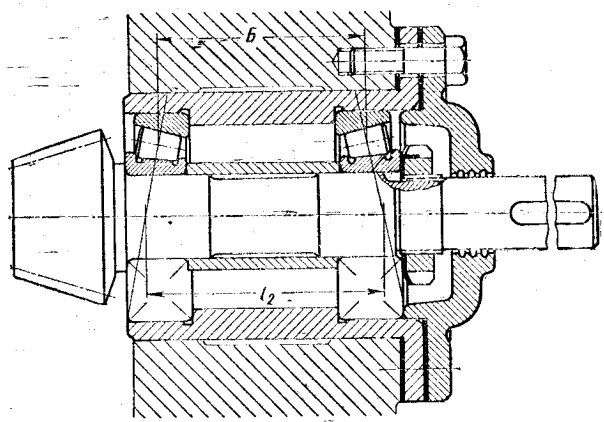
Конструкцию, показанную на фиг. 9.30, следует считать более рациональной, чем на фиг. 9.31, так как при первой из указанных

схем установки подшипников осевая нагрузка воспринимается тем из них, на который действует меньшая радиальная сила.



Фиг. 9.30. Вал конической шестерни на конических роликоподшипниках.

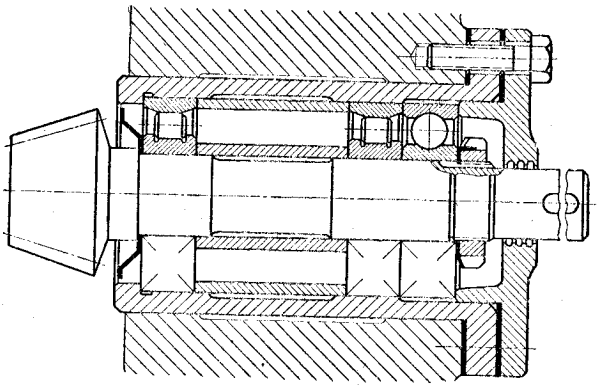
При установке подшипников по схеме фиг. 9.30 осевой зазор (игру) регулируют перемещением наружных колец в корпусе редуктора. Внутренние кольца насаживают на вал с натягом, и в установке закрепительных гаек нет необходимости.



Фиг. 9.31. Вал конической шестерни на конических роликоподшипниках — вариант установки подшипников, допускающий большие температурные удлинения вала.

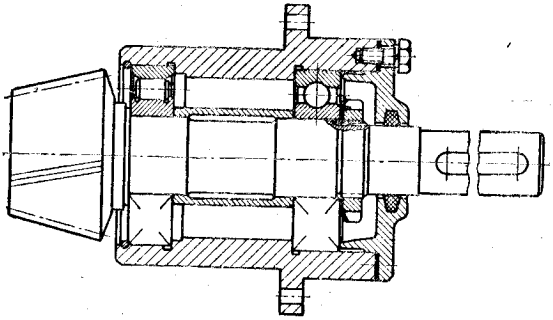
При монтаже подшипников по схеме фиг. 9.31 необходимы закрепительные гайки; при нагреве вал может беспрепятственно расширяться, и подшипники гарантированы от заклинивания даже при значительном повышении температуры. Однако подшипники в этой схеме можно регулировать лишь перемещением внутренних

колец; это возможно при скользящей или плотной посадках, недопустимых в случае тяжелых условий работы. В отношении жесткости узла схема на фиг. 9.31 предпочтительнее, чем на фиг. 9.30,



Фиг. 9.32. Подшипниковый узел конической шестерни легкого редуктора; радиальный шарикоподшипник воспринимает только осевое усилие.

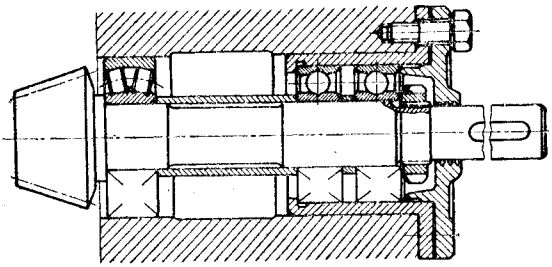
так как при одинаковом расстоянии между опорами (размер $Б$) величина опорной базы l_2 больше l_1, следовательно, обе рассмотренные схемы имеют свои преимущества и недостатки, и окончательный выбор зависит от конкретных условий работы.



Фиг. 9.33. Вал конической шестерни на радиальном роликоподшипнике и радиальном шарикоподшипнике, воспринимающем осевое и радиальное усилие.

В сравнительно небольших конических редукторах входной вал можно монтировать на двух цилиндрических роликовых подшипниках без бортов на наружных кольцах и одном радиальном шарикоподшипнике (фиг. 9.32), наружное кольцо которого установлено в корпусе со значительным радиальным зазором (этот подшипник воспринимает только осевые усилия).

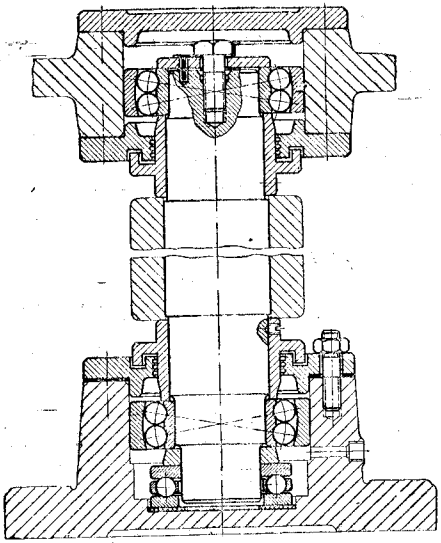
В узле, показанном на фиг. 9.33, радиальный шарикоподшипник воспринимает радиальную и осевую нагрузки. Цилиндрический роликовый подшипник (без бортов на наружном кольце) в этом



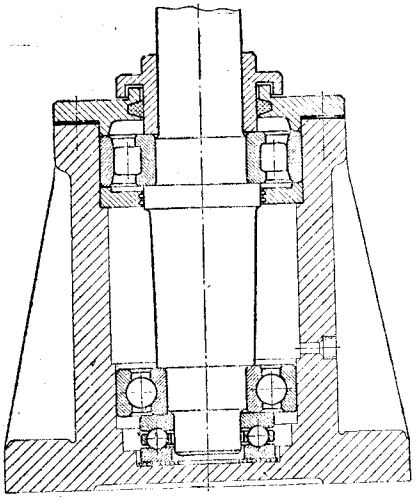
Фиг. 9.34. Вариант подшипникового узла вала конической шестерни без общего стакана для всех подшипников.

узле воспринимает только радиальную нагрузку, бóльшую, чем действующая на шарикоподшипник.

В некоторых узлах конических редукторов подшипники монтируют без общего стакана (фиг. 9.34). Здесь роликовый сфери-



Фиг. 9.35. Подшипниковые узлы тяжело нагруженного вертикального вала.



Фиг. 9.36. Установка подшипников вертикального вала в общем корпусе.

ческий подшипник воспринимает только радиальные нагрузки, а два радиально-упорных шарикоподшипника, смонтированных в отдельном стакане, воспринимают осевые и радиальные нагрузки.

При проектировании узлов конических редукторов следует предусматривать регулировку зазора в зацеплении. Часто эта регулировка осуществляется комплектом прокладок между фланцем стакана и торцом корпуса (см. фиг. 9.29 и 9.30).

Если на вертикальный вал действует большая осевая нагрузка, направленная сверху вниз, и нельзя гарантировать соосность посадочных мест, то его следует устанавливать на сферических шарико- или роликоподшипниках в сочетании с упорным (фиг. 9.35). При высоких угловых скоростях конструкции с упорными подшипниками применять не следует.

В конструкции вертикального вала, показанной на фиг. 9.36, соосность посадочных мест обеспечивают выполнением их в общем корпусе. Для компенсации небольших монтажных перекосов или перекосов, связанных с деформацией вала, под упорное кольцо кладут подкладку из линолеума или мягкого металла.

Следует обратить внимание на то, что в конструкциях, приведенных на фиг. 9.35 и 9.36, неподвижные кольца упорных подшипников должны быть установлены в корпусе с радиальным зазором порядка 0,5 *мм* на сторону.

§ 32. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Основные указания о выборе типа подшипника приведены в § 30. Типоразмер подшипника, имеющего при данной нагрузке и условиях работы требуемую (желаемую) долговечность, выбирают по так называемому коэффициенту работоспособности C, характеризующему грузоподъемность и долговечность данного подшипника. Величина C указывается заводом-изготовителем для каждого типоразмера подшипника и приводится в таблицах каталогов (см. приложение П21–П29).

Коэффициент работоспособности C представляет собой условную нагрузку в *кГ*, которую мог бы выдержать данный подшипник при угловой скорости $n = 1$ *об/мин* и долговечности $h = 1$ *ч*.

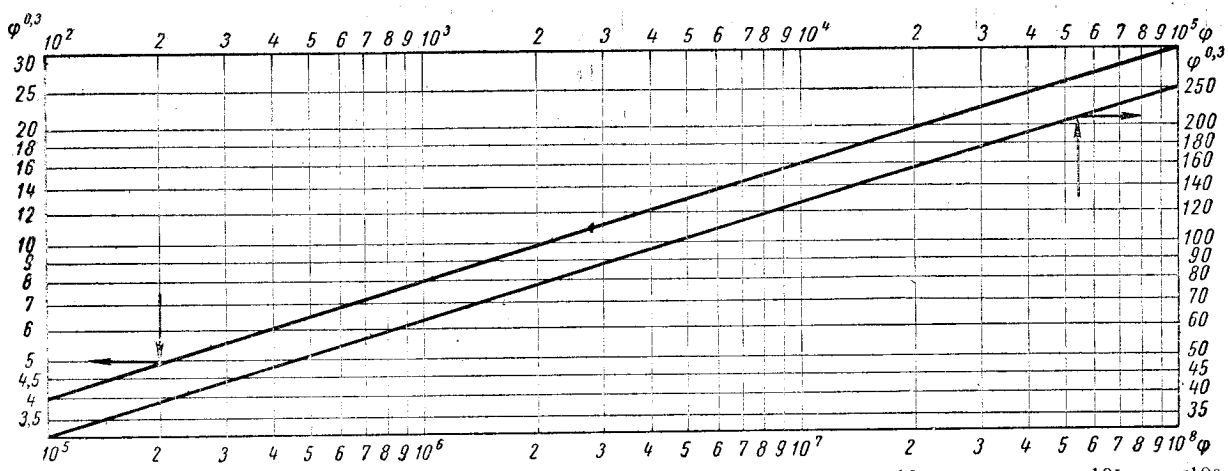
Такой режим для подшипника является фиктивным и поэтому C обычно является большим числом (десятки и сотни тысяч).

Требуемый коэффициент работоспособности подшипника $C_{тр}$ определяют в зависимости от так называемой условной нагрузки подшипника (Q), угловой скорости вращающегося кольца (ω, n) желаемой (требуемой) долговечности подшипника (h, T) и принятых единиц измерения указанных величин по одной из формул, приведенных в табл. 9.1.

Для упрощения вычислений, связанных с определением $C_{тр}$, на фиг. 9.37 дан график для возведения в степень 0,3 произведения угловой скорости на долговечность ($\varphi = nh$, или $\varphi = \omega h$, или $\varphi = \omega T$). При применении формулы (9.1) наряду с указанным графиком можно пользоваться также табл. 9.2.

9.1. Зависимости для определения требуемого коэффициента работоспособности подшипника качения

Обозначения и единицы измерения исходных величин			Формулы для определения требуемого коэффициента работоспособности
Условная нагрузка	Угловая скорость вращающегося кольца	Требуемая (желаемая долговечность)	
Q в *кГ*	n в *об/мин*	h в *ч*	$C_{тр} = Q\,(nh)^{0,3}$ (9.1)
Q в *н*	ω в *рад/сек*	h в *ч*	$C_{тр} = 0{,}2\,Q\,(\omega h)^{0,3}$ (9.2)
Q в *н*	ω в *рад/сек*	T в *сек*	$C_{тр} = 0{,}0172\,Q\,(\omega T)^{0,3}$ (9.3)



Фиг. 9.37. График для возведения в степень 0,3 величины φ; верхняя линия — при $\varphi \leqslant 10^5$; нижняя — при $10^5 < \varphi \leqslant 10^8$.

9.2. Значение $(nh)^{0,3}$

h в ч	n в об/мин														
	10	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	150	200	250	320
100	8,0	9,2	9,8	10,5	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4
125	8,5	9,8	10,5	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0
160	9,2	10,5	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7
200	9,8	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5
250	10,5	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5
320	11,2	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0
400	12,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,1	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0
500	13,0	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3
630	13,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0
800	14,8	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7
1000	16,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7
1250	17,0	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0
1600	18,2	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3
2000	19,5	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,5	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0
2500	21,0	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0
3200	22,4	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0
4000	24,0	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6
5000	25,7	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5
6300	27,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7
8000	29,5	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	46,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2
10500	32,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,6	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0
12500	34,0	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5
16000	36,3	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102
20000	39,0	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110

a в $ч$	n в об/мин														
	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10 000
100	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	32,0	36,3	29,0	41,7	44,7	48,0	51,9	55,0	59,0	63,0
125	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6
160	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5
200	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7
250	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2
320	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0
400	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5
500	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102
630	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,6	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110
800	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,6	83,2	89,0	95,5	102	110	117
1000	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126
1250	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135
1600	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145
2000	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155
2500	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166
3200	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178
4000	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191
5000	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204
6300	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219
8000	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235
10500	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251
12500	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269
16000	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289
20000	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	283	309

Следует различать требуемую и расчетную долговечности подшипника. Последняя может быть вычислена по табличному значению коэффициента работоспособности, известной условной нагрузке и угловой скорости вращающегося кольца по одной из формул (9.1)—(9.3) с заменой в них требуемого коэффициента работоспособности ($C_{тр}$) табличным (C). Под расчетной долговечностью понимается время, в течение которого не менее 90% подшипников данного типоразмера при заданной нагрузке и угловой скорости должны проработать без появления признаков усталостного разрушения. Практически это означает, что могут встретиться случаи, когда выбранный по коэффициенту работоспособности подшипник будет иметь фактическую долговечность меньше желаемой (принятой при вычислении $C_{тр}$). Более вероятны случаи, когда подшипники при правильной их эксплуатации имеют фактическую долговечность, бо́льшую, чем принятая при расчете.

Желаемой долговечностью подшипника задаются или подсчитывают ее по заданному сроку службы привода (редуктора). Для механизмов общего машиностроения обычно принимают $h = 2500$—$10\,000$ *ч* (в отдельных случаях больше).

Формулы табл. 9.1 справедливы при $n \geqslant 10$ *об/мин* ($\omega \geqslant 1{,}05$ *рад/сек*), но не превышающих предельной угловой скорости, указанной в каталоге для данного типоразмера подшипника. При $n = 1 \div 10$ *об/мин* ($\omega = 0{,}105 \div 1{,}05$ *рад/сек*) коэффициент работоспособности $C_{тр}$ должен быть подсчитан как для $n = 10$ *об/мин* ($\omega = 1{,}05$ *рад/сек*).

Условную (приведенную) нагрузку подшипника Q определяют в зависимости от действующей на него радиальной нагрузки R, осевой нагрузки A, режима работы и типа подшипника по следующим формулам:

для радиального подшипника, не пригодного для восприятия осевой нагрузки [1] (подшипники с цилиндрическими роликами),

$$Q = RK_к K_б K_т; \tag{9.4}$$

для радиального подшипника, могущего воспринимать осевую нагрузку (шариковые однорядные и сферические, роликовые сферические),

$$Q = (RK_к + mA) K_б K_т; \tag{9.5}$$

для упорного подшипника

$$Q = AK_б K_т; \tag{9.6}$$

для радиально-упорного подшипника

$$Q = [RK_к + m(A - \bar{S})] K_б K_т. \tag{9.7}$$

В приведенных формулах:

$K_к$ — кинематический коэффициент, отражающий снижение долговечности подшипника при вращении его наружного кольца; при вращении внутреннего кольца для подшип-

[1] Некоторые типы радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами могут воспринимать небольшую осевую нагрузку, действующую непостоянно. Величина допускаемой осевой нагрузки указана в каталоге и специальных справочниках (см., например, каталог [40]).

ников всех типов и при вращении наружного кольца для сферических подшипников $K_к = 1{,}0$; для всех подшипников, кроме сферических, при вращении наружного кольца $K_к = 1{,}2$;

$K_б'$ — коэффициент динамичности нагрузки [1], зависящий от характера нагрузки, действующей на подшипник, принимается по табл. 9.3;

$K_т$ — коэффициент, отражающий влияние повышения температуры подшипника на его долговечность (табл. 9. 4);

m — коэффициент приведения осевой нагрузки к эквивалентной ей радиальной нагрузке; его значения приведены в табл. 9. 5;

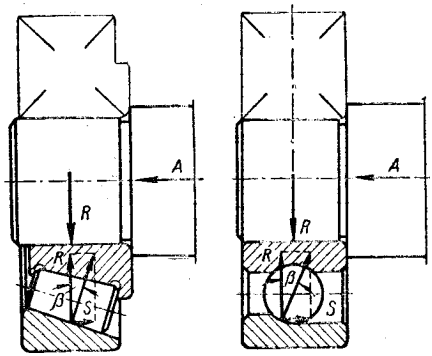
для радиально-упорных подшипников можно также пользоваться формулой

$$m = \frac{1}{2.6 \operatorname{tg} \beta}, \qquad (9.8)$$

где β — угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца; значения β указаны в табл. П26 и П27;

S — осевая составляющая радиальной реакции подшипника, определяемая по формуле

$$S = 1{,}3 R \operatorname{tg} \beta. \qquad (9.9)$$



Фиг. 9.38. Возникновение осевых составляющих радиальных реакций в радиально-упорных подшипниках.

Сила S направлена всегда так, что разгружает подшипник от внешней осевой нагрузки (фиг. 9.38). При отсутствии осевой нагрузки (не меньшей S) кольца подшипника неизбежно будут смещаться одно относительно другого вдоль оси вала. Как было указано выше (см. стр. 187), роль осевой нагрузки может играть осевая реакция второго подшипника данного вала. Коэффициент работоспособности радиально-упорных подшипников в процессе заводских стендовых испытаний определяют при действии минимальной осевой нагрузки, т. е. нагрузки, равной S, поэтому в формулу (9. 7) для определения условной (приведенной) нагрузки входит разность между внешней осевой нагрузкой A^* и осевой составляющей S.

---

[1] Индекс «$б$» в обозначении коэффициента динамичности нагрузки обусловлен тем, что до сравнительно недавнего времени было принято наименование «коэффициент безопасности».

* Под внешней осевой нагрузкой A в общем случае понимают сумму действующей на данный подшипник осевой силы, не связанной с особенностями конструкций подшипников (например, осевой силы, возникающей в зубчатом зацеплении), и осевой составляющей радиальной реакции второго подшипника (радиально-упорного) данного вала, установленного враспор по отношению к рассматриваемому.

9.3. Значения коэффициента динамичности нагрузки $K_б$ [41]

Характер нагрузки	$K_б$	Примеры
Спокойная нагрузка (без толчков)	1	Легкие трансмиссии и контрприводы; ленточные транспортеры, работающие под крышей при непылящем грузе; мелкие водяные и масляные насосы; блоки грузоподъемных машин
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки	1—1,2	Металлорежущие станки; элеваторы; рольганги мелкосортных прокатных станов; внутрицеховые конвейеры; редукторы со шлифованными зубьями, работающие в масляной ванне; электродвигатели и вентиляторы; ручные подъемные механизмы; краны электрические, работающие при легком режиме; буксы вагонеток; электрошпиндели
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки	1,3—1,5	Редукторы с фрезерованными зубьями повышенной точности; железнодорожные и трамвайные буксы; краны электрические для среднего режима; валки мелкосортных прокатных станов; крановые крюки; автомобильные трансмиссии
	1,5—1,8	Буксы тележек вагонов, электровозов и тепловозов; шлифовальные, строгальные и долбежные станки; центрифуги и сепараторы; зубчатые приводы грубого изготовления; грохоты; винтовые конвейеры; краны электрические
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки	1,9—2,5	Валки среднесортных прокатных станов; дробилки для руды и камней; ковочные машины; голтовочные барабаны
Нагрузка с сильными ударами и перегрузками, кратковременными и длительными, достигающими 300% от расчетной нагрузки	2,5—3,0	Тяжелые ковочные машины; валки крупносортных прокатных станов, блюмингов и слябингов; рольганги ножниц и манипуляторов; подшипники в механизмах, работающих под водой

9.4. Значения температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника в °С	До 100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,0

9.5. Значения коэффициента m [40]

Тип подшипника	Обозначение типа и серии подшипника	m
	Шарикоподшипники	
Радиальные однорядные	100; 200; 300 и 400	1,5
Радиальные сферические:		
легкой серии	1200; 11200; 111200,	
	внутренний диаметр $d \leqslant 17$ *мм*	2,5
	» » $d \leqslant 20$—40 *мм*	3,5
	» » $d \geqslant 45$ *мм*	4,5
средней серии	1300; 11300; 111300,	
	внутренний диаметр $d \leqslant 30$ *мм*	3,0
	» » $d \geqslant 35$ *мм*	4,0
широкой серии	1500; 1600; 11500; 11600; 111500; 111600	2,5
Радиально-упорные однорядные	6000	2,0
	36000	1,5
	46000	0,7
	66000	0,5
	Роликоподшипники	
Радиальные сферические:		
легкой серии	3500; 13500; 113500	4,5
средней серии	3600; 13600; 113600	3,5
Конические	7100; 7200; 7300;	1,5
	7500; 7600	1,8
	27300	0,7

Примечания: 1. Коэффициент m для радиальных однорядных шарикоподшипников зависит от отношения радиальной R и осевой A нагрузок; при $\frac{R}{A} > 2$ значения берутся из таблицы; при $\frac{R}{A} \approx 2$ значение m увеличивают на 15%; при $\frac{R}{A} \approx 1$ значение m увеличивают на 25%; при чисто осевой нагрузке $m = 2$.

2. При $\frac{R}{A} > 5$ осевую нагрузку на радиальные однорядные и радиально-упорные шарикоподшипники, а также конические роликоподшипники можно не учитывать.

При установке на одной опоре сдвоенного радиально-упорного подшипника (на второй опоре при этом установлен плавающий радиальный подшипник — см. фиг. 9.23—9.25) осевую нагрузку воспринимает лишь один из них (в зависимости от ее направления). Для этого подшипника условную (приведенную) нагрузку определяют по формуле

$$Q = (0{,}5RK_к + 0{,}385A \operatorname{ctg} \beta) K_б K_т. \qquad (9.10)$$

При установке на каждой опоре по одному радиально-упорному подшипнику (см. например, фиг. 9.19—9.21) осевая составляющая радиальной реакции одного подшипника догружает в осевом направлении второй подшипник.

В частном случае может оказаться, что осевые составляющие радиальных реакций подшипников равны одна другой ($S_1 = S_2$); при этом условная нагрузка должна определяться по формуле (9.5), т. е., как для радиального подшипника, воспринимающего осевую нагрузку.

Более общим является случай, когда осевые составляющие S_1 и S_2 не равны друг другу. При этом осевую нагрузку воспринимает один из подшипников, а второй от осевого воздействия полностью разгружен и его условная нагрузка определяется по формуле (9.4), несмотря на то, что это радиально-упорный подшипник. Для выяснения вопроса о том, какой из подшипников воспринимает осевое усилие, надо найти алгебраическую сумму заданной осевой односторонней нагрузки A_p (например, осевого усилия, возникающего в зацеплении зубчатых колес) и осевых составляющих S_1 и S_2:

$$A_{сум} = A_p \pm S_1 \pm S_2.$$

Направление $A_{сум}$ определяет подшипник, воспринимающий осевую нагрузку.

Знак плюс для S_1 (S_2) принимают, если эта сила направлена в ту же сторону, что и A_p. Знак плюс для $A_{сум}$ укажет на совпадение направлений $A_{сум}$ и A_p.

Пользуясь понятием $A_{сум}$, взамен формулы (9.7) удобно определять условную нагрузку из равенства

$$Q = (RK_к + mA_{сум}) K_б K_т. \qquad (9.11)$$

Поясним сказанное на двух числовых примерах. Определим условные нагрузки для подшипников валов, схемы которых показаны на фиг. 9.39, *а* и *б*. Для того и другого вала примем, что вращаются внутренние кольца подшипников ($K_к = 1{,}0$; $K_т = 1{,}0$; $K_б = 1{,}2$; $m = 0{,}7$).

Для подшипников вала по фиг. 9.39, *а* суммарная осевая нагрузка

$$S_{сум} = A_p + S_1 - S_2 = 200 + 50 - 100 = 150 \ кГ.$$

Эту нагрузку воспринимает подшипник *2* (знак плюс указывает, что она совпадает по направлению с силой A_p), условная нагрузка которого

$$Q_2 = (R_2 K_к + mA_{сум}) K_б K_т = (300 + 0{,}7 \cdot 150)\, 1{,}2 = 496 \ кГ.$$

Для подшипника *1*, не воспринимающего осевой нагрузки,

$$Q_1 = R_1 K_к K_б K_т = 150 \cdot 1{,}2 = 180 \text{ кГ}.$$

Для вала по фиг. 9.39,*б* суммарная осевая нагрузка

$$A_{сум} = A_р + S_1 - S_2 = 200 + 50 - 300 = -50 \text{ кГ}.$$

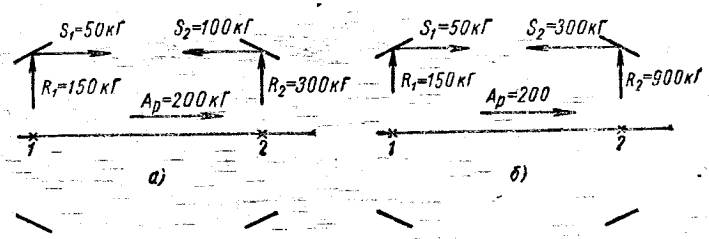
Знак минус указывает, что $A_{сум}$ направлена в сторону, противоположную силе $A_р$ и, следовательно, воспринимается подшипником *1*. Для этого подшипника

$$Q_1 = (R_1 K_к + m A_{сум}) K_б K_т = (150 + 0{,}7 \cdot 50)\, 1{,}2 = 222 \text{ кГ}.$$

Для подшипника *2*

$$Q_2 = R_2 K_к K_б K_т = 900 \cdot 1{,}2 = 1080 \text{ кГ}.$$

Если на концах вала установлены подшипники одинакового типа, но несущие различные нагрузки, то, как правило, подбира-



Фиг. 9.39. К примерам определения условных нагрузок для радиально-упорных подшипников:

а — суммарная осевая нагрузка воспринимается подшипником *2*;
б — суммарная осевая нагрузка воспринимается подшипником *1*.

ют более нагруженный из них; второй подшипник берут тех же размеров (для сокращения номенклатуры применяемых подшипников). После определения $C_{тр}$, зная диаметр посадочного места (цапфы) вала, из таблиц выбирают подшипник, для которого $C = C_{табл} \geqslant C_{тр}$.

При выборе подшипника по таблицам могут встретиться следующие случаи.

1. Если C равно или несколько больше, чем $C_{тр}$, то на этом подбор заканчивают (подшипник будет иметь расчетную долговечность, равную или несколько бо́льшую желаемой).

2. Если $C_{тр} > C$, то переходят от легкой серии к средней или тяжелой. При этом может оказаться, что подшипник тяжелой серии хотя и имеет $C \geqslant C_{тр}$, но габариты его неприемлемо велики. В этом случае следует перейти к другому типу подшипников (например, от шариковых к роликовым) или даже к другой схеме расположения их на валу. Так же следует поступить и в случае, если даже подшипник тяжелой серии не обеспечивает требуемого коэффициента работоспособности. Может оказаться, что эти меры тоже не дадут желаемого эффекта, тогда следует увеличить диаметр

цапфы вала, а следовательно, и остальные его диаметры. Такое решение приходится принимать весьма часто для быстроходных валов редукторов, диаметр которых, полученный из расчета на прочность, невелик. Можно сказать, что в этом случае не подшипник подбирают по валу, а диаметр вала устанавливают по подшипнику.

3. Если C значительно выше $C_{тр}$ даже при применении подшипника легкой серии (это часто имеет место для тихоходных валов редукторов с цилиндрическими прямозубыми колесами и для валов червячных колес), то диаметр цапфы вала уменьшать ни в коем случае нельзя, так как он определен из расчета на прочность. В этом случае подшипник будет иметь расчетную долговечность намного больше желаемой.

Подбор подшипника, работающего при переменной нагрузке и переменном числе оборотов, производят по эквивалентной нагрузке $Q_{экв}$ и условной угловой скорости $n_э$. $Q_{экв}$ — воображаемая постоянная нагрузка, действие которой на подшипник равноценно (эквивалентно) действию фактической переменной нагрузки.

Если нагрузка изменяется во времени по линейному закону от Q_{min} до Q_{max}, то эквивалентную нагрузку определяют по формуле

$$Q_{экв} = \frac{Q_{min} + 2Q_{max}}{3}. \qquad (9.12)$$

Если нагрузка и угловая скорость изменяются по более сложным законам, то эквивалентную нагрузку находят по формуле

$$Q_{экв} = \sqrt[3,33]{\alpha_1\beta_1 Q_1^{3,33} + \alpha_2\beta_2 Q_2^{3,33} + \ldots + \alpha_n\beta_n Q_n^{3,33}}. \qquad (9.13)$$

где Q_1, Q_2, ..., Q_n — нагрузки (приведенные), под действием которых подшипник работает h_1, h_2, h_3, ..., h_n ч при n_1, n_2, n_3, ..., n_n об/мин;

α_1, α_2, ..., α_n — части общей продолжительности работы подшипника, в течение которых действуют соответствующие нагрузки, т. е.

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{h};\ \alpha_2 = \frac{h_2}{h};\ \ldots;\ \alpha_n = \frac{h_n}{h};\ h = h_1 + h_2 + \ldots + h_n;$$

β_1, β_2, ..., β_n — отношение угловой скорости при данном режиме работы к угловой скорости, при которой подшипник работает наиболее продолжительное время;

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_э};\ \beta_2 = \frac{n_2}{n_э};\ \ldots\ \beta_n = \frac{n_n}{n_э}.$$

Требуемый коэффициент работоспособности определяют по формуле

$$C = Q_{экв}(n_э h)^{0,3}. \qquad (9.14)$$

Подбор подшипника по статической грузоподъемности производят в тех случаях, когда ни одно из его колец не вращается или вращается со скоростью $n < 1$ *об/мин*.

Под допускаемой статической нагрузкой подразумевают такую нагрузку, под действием которой в элементах подшипника не возникает остаточных деформаций.

Допускаемая статическая нагрузка для каждого подшипника качения дана в каталоге (см. табл. П21–П29).

При действии комбинированной статической нагрузки необходимо определить приведенную статическую нагрузку, величину которой вычисляют по формуле

$$Q_{ст.\,пр} = X_0 R + Y_0 A, \qquad (9.15)$$

где X_0 — коэффициент радиальной нагрузки;
Y_0 — коэффициент осевой нагрузки;
R — радиальная нагрузка;
A — осевая нагрузка.

Значения X_0 и Y_0 приведены в табл. 9.6.

9.6. Значения коэффициентов X_0 и Y_0 [40]

Тип подшипника	X_0	Y_0
Радиальные однорядные шарикоподшипники	0,6	0,5 m
Радиальные сферические двухрядные шарикоподшипники:		
легкой серии	1,0	0,8 m
средней и широких серий	1,0	0,7 m
Радиально-упорные однорядные шарикоподшипники	0,5	0,5 m
Роликоподшипники:		
сферические двухрядные	1,0	0,5 m
конические однорядные	0,5	0,5 m

Примечание. Значение m см. табл. 9.5.

Если при расчете окажется, что $Q_{ст.\,пр} < R$, то следует принимать

$$Q_{ст.\,пр} = R.$$

§ 33. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛ И В КОРПУС

Выбор посадки подшипника на вал и в корпус зависит от следующих факторов:

а) типа и размера подшипника;
б) условий эксплуатации;
в) величины, направления и характера нагрузок;
г) какое из колец подшипника вращается.

Для вращающегося кольца подшипника, через которое передается внешнее усилие, следует назначать неподвижные посадки; например, в редукторах внутреннее кольцо подшипника должно насаживаться на вал с натягом, при этом кольцо, сопряженное с неподвижной частью машины, должно иметь посадку, обеспечивающую весьма малый натяг или даже небольшой зазор. Этот зазор дает возможность кольцу при работе несколько проворачиваться относительно своего посадочного места, что обеспечивает более равномерный износ беговых дорожек колец.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал (ось) осуществляется по системе отверстия, а наружного кольца в корпус — по системе вала.

9.7. Допуски внутреннего и наружного колец подшипников качения классов Н, П и В

Номинальный диаметр в *мм*		Отклонение внутреннего диаметра подшипника		Номинальный диаметр в *мм*		Отклонение наружного диаметра подшипника	
Свыше	До	Верхнее	Нижнее	Свыше	До	Верхнее	Нижнее
—	6	0	—10	—	—	—	—
6	10	0	—10	—	—	—	—
10	18	0	—10	—	18	0	—8
18	30	0	—10	18	30	0	—9
30	50	0	—12	30	50	0	—11
50	80	0	—15	50	80	0	—13
80	120	0	—20	80	120	0	—15
120	180	0	—25	120	150	0	—18

Допускаемые отклонения на внутренние диаметры подшипников направлены в минусовую сторону от номинального диаметра (табл. 9.7). В связи с этим при обработке посадочного места вала под одну из переходных посадок 2-го класса точности (*Г*, *Т*, *Н* или *П*) обеспечивается посадка внутреннего кольца на вал с натягом.



Фиг. 9.40. Поля допусков для вала и внутреннего кольца подшипника (посадка $H_п$).

Поясним это положение числовым примером. Пусть посадочное место вала номинальным диаметром $d = 45$ *мм* обработано по скобе напряженной посадки (*Н*) 2-го класса точности. Для этой посадки верхнее отклонение + 20 *мк* *, нижнее +3 *мк*. Отклонения внутреннего диаметра подшипника нормальной точности: верхнее 0, нижнее — 12 *мк*. Таким образом, посадка обеспечивает минимальный натяг 3 *мк* и максимальный 32 *мк*. Расположение полей допусков показано на фиг. 9.40.

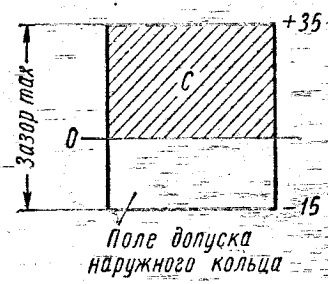
* В системе СИ принят микрометр (*мкм*) 1 *мк* = 1 *мкм*.

9.8. Выбор посадок шарико- и роликоподшипников на валы [7]

Общая характеристика условий, определяющих выбор посадки			Наименование машин и подшипниковых узлов	Диаметры подшипников				Посадки
				Радиальных		Радиально-упорных		
Вращается или не вращается вал	Нагружение внутреннего кольца	Режим работы		шариковых	роликовых	шариковых	роликовых	
Не вращается	Местное	Легкий или нормальный	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров и подвесных дорог	Подшипники всех диаметров				$\frac{D_n}{X_n}$ C_n
		Нормальный или тяжелый	Колеса автомобилей, тракторов, вагонеток и т. д.					
Вращается	Циркуляционное	Легкий или нормальный	Центрифуги, турбокомпрессоры, центробежные насосы, вентиляторы, электродвигатели, редукторы, коробки скоростей станков	До 40	До 40	До 100	До 40	H_n, $П_n$, $П_{1n}$
				До 100	До 100	Св. 100	До 100	H_n, $П_n$, H_{1n}
		Нормальный или тяжелый	Электродвигатели мощностью до 100 *квт*, станки, турбины, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели станков, редукторы	До 100	До 40	До 100	До 100	H_n, $П_n$, H_{1n}
				Св. 100	До 100	Св. 100	До 180	T_n, T_{1n}

Наружные кольца подшипников имеют нулевые верхние отклонения, и, следовательно, нижние отклонения отрицательны (см. табл. 9.7).

Отверстия корпусов при неподвижных наружных кольцах подшипников обычно обрабатывают по калибру скользящей посадки 2-го класса точности. Минимальный зазор при этом получается равным нулю.



Фиг. 9.41. Поля допусков для наружного кольца подшипника и корпуса (посадка C_n).

Например, при номинальном диаметре наружного кольца подшипника $D = 90$ *мм* его нижнее отклонение — 15 *мк*. Отверстие в корпусе, обработанное по системе вала в соответствии с калибром (пробкой) C, имеет нулевое нижнее отклонение и верхнее отклонение, равное + 35 *мк*. Таким образом, минимальный зазор равен нулю, а максимальный равен 50 *мк* (фиг. 9.41).

При выборе посадок подшипника на вал и в корпус можно руководствоваться табл. 9.8 и 9.9.

9.9. Выбор посадок подшипников в корпусы (чугунные или стальные) [7]

Условия работы подшипников		Общая характеристика и наименование машин и подшипниковых узлов	Посадка
Вращается вал или корпус	Режим работы		
	Нормальный или легкий	Разъемные корпусы. Малые числа оборотов. Малоответственные узлы общего машиностроения. Трансмиссии, сельскохозяйственные машины	C_n
Вращается вал (корпус не вращается)	Нормальный или тяжелый	Большинство узлов общего машиностроения, редукторы и зубчатые передачи	C_n
	Нормальный	Вместо посадки Γ_n при частом демонтаже, непрочном корпусе. Ролики ленточных транспортеров, натяжные ролики	T_n
Вращается корпус (вал не вращается)	Нормальный и тяжелый	Передние колеса автомобилей и тракторов на шарикоподшипниках. Подшипники коленчатых валов компрессоров, блоки, крановые колеса, колеса вагонеток	T_n

Шероховатость поверхности и геометрические формы посадочных мест в значительной степени влияют на долговечность подшип-

ников. Овальность, конусность и биение заплечиков должны быть в пределах установленных допусков. Классы чистоты посадочных мест приведены в табл. 9.10.

9.10. Классы чистоты посадочных поверхностей валов и корпусов [41]

Посадочные поверхности	Классы точности шарико- и роликоподшипников	Классы чистоты по ГОСТ 2789-59 при номинальных диаметрах в *мм*	
		До 80	Св. 80 до 500
Валов	Н и П	7	6
	В и А	8	7
	С	9	8
Отверстий корпусов	Н и П	7	6
	В, А и С	8	7
Торцов заплечиков валов и корпусов	Н и П	6	6
	В, А и С	7	6

Примечание. Классы точности подшипников имеют следующие обозначения: Н — нормальный, П — повышенный, В — высокий, А — особо высокий, С — сверхвысокий.

При проектировании опорных поверхностей подшипников качения размеры заплечиков валов и корпусов, а также размеры галтелей выбирают исходя из следующих рекомендаций:

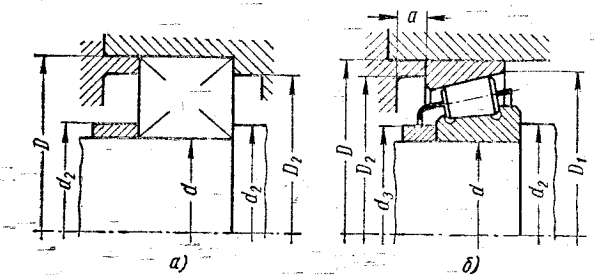
1. Заплечики валов и корпусов должны быть строго перпендикулярны оси вала, а кольца подшипников плотно прилегать к заплечикам по всей поверхности. При действии значительной осевой нагрузки торцы заплечиков не должны сминаться. Однако большие заплечики затрудняют демонтаж подшипников, так как выступающая над заплечиком часть кольца подшипника может оказаться недостаточной для захвата съемником. Нормальная высота заплечиков должна быть приблизительно равна половине толщины внутреннего кольца.

Установочные размеры на валах и в корпусах для радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников приведены в табл. 9.11 и 9.12.

Если по какой-либо причине нельзя выполнить заплечики нормальной высоты, то применяют специальные упорные кольца (табл. 9.13).

Проточки значительно ослабляют валы, так как они являются более острыми концентраторами напряжений, чем галтели, поэтому их применение допустимо лишь в тех случаях, когда вал имеет заведомо завышенный запас прочности.

9.11. Диаметры заплечиков вала и корпуса для подшипников качения [16], [41]



Размеры в *мм*

А. Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников (фиг. *а*)

d	D	d_2	D_2	d	D	d_2	D_2	d	D	d_2		D_2	
										номинальный	max	номинальный	min
Легкая серия				*Средняя серия*				*Тяжелая серия*					
20	47	26	41	20	52	27	45	20	72	28	30	65	63
25	52	31	46	25	62	32	55	25	80	35	36	70	68
30	62	36	56	30	72	38	65	30	90	40	42	80	78
35	72	42	65	35	80	45	70	35	100	45	48	90	88
40	80	48	72	40	90	50	80	40	110	50	52	100	98
45	85	52	78	45	100	55	90	45	120	55	60	110	105
50	90	58	82	50	110	60	100	50	130	62	65	118	115
55	100	65	90	55	120	65	110	55	140	68	70	128	125
60	110	70	100	60	130	72	118	60	150	72	75	138	135
65	120	75	110	65	140	78	128	65	160	80	82	148	145
70	125	80	112	70	150	82	138	70	180	85	90	165	160
75	130	85	120	75	160	88	148	75	190	90	95	175	170
80	140	90	130	80	170	92	158	80	200	95	100	185	180

Б. Для однорядных конических роликоподшипников (фиг. *б*)

d	D	d_2		d_3 max	D_2 min	D_1 min	a min	d	D	d_2	d_3	D_2	D_1	a min
		номинальный	max											
Легкая серия (7200)								*Легкая широкая серия* (7500)						
20	47	26	27	26	39	43	3	30	62	38	37	56	58	3
25	52	32	—	31	43	48	3	35	72	44	43	61	67	4
30	62	36	38	37	52	58	4	40	80	50	48	68	75	4
35	72	42	45	47	61	67	4	45	85	55	53	73	80	4
40	80	48	50	48	68	75	4	50	90	58	58	78	85	4
45	85	52	55	53	73	80	4	55	100	65	63	87	94	5
50	90	58	60	58	78	85	5	60	110	72	69	95	102	5
55	100	65	68	63	87	94	5	65	120	78	75	105	112	6
60	110	70	72	69	100	102	6	70	125	82	80	108	117	6
65	120	75	80	75	105	112	7	75	130	85	85	113	123	6

Б. Для однорядных конических роликоподшипников (фиг. *б*)

d	D	d_2 номинальный	d_2 max	d_3 max	D_2 min	D_1 min	a min
70	125	80	85	80	108	117	7
75	130	85	90	85	113	123	7
80	140	90	95	90	122	132	7
Средняя серия (7300)							
20	52	28	—	27	43	47	4
25	62	32	34	33	53	57	4
30	72	38	40	38	61	66	4
35	80	44	46	43	68	74	4
40	90	50	—	50	76	82	6
45	100	55	58	56	85	93	6
50	110	60	65	62	94	102	7
55	120	65	70	67	103	111	7
60	130	75	80	73	112	120	7
65	140	80	85	80	121	130	7
70	150	85	90	85	129	140	8
75	160	90	95	91	138	149	8
80	170	95	105	97	147	159	8

d	D	d_2	d_3	D_2	D_1	a min
80	140	90	90	122	132	6
Средняя широкая серия (7600)						
20	52	27	27	43	47	3
25	62	32	33	53	57	3
30	72	38	38	61	66	3
35	80	45	43	68	74	5
40	90	50	50	76	82	5
45	100	55	56	85	93	5
50	110	62	62	94	102	5
55	120	68	67	103	111	5
60	130	75	73	112	120	5
65	140	80	80	121	130	5
70	150	85	85	129	140	5
75	160	90	91	138	149	6
80	170	100	97	147	159	6

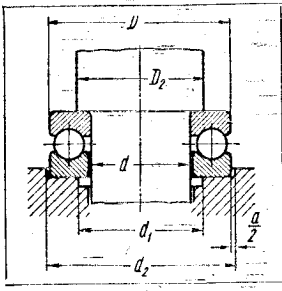
9.12. Установочные размеры в корпусах и на валах для упорных одинарных шарикоподшипников [41]

$$D_{2\max} = 0{,}4\ (d + 1{,}5\ D);\quad D_{2\min} = \frac{3\,D + 5\,d}{8};$$

$$d_{1\max} = \frac{5\,D + 3\,d}{8};\quad d_{1\min} = 0{,}4\,(D + 1{,}5\,d);$$

$$d_2 = D + a.$$

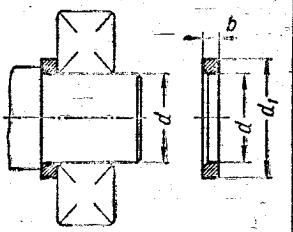
Размеры d и D по ГОСТ 6874-54.



D		a
Свыше	До	
—	100	0,5
100	200	1
200	600	2

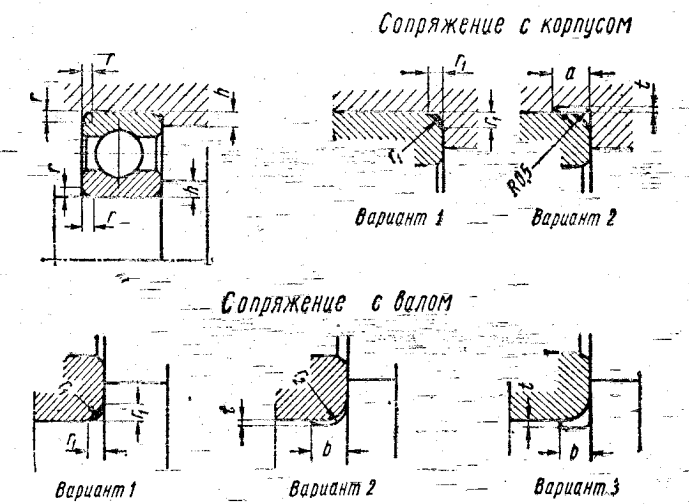
2. Радиус галтели вала и корпуса под подшипники выбирают несколько меньше радиуса фаски внутреннего и наружного колец подшипника; можно вместо галтелей на валах и в корпусах делать проточки. Радиусы галтелей и размеры проточек приведены в табл. 9.14.

9.13. Рекомендуемые размеры (в *мм*) упорных колец, устанавливаемых на валах при недостаточной высоте заплечиков [7]



d	Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
	d_1	b	d_1	b	d_1	b
30	26	4	37	4	40	5
35	42		44		45	
40	47		49		51	6
45	52		54	5	56	
50	57		60		63	
55	64		65		68	
60	70	5	72		75	8
65	75		78	6	80	
70	80		82		85	

9.14. Радиусы галтелей и проточек вала и корпуса в зависимости от величины координат фасок подшипника в *мм* [16]



r	$r_1$max	h		t	r_2	b	$a$max
		номинальный	min				
0,8	0,5	2	1,5	—	—	2	2
1	0,6	2,5	2	—	—	2	3
1,2	0,8	3	2	—	—	2	3
1,5	1	3	2,5	0,2	1,3	2	3
2	1	3,5	3	0,3	1,5	3	3
2,5	1,5	4,5	3,8	0,4	4	3	4
3	2	5	4,5	0,5	2,5	4	5
3,5	2	6	5	0,5	2,5	4	5
4	2,5	7	5,8	0,5	3	5	8
5	3	9	6,8	0,5	4	5	8
6	4	11	8,5	0,6	5	5	8
8	5	14	11,0	0,6	6	6	8

В тяжелонагруженных валах делать выточки и даже галтели нежелательно. Здесь рекомендуется осуществлять плавный конусный переход и ставить специальную упорную шайбу (фиг. 9.42).



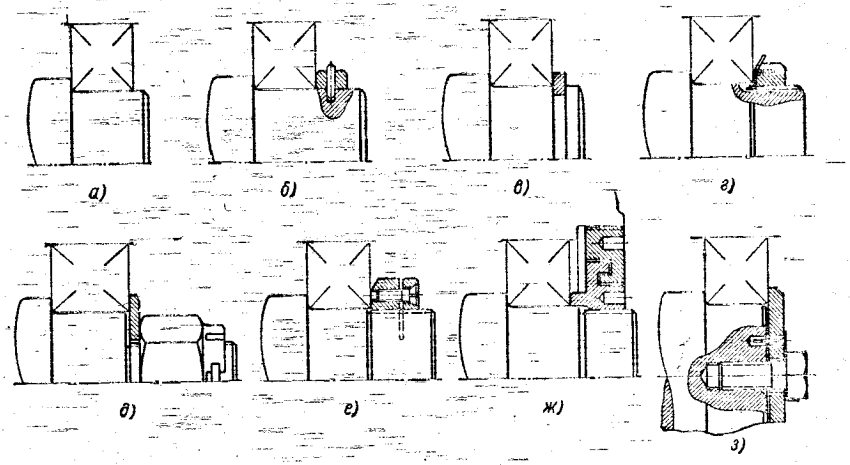
Фиг. 9.42. Установка подшипника на тяжелонагруженном валу.

§ 34. КРЕПЛЕНИЯ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКА НА ВАЛУ И В КОРПУСЕ

Чем больше осевые нагрузки и угловая скорость, тем надежнее должно быть крепление колец подшипника.

Способы крепления внутренних колец подшипников на валу весьма разнообразны. Некоторые наиболее распространенные способы показаны на фиг. 9.43.

Крепление, показанное на фиг. 9.43, *а* наиболее широко распространено как при значительных, так и при малых нагрузках и угловых скоростях. При незначительных осевых нагрузках и угловых скоростях применяют крепления, приведенные на фиг. 9.43, *б* и *в*, а при достаточно больших осевых нагрузках переменного направления и больших угловых скоростях применяют конструкции, изображенные на фиг. 9.43, *г*—*ё*.

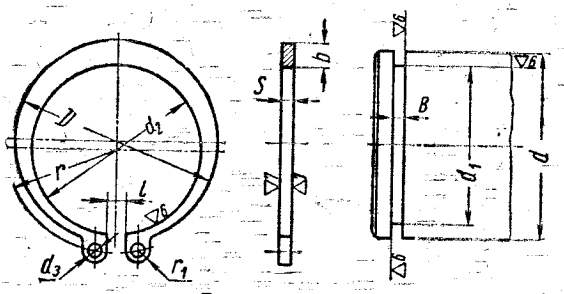


Фиг. 9.43. Способы крепления внутреннего кольца подшипника на валу:

а — посадкой с гарантированным натягом; *б* — неразъемным упорным кольцом; *в* — пружинным стопорным кольцом; *г* — упорной гайкой со стопорной шайбой; *д* — торцовой шайбой и корончатой гайкой со шплинтом; *е* — упругой гайкой, законтренной винтом; *ж* — фасонной гайкой, которая одновременно служит деталью лабиринтного уплотнения; *з* — плоской шайбой, закрепленной на торце вала одним или двумя винтами.

Упорное кольцо (фиг. 9.43, *б*) насаживают на вал в нагретом состоянии (в масляной ванне при температуре 100—120° С) и закрепляют проволочным замком (концы незамкнутого проволочного

9.15. Кольца пружинные упорные внутренние (эксцентричные) и канавки для них (по ГОСТ 9301-59)



Размеры в *мм*

Диаметр вала d	Канавка		Кольца упорные							
	d_1 (отклонения по B_5)	B	d_2 (отклонения по A_7)	D (отклонения по B_7)	S	l	r (отклонения по B_7)	d_3	r_1	b (отклонения по B_7)
12	11,5	1,2	10,8	14,2	1	3	7,5	2	2	2,5
15	14,3		13,6	17,2			9			2,4
17	16,2	1,3	15,5	19,5	1,1	4	10			2,6
20	19		18,1	22,9			11,5			3,2
25	23,8		22,9	28,3		5	14			3,6
30	28,6		27,7	33,7		6	16,5		2,5	4
35	33	1,9	31,9	39,3	1,6		19,4		3	4,9
40	37,5		36,4	44,6		8	22		3,5	5,5
45	42,5		41,4	49,6			24,5			
50	47	2,2	45,8	54,8	2		27		4	6
55	52		50,6	59,6			29,5			
60	57		55,6	65,4			32,2			6,5
65	62	2,8	60,6	70,4	2,5	10	34,7	2,5		7
70	67		65,7	76			37,5		4,5	
75	72		70,6	82,6			45			
80	76,5		75	87			48,5	3	5	8

кольца заводят через сквозное отверстие упорного кольца в сверления вала).

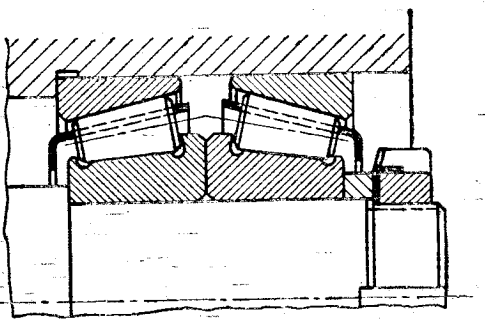
Пружинные стопорные кольца (фиг. 9.43, *в*) стандартизованы, размеры их приведены в табл. 9.15.

Размеры гаек и шайб для крепления, показанного на фиг. 9.43, *г*, приведены в табл. 9.16.

Фасонные гайки (фиг. 9.43, *ж*) стопорят аналогично показанному на фиг. 9.43,*е*. Винт плоской торцовой шайбы (фиг. 9.43, *з*) предохраняют от самоотвинчивания специальной стопорной шайбой.

На валах диаметром от 30 до 100 *мм* плоские торцовые шайбы крепят одним болтом (табл. 9.17); на валах диаметром свыше 100 *мм* шайбы крепят двумя болтами. Размеры центровых отверстий для валов с торцовым креплением приведены в табл. 9.18.

Этот тип крепления обычно применяют при невозможности нарезки резьбы на шейке вала. Крепление выдерживает значительные осевые нагрузки и большие угловые скорости.



Фиг. 9.44. Установка промежуточного кольца при креплении гайкой внутреннего кольца конического роликового подшипника.

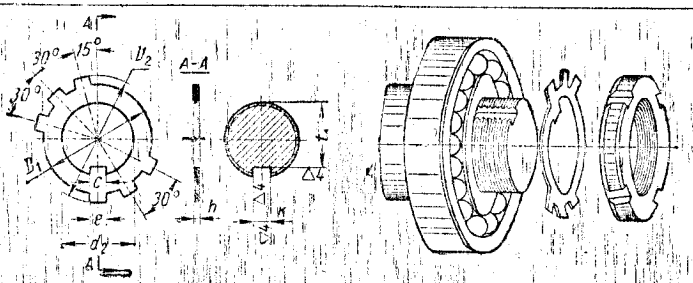
Особое внимание необходимо обращать на крепление внутренних колец конических роликоподшипников, сепаратор которых выступает над торцом внутреннего кольца и не дает возможности завернуть гайку до соприкосновения с ним, поэтому необходимо между подшипником и стопорной шайбой ставить промежуточное кольцо (фиг. 9.44). Основные способы крепления наружных колец подшипников в корпусах показаны на фиг. 9.45.

Крепление, показанное на фиг. 9.45, *б*, применяют тогда, когда по технологическим условиям в корпусе невозможно иметь упорный буртик. Размеры стопорных колец приведены в табл. 9.19.

Крепление крышкой и упорным буртиком в корпусе (фиг. 9.45, *в*) допускает значительные осевые нагрузки при больших угловых скоростях. Оно применяется для радиальных подшипников. При радиально-упорных подшипниках упорный бурт в корпусе не нужен.

Крепление крышкой-стаканом (фиг. 9.45, *г*) допускает большие осевые нагрузки и значительные угловые скорости; служит в основном для радиально-упорных подшипников. Регулирование — набором прокладок между крышкой и корпусом. Недостаток этой конструкции — сложность изготовления крышки-стакана.

9.16. Размеры круглых установочных гаек и предохранительных шайб (по ГОСТ 3104-46)

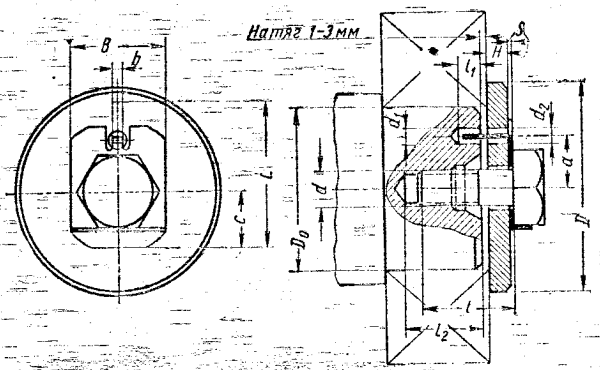


Размеры в *мм*

Номинальный диаметр резьбы и шаг $d \times S$	Гайки круглые						Шайбы предохранительные для круглых гаек						
	D	H	t	b	f	f_1	d_3	D_1	D_2	e	c	h	k	t_1
20×1,5	36	8	3	5	0,5	0,5	20,5	27	37	4,8	4,5	1	5	18
22×1,5	38						22,5	31	41					19,5
24×1,5	42						24,5	33	44					21,5
27×1,5	45						27,5	36	47					24,5
30×1,5	48						30,5	39	50					27,5
33×1,5	52	10				1	33,5	42	55					30,5
36×1,5	55		4	6			36,5	45	60	5,8	5,5		6	33,5
39×1,5	58						39,5	48	65					36,5
42×1,5	62						42,5	52	70					39
45×1,5	68						45,5	56	75					42
48×1,5	72						48,5	60	80	7,8		1,5		45
52×1,5	78						52,5	65	85					49
56×2	85		5	8	1		57	70	90				8	52,5
60×2	90	12					61	75	95		7,5			56,5
64×2	95		6	9			65	80	100					59,5
68×2	100						68	85	105	9,2			10	63,5

Примечания: 1. Материал гаек сталь 20; 40; 45; Ст. 5; Ст. 6.
2. Шлицы гаек должны быть термически обработаны до твердости *HRC* 36—42.
3. Обозначение гайки диаметром 36 *мм*. *Гайка круглая 36×1,5, ГОСТ 3104-46.*

9.17. Торцовое крепление внутреннего кольца подшипника одним винтом

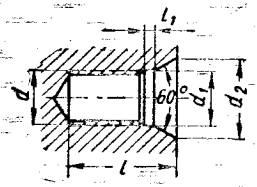


Размеры в *мм*

Вал					Шайба торцовая			Планка стопорная, развертка					Болт ГОСТ 7808-62	
D_0	a	d_1	l_1 min	l_2 min	D	H	d_2	B	L	b max	c	S	d резьбы	l
30	10	5	5	25	40	5	25	25	34	4,5	13	0,8	10	25
35					45									
40	15				50	6		30	44		17	1,0	12	30
45					55									
50					60									
55	20	6	6	32	65	8	6	35	56	5,5	21	2,5	16	40
60					70									
65					75									
70					80									
75					85									
80					90									

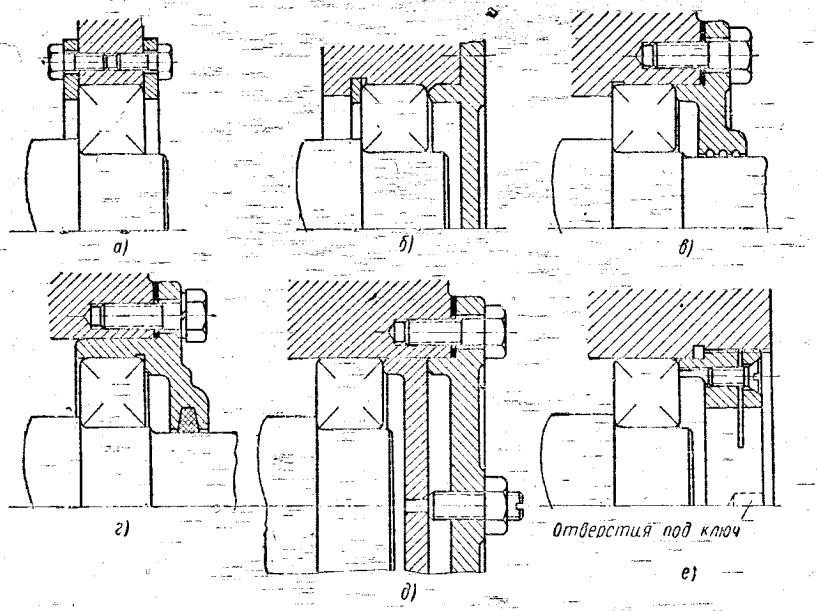
Примечание. Материал шайбы — сталь Ст. 3, материал стопорной планки — сталь Ст. 2.

9.18. Центровые отверстия для валов с торцовым креплением одним винтом



Размеры в *мм*

Диаметр вала	d резьбы	d_1	d_2	l_{min}	l_1
30, 35	10	10,5	13	25	1,9
40, 45, 50	12	12,5	18	25	2,2
От 55 до 90	16	16,5	22	32	2,4

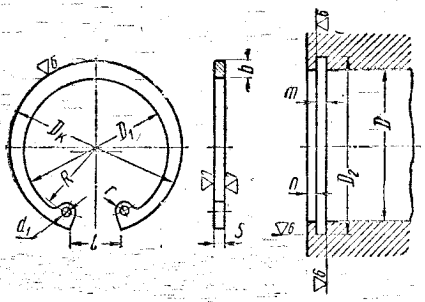


Фиг. 9.45. Способы крепления наружных колец подшипников:

а — двумя стопорными кольцами; *б* — пружинным стопорным кольцом, вставленным в проточку корпуса; *в* — крышкой и упорным буртиком в стакане или корпусе; *г* — крышкой, которая одновременно служит стаканом; *д* — специальной фасонной шайбой, которая перемещается винтом с контргайкой; *е* — резьбовым кольцом (крышкой), законтренным винтом.

Крепление для радиально-упорных подшипников (фиг. 9.45, *д*) допускает значительные осевые нагрузки при больших угловых скоростях.

9.19. Кольца пружинные стопорные для крепления подшипников в корпусе



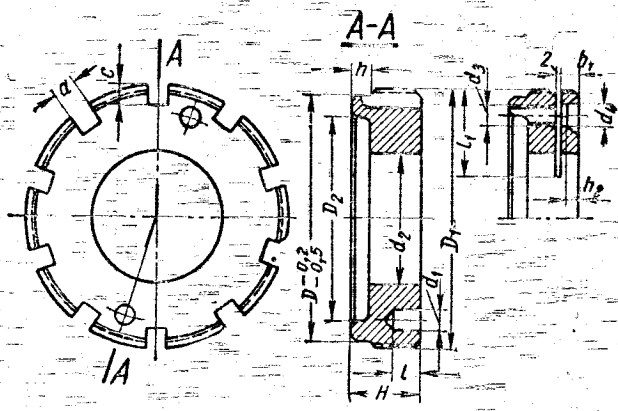
Размеры в *мм* [16]

Отверстие в корпусе				Кольцо							
D	D_2	$m^{+0,2}$	n	$D_к$	D_1	d_1	S	b	R	l	r
26	27,2		1,5	27,8	23,5	2	1,2	2,8	10,8	6,5	2,5
30	31,4	1,3		32,2	27,5			3	13	8	
32	33,7			34,5	29,3			3,4	14	9	
35	37	1,7		37,8	32,5		1,5	3,4	15	12	3
40	42,5			43,5	37,3			4	18	15	
47	49,5	2,2		50,5	43,7		2	4,5	21	17	
52	55		2	56,2	49,2	2,5	2,5	4,6	24,2	18	
62	65	2,8		66,2	58,8			5	29,2	18	
72	75			76,5	68			5,6	34,5	18	
80	83,5			85,5	76			6,3	39	20	
85	88,5			90,5	80,8	3	3	6,4	40,8	20	3,5
90	93,5			95,5	85			6,9	43,2	20	
100	103,5	3,3		105,5	94			7,6	48,2	20	
110	114		3	117	104			8,6	58,7	2,5	
120	124			127	113			9,4	58,7	2,5	

Размеры резьбовых колец, показанных на фиг. 9.45, *е*, приведены в табл. 9.20.

Конструкции некоторых сквозных и глухих крышек подшипниковых узлов изображены на фиг. 9.46—9.52, а размеры глухих боковых крышек приведены в табл. 9.21.

9.20. Размеры резьбовых крышек для крепления наружных колец подшипников в *мм* [7]



D	Резьба D_1	D_2	Размеры паза			d_1	H	h	l	d_3	d_4	h_2	b_1	l_1
			$a^{+0,1}$	$c^{+0,1}$	Число пазов									
47	M52×1,5	38	4											
52	M56×1,5	42		4										18
62	M68×1,5	50	5			6	20	5	8					20
72	M76×2	60			10					M6	6,5	3,5	5	25
80	M85×2	68												28
85	M90×2	75		5										
90	M95×2	78	6			7	25	7	10					30
100	M105×2	86			15									

Очень распространен способ установки наружных колец подшипников не непосредственно в корпусе, а в стаканах (см. фиг. 9.12, 9.18, 9.20, 9.22, 9.23).

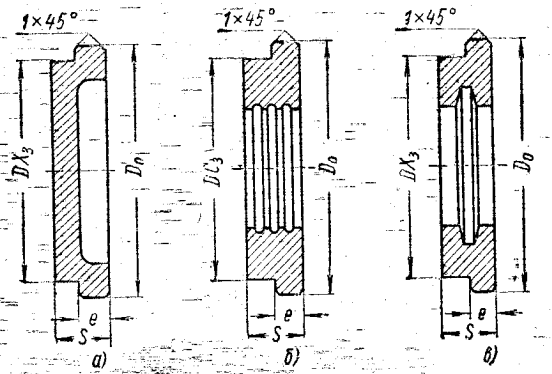
Применение стаканов имеет следующие преимущества:

1) снижает требования к качеству расточки подшипниковых гнезд в корпусах и позволяет использовать корпусы с небольшими пороками отливки или механической обработки;

2) допускает замену одного подшипника другим (с другим диаметром наружного кольца);

3) дает возможность унифицировать диаметры расточек в корпусе;

4) надежнее обеспечивает необходимую посадку под подшипник (стакан легче расточить с заданными допусками, чем отверстие в корпусе);



Фиг. 9.46. Крышки врезные:

а — глухая крышка; *б* — сквозная крышка с лабиринтным уплотнением (размеры канавок см. табл. 9.27); *в* — сквозная крышка под войлочное уплотнение (размеры канавки см. табл. 9.24). Размеры: DX_3, DC_3 — по наружному диаметру подшипника, при $D = 30 \div 120$ *мм*; $S = 8 \div 12$ *мм*; $e = 5 \div 8$ *мм*; $D_0 = D + e$.

9.21. Крышка боковая глухая (обозначения по фиг. 9.47)

Размеры в *мм*

D	D_0	Диаметр болта $d_б$	Число болта	R_1	l	d_2	g	R_2	c
20—50	$D-1$	6	4	0,3	1	$d_б+1$	1	1	0,5
50—65	$D-1$	8	4	0,5	1	$d_б+1$	1	2	0,5
65—90	$D-1{,}5$	10	4	0,5	1,5	$d_б+1{,}5$	1,5	2	1
90—120	$D-2$	12	6	0,5	2	$d_б+2$	2	3	1

Примечания: 1. Размеры $e \approx (0{,}9 \div 1{,}0)d_2$; e_1 и h определяют конструктивно $e_1 < h$.
2. Конструкция крышки рекомендуется при $h > 15$ *мм*.

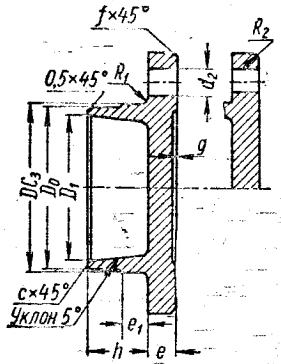
5) лучше обеспечивает работу мазеудерживающего кольца (без стакана кольцо не имеет определенного положения относительно внутренней необработанной стенки корпуса).

Стаканы изготовляют из чугуна (минимальная толщина стенок 8—10 *мм*) или стали (толщина стенок 4—6 *мм*).

Недостатки применения стаканов:

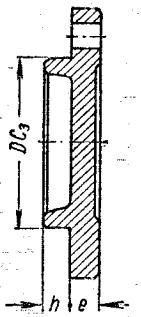
1) увеличивается число деталей узла;

2) увеличивается диаметр бобышек корпуса и крышек; это обстоятельство иногда не позволяет применять стаканы в редукторах с малыми межосевыми расстояниями.

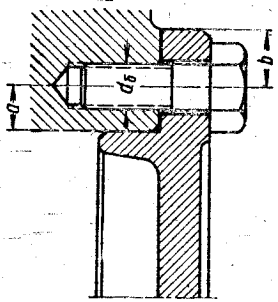


Фиг. 9.47. Крышка боковая глухая.

DC_3 — по наружному диаметру подшипника.



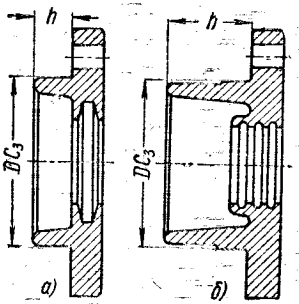
Фиг. 9.48. Крышка боковая глухая (для $h \leqslant 15$ *мм*).



Фиг. 9.49. Крепление крышки к корпусу:

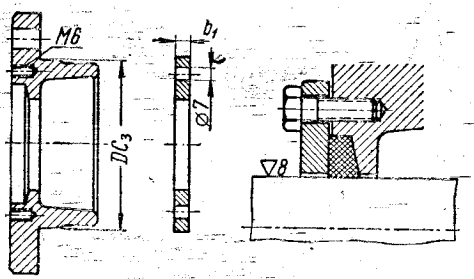
$a \approx (0{,}9 \div 1{,}0)\ d_б$;

$b \approx (1{,}2 \div 1{,}3)\ d_б$.

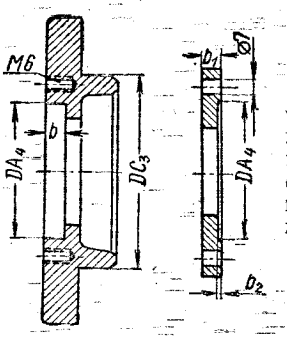


Фиг. 9.50. Крышки сквозные:

а — под войлочное уплотнение для $h \leqslant 15$ *мм* (размеры канавки под войлочные уплотнения см. табл. 9.24); *б* — с лабиринтным уплотнением для $h > 15$ *мм* (размеры канавок см. фиг. 9.62).



Фиг. 9.51. Крышка сквозная для регулируемого войлочного уплотнения ($b_1 = 3 \div 6$ *мм*). Размеры канавки под войлочное уплотнение см. табл. 9.24.



Фиг. 9.52. Крышка сквозная под манжетное уплотнение, $b_1 = 4 \div 6$ *мм*, $b_2 = 1{,}5 \div 2{,}5$ *мм*; DA_4 и b — по размерам манжетных уплотнений, см. табл. 9.25.

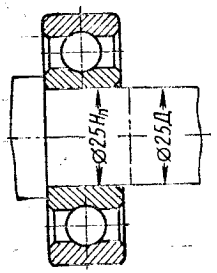
§ 35. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОДШИПНИКОВЫМ УЗЛАМ

При проектировании подшипникового узла необходимо предусмотреть ряд конструктивных мероприятий, которые обеспечивали бы его легкую сборку и разборку (установку и съем подшипника с посадочного места на валу или в корпусе).

Основные из них следующие:

1) на конце посадочной шейки вала и у расточки корпуса должны быть фаски;

2) диаметр под посадку внутреннего кольца подшипника должен быть больше, чем все предыдущие (чтобы кольцо проходило через них свободно); в некоторых случаях допускают равенство номинальных диаметров посадочного места и расположенного перед ним участка вала, но обработка обоих участков должна быть выполнена с различными допусками так, чтобы нагретый в минеральном масле до $t \approx 100°$ С подшипник свободно проходил на посадочную шейку вала; например, посадочное место может быть изготовлено по посадке H, а часть вала, через которую проходит подшипник, по посадке $Д$ или $С$ (фиг. 9.53);



Фиг. 9.53. Обеспечение свободного прохода подшипника на посадочное место вала за счет изготовления предшествующего участка по посадке движения.

3) узел должен обеспечить необходимую последовательность сборки, возможность регулировки зубчатых зацеплений, зазоров подшипников и других элементов узла;

4) высота заплечиков на валу и в корпусе должна обеспечивать возможность применения специальных съемников для снятия внутренних колец подшипников с шеек валов и выемки наружных колец из корпусов;

5) если необходимо увеличить высоту заплечиков, следует на валах и в корпусах предусмотреть специальные пазы под лапы съемников, а в глухих корпусах—резьбовые отверстия, через которые с помощью болтов подшипник может быть вынут из корпуса.

§ 36. СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Основными назначениями смазки подшипников качения являются:

а) предохранение от коррозии;

б) уменьшение трения (в основном между сепаратором и телами качения, а также бортами колец и торцами роликов);

в) отвод тепла и равномерное распределение тепла во всех частях подшипника;

г) уменьшение шума;

д) улучшение работы уплотнений путем заполнения зазоров между вращающимися и неподвижными деталями узла.

Для смазки подшипников качения применяются жидкие и консистентные смазки.

Минеральные масла и консистентные смазки, применяемые для подшипников качения, приведены в табл. 9.22 и 9.23.

9.22. Минеральные масла, применяемые для смазки подшипников качения [41]

Марка масла	Область применения
Велосит Л	Легкие опоры веретен и других быстроходных валов
Вазелиновое Т	Особо быстроходные шпиндели и электродвигатели
Сепараторное Л	Центрифуги и сепараторы
Приборное МВП	Приборы, работающие при низких температурах
Индустриальное 12 (веретенное 2)	Высокоскоростные шпиндели, веретена и электродвигатели
Индустриальное 20 (веретенное 3)	Станки, вентиляторы, обувные машины
Сепараторное Т	Центрифуги и сепараторы
Индустриальное 30 (машинное Л)	Токарные и фрезерные станки, ткацкие станки
Индустриальное 45 (машинное С)	Насосы, двигатели, компрессоры
Индустриальное 50 (машинное СУ)	Машины с большими нагрузками, но тихоходные
Авиационные масла МС-14, МС-20, МК-22, МС-24	Смазка тяжелонагруженных быстроходных подшипников
Цилиндровое легкое 11 (цилиндровое 2)	Червячные передачи, тихоходные опоры

Примечание. Технические характеристики минеральных масел приведены в табл. 11.10.

Жидкие смазки можно использовать при высоких угловых скоростях и при высоких и низких температурах; по сравнению с консистентными, они обладают небольшим внутренним трением, допускают полную смену масла без разборки агрегата, лучше отводят тепло.

Недостатки жидкой смазки:

а) необходимость более частого пополнения;

б) требуют более сложных конструкций уплотнений.

Консистентные смазки имеют следующие преимущества:

а) не вытекают из корпусов (уплотнения могут быть более простые);

б) хорошо заполняют зазоры между вращающимися и неподвижными деталями узлов;

в) могут работать в узле в течение продолжительного срока (до одного года);

г) лучше защищают подшипник от коррозии;

д) лучше, чем смазочные масла, выдерживают высокие давления,

9.23. Консистентные смазки для подшипников качения [41]

Наименование и марка смазки		ГОСТ или ТУ	Рабочая температура в °С	Область применения
Солидол синтетический	УСс-1, УСс-2	4366-56	До 50	Станки, подъемно-транспортные машины, оборудование, работающее под открытым небом
	УСс-3		До 60	
Солидол жировой	УС-1 (Пресс)	1033-51	До 50	
	УС-2 (Л)			
	УС-3 (Т)		До 60	
Конталин синтетический	УТс-1	5703-51*	До 110	Узлы тракторов, недоступные для попадания воды, колеса трамваев и троллейбусов
	УТс-2		До 130	
	УТ-1	1957-52	До 100	
	УТ-2		До 130	
Низкотемпературные смазки	ЦИАТИМ-201	6267-52*	От 60 до +120	Подшипники авиационных приборов, высокоскоростные подшипники
	ЦИАТИМ-202	ТУ517-54	От —50 до +150	
	ЦИАТИМ-203	ТУ340-50	От —60 до +120	
Высокотемпературные смазки	Смазка 1-13	1631-61	До 100	Роликоподшипники ж.-д. букс, электродвигатели
	Смазка АТЭ	ТУ 424-54		
	Смазка НК-50	5573-50*	До 180	

Недостатки консистентных смазок — чувствительность к изменению температуры, повышенное внутреннее трение, необходимость (в некоторых конструкциях) разборки узла для смены смазки.

Консистентную смазку обычно закладывают в корпус при сборке узла. Добавление смазки производят шприцем через пресс-масленки или колпачковые масленки.

Сорт смазки выбирают по следующим показателям: по размеру подшипника, его угловой скорости, температуре узла и состоянию окружающей среды.

При увеличении скорости вращения потери на трение в смазке увеличиваются и поэтому для опор быстроходных валов следует применять смазки с меньшей вязкостью.

С увеличением нагрузки и уменьшением угловой скорости следует выбирать масла с большей вязкостью.

Подшипники качения требуют незначительного количества смазки.

Так, при консистентной смазке корпус подшипника должен быть заполнен на $^1/_2$—$^1/_3$ своего свободного объема.

При жидком масле его уровень должен быть при $n \leqslant 1500$ *об/мин* не выше центра нижнего шарика или ролика, а при $n > 1500$ *об/мин* уровень должен быть еще ниже.

Избыток масла ведет к повышению температуры узла.

Консистентные смазки применяют:

1) для подшипников, расположенных в труднодоступных местах;

2) при $d_{cp}n \leqslant 300 \cdot 10^3$,

$$d_{cp} = \frac{D+d}{2};$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры подшипника в *мм*;

3) при рабочей температуре, не превышающей 120° С.

Консистентную смазку следует пополнять один раз в 2—4 месяца, а заменять — не реже одного раза в год.

Жидкие масла применяют:

1) при высоких скоростях $(d_{cp}n) > 300 \cdot 10^3$;

2) при температуре выше 120° С или значительно ниже нуля;

3) при циркуляционной смазке.

Пополнение корпусов жидким маслом производят 1—2 раза в месяц, а полную замену — через 3—6 месяцев.

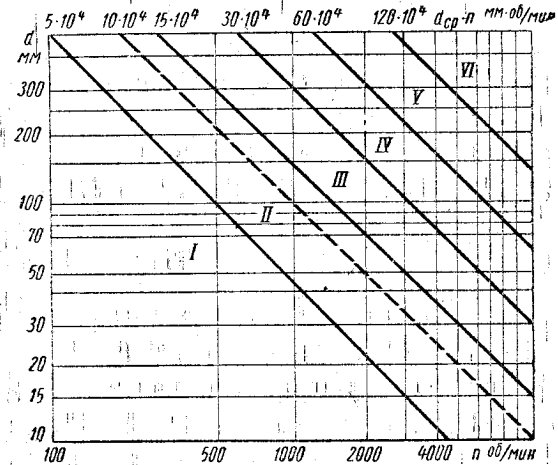
График для выбора смазки подшипников, работающих при небольших нагрузках, приведен на фиг. 9.54.

Для подбора требуемой вязкости масла для подшипников в зависимости от внутреннего диаметра, скорости вращения и рабочей температуры можно пользоваться номограммой (фиг. 9.55).

Вязкость масла определяют в следующем порядке: через точку пересечения вертикальной линии (которая соответствует внутреннему диаметру подшипника d) с наклонной линией (соответствующей данному числу оборотов в минуту — n) проводят горизонталь до пересечения с вертикалью (которая соответствует рабочей температуре t). Через точку пересечения проводят наклонную линию параллельно линиям скоростей. Пересечение этой наклонной линии с вертикальной, на которой нанесены величины вязкости, определяет искомую вязкость.

Например, радиальный однорядный шарикоподшипник с внутренним диаметром $d = 60$ *мм* при $n = 100$ *об/мин* и $t = 75°$ С следует смазывать маслом, имеющим при температуре 50° С кинематическую вязкость 42 *сст* $= 0{,}42 \cdot 10^{-4}$ *м²/сек*.

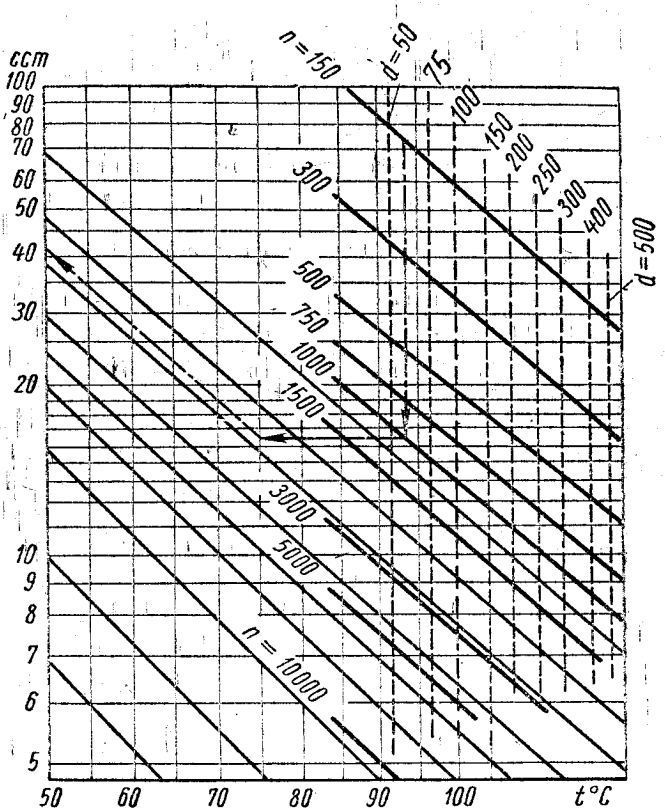
Выбор системы подачи смазки зависит от расположения вала в пространстве, скорости вращения и назначения механизма или узла.



Фиг. 9.54. Диаграмма для выбора смазки подшипников:

зона I ($d_{ср}n \leqslant 50 \cdot 10^3$ *мм · об/мин*) — консистентная смазка любого сорта;
зона II ($d_{ср}n \leqslant 150 \cdot 10^3$ *мм · об/мин*) — жидкое минеральное масло и несинтетические консистентные смазки;
зона III ($d_{ср}n \leqslant 300 \cdot 10^3$ *мм · об/мин*) — минеральные масла средней вязкости;
зона IV ($d_{ср}n \leqslant 600 \cdot 10^3$ *мм · об/мин*) — минеральные масла невысокой вязкости;
зона V ($d_{ср}n \leqslant 120 \cdot 10^4$ *мм · об/мин*) — струйная форсуночная смазка или смазка масляным туманом; рекомендуется искусственное охлаждение подшипникового узла;
зона VI ($d_{ср}n > 120 \cdot 10^4$ *мм · об/мин*) — то же, что зона *V*, но искусственное охлаждение обязательно.

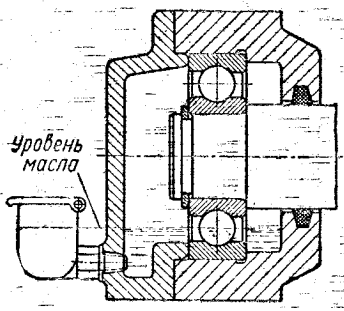
Определение $d_{ср}$ см. стр. 234.



Фиг. 9.55. Номограмма для определения требуемой вязкости масла.

При жидкой смазке применяют следующие способы:

1) смазка в масляной ванне — в узлах, изолированных от общей системы смазки (фиг. 9.56) при $d_{cp}n_{max} \leqslant 200 \cdot 10^3$ *мм · об/мин*; при больших скоростях резко увеличиваются потери на перемешивание масла;



Фиг. 9.56. Смазка подшипника из изолированной масляной ванны.

2) смазка разбрызгиванием — при $d_{cp}\,n_{max} \leqslant 300 \cdot 10^3$ *мм·об/мин*; подшипники здесь не изолируют от общей системы смазки (диск или зубчатое колесо при вращении захватывает и разбрызгивает масло, создавая так называемый масляный туман); при этом камера подшипника остается со стороны корпуса открытой (мазеудерживающие кольца отсутствуют, см. фиг. 9.12, 9.16, 9.17, 9.20, 9.21, 9.22, 9.25, 9.27, 9.28, 9.31 и 9.33). Такую смазку (разбрызгиванием) рекомендуют при окружных скоростях зубчатых колес (или дисков) не менее 2,5 *м/сек*.

§ 37. УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Работоспособность подшипников в значительной степени зависит от типа уплотняющих устройств.

Для рационального выбора уплотнения надо учитывать назначение узла или механизма, условия его эксплуатации (угловая скорость подшипников, их рабочая температура), систему смазки и ее свойства.

При выборе уплотнений необходимо также учитывать экономические и производственные возможности их изготовления (по возможности выбирать простые, дешевые и надежные уплотнения).

Уплотнения подшипниковых узлов выполняют следующие функции:

1) защищают подшипниковый узел от проникновения в него посторонних веществ из окружающей среды (грязи, пыли, влаги, газов, паров, кислот и т. п.), вызывающих преждевременный износ подшипников;

2) препятствуют утечке смазки из подшипникового узла;

3) в некоторых случаях защищают узлы механизма, находящегося вблизи подшипников, от попадания смазки (тормозы, электродвигатели, сухие муфты сцепления).

Все уплотнения подшипниковых узлов можно подразделить на следующие основные типы.

Контактные уплотнения осуществляются путем непосредственного контакта между вращающимися и невращающимися элементами.

В качестве уплотняющего элемента в простых уплотнениях применяют фетр, асбест, войлок, пробку.

Некоторые варианты таких уплотнений использованы в подшипниковых узлах, показанных на фиг. 9.12, 9.17, 9.22, 9.24, 9.26, 9.30 и 9.33.

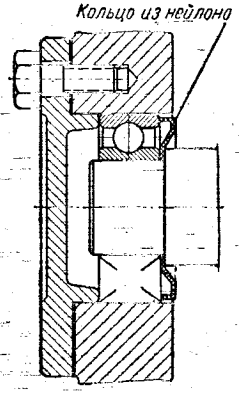
Основное достоинство уплотнений этого типа — простота и дешевизна изготовления.

Недостаток — дополнительный расход энергии на преодоление сил трения, возникающих на поверхности контакта.

Этот тип уплотнений не рекомендуется применять в условиях высоких температур, кислотной среды, при окружных скоростях (на поверхности контакта) выше 4—5 *м/сек* и при температуре свыше 90° С.

Войлочное кольцо перед установкой необходимо пропитать горячим маслом (температура 80—90° С). Вал (или промежуточная втулка) должен быть тщательно обработан (чистота поверхности не ниже ▽7). Чтобы увеличить срок службы уплотняющего элемента и обеспечить контакт между трущимися поверхностями, применяют различные способы поджима уплотнений (см., например, фиг. 9.24 и 9.51).

Войлочные уплотнения работают более надежно при густой смазке. Размеры их приведены в табл. 9.24.



Фиг. 9.57. Контактное уплотнение нейлоновым кольцом.

Уплотнение нейлоновым кольцом, прижимающимся под действием центробежных сил к торцу наружного кольца подшипника, показано на фиг. 9.57.

Манжетные уплотнения из кожи, пластмассы, маслостойкой резины, прорезиненной ткани, графитизированного асбеста и других материалов получили широкое распространение.

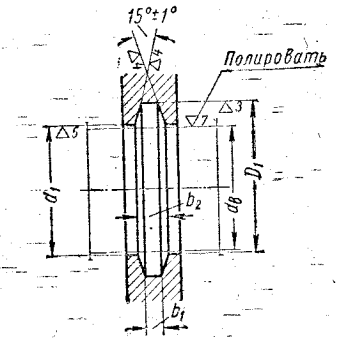
Для того чтобы уплотняющий элемент лучше прилегал к вращающемуся валу, в конструкцию введен металлический элемент (кольцевая или плоская пружина).

Пружины должны прижимать манжеты к валу с незначительной силой так, чтобы вал и подшипники не перегревались. Шейки валов должны быть обработаны с чистотой поверхности не ниже ▽7. Манжетные уплотнения могут работать в узлах с температурой до 90° С при окружных скоростях до 10 *м/сек*.

Манжетные уплотнения делятся на кассетные и бескассетные. Конструкции и размеры бескассетных армированных уплотнений приведены в табл. 9.25.

Типовое одинарное кассетное уплотнение в подшипниковом узле показано на фиг. 9.20 и отдельно на фиг. 9.58, а его размеры в зависимости от диаметра вала приведены в табл. 9.26.

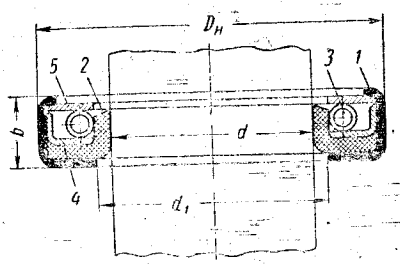
9.24. Канавки под сальниковые войлочные кольца



Размеры в *мм*

Диаметр вала в местах уплотнений $d_в$	D_1	d_1	b_1	b_2	Диаметр вала в местах уплотнений $d_в$	D_1	d_1	b_1	b_2
	Отклонения по A_7					Отклонения по A_7			
10	19	11	2	3	38	51	39	4	6,5
12	21	13			40	53	41		
14	23	15			42	55	43		
15	24	16			45	58	46		
16	27	17	3	4,3	48	61	49		
17	28	18			50	67	51	5	7,1
18	29	19			52	69	53		
20	31	21			55	72	56		
22	33	23			58	75	59		
25	38	26	4	6,5	60	77	61		
28	41	29			65	82	66		
30	43	31			70	87	71	6	8,3
32	45	33			75	94	76		
35	48	36			80	99	81		
36	49	37							

Кассетное уплотнение устанавливают в крышку или корпус с тугой посадкой и дополнительных креплений оно не требует. Если механизм работает в сравнительно чистой среде, то уплотнение устанавливают уплотняющей кромкой в сторону подшипника; если же требуется защитить под-



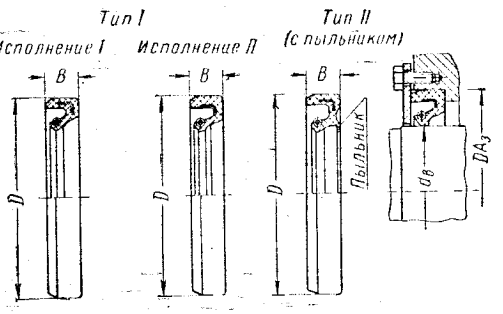
Фиг. 9.58. Манжетное уплотнение (кассетное):

1 — штампованный кожух; *2* — манжета (сеавит); *3* — браслетная пружина; *4* — кольцо уголкового сечения; *5* — шайба.

шипник от загрязненной среды, то уплотнение устанавливают кромкой в обратную сторону или ставят сдвоенные уплотнения (фиг. 9.59).

9.25. Уплотнения резиновые манжетные для валов (по ГОСТ 8752-61)

Размеры в *мм*



d	D	B	d	D	B
15 16	30	7	38 40 42 45	58 60 62 65	10
17	32				
18 19	35		48 50	70	
20 21 22 24	40	10	52 55 58 60	75 80 80 85	12
25 26 28	42 45 47		65 70 75 80 85	90 95 100 105 110	
30 32	52				
35	58				

Примечания: 1. Окружная скорость: для типа *I* — до 10 *м/сек*;
для типа *II* — до 5 *м/сек*.
2. Радиальное биение вала не должно превышать 0,05 *мм*.
3. Чистота обработки вала под манжетой не менее ▽ 7.
4. Температура вала в месте контактной кромки от —45 до +120° С.
5. Исполнение *I* — с привулканизированным каркасом; исполнение *II* — со съемным каркасом.

Достоинства манжетных уплотнений: уменьшение габаритных размеров узла и возможность быстрого монтажа и демонтажа. Недостатки — значительный износ уплотняющих элементов даже при тщательной обработке валов и чувствительность к биению и прогибам валов.

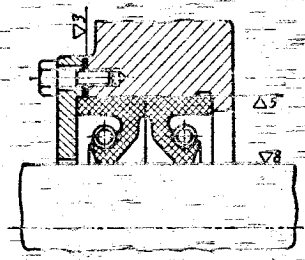
Комбинированную систему уплотнений (фиг. 9.60) применяют в сильно загрязненной среде, она состоит из фетрового или

9.26. Манжетные уплотнения (обозначения по фиг. 9.58)

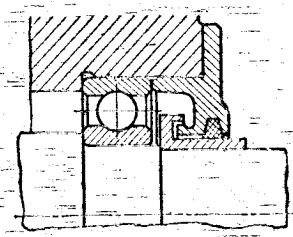
Размеры в *мм*

d	$D_н$	d_1	b	d	$D_н$	d_1	b
15	35	18	10	35	65	42	12
(16)				40	70	48	
(17)	40	20		45	75	52	
18				50	80		
20	45	24		55	85	62	
22				60	90		
25	50	30	12	65	95	72	
28				70	100		
30	55	34		75	105	82	
(32)	60			80	110		

войлочного кольца и отражательного фланца, который при вращении отбрасывает масло в полость корпуса.

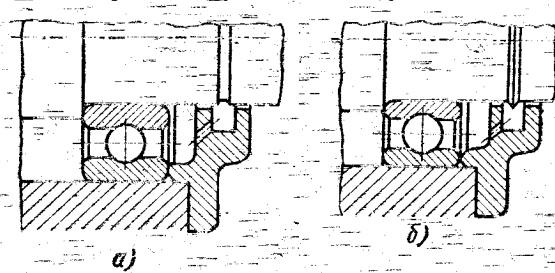


Фиг. 9.59. Сдвоенное манжетное уплотнение.



Фиг. 9.60. Комбинированное уплотнение.

Центробежные уплотнения (фиг. 9.61) основаны на принципе использования центробежных сил для отбрасывания от подшипника



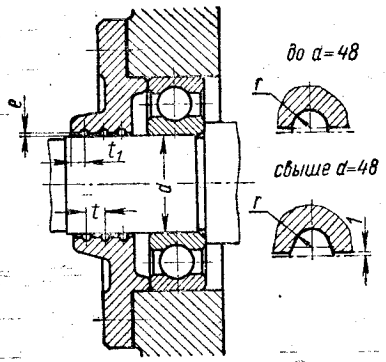
Фиг. 9.61. Центробежные уплотнения:

а — с канавкой на валу; *б* — с кольцевым выступом на валу.

грязи и влаги или для подачи обратно в подшипник вытекающей из него смазки.

Эти уплотнения хорошо работают при окружных скоростях (на поверхности вала) не ниже 7—10 *м/сек*.

Уплотнения с помощью кольцевых зазоров и проточек (жировых канавок), заполненных консистентной смазкой, применяют при работе в относительно чистой и сухой среде при скоростях, не превышающих 5—6 *м/сек*. Размер зазора на сторону колеблется от 0,2 до 0,5 *мм*.



Фиг. 9.62. Уплотнение с кольцевыми канавками, заполняемыми консистентной смазкой.

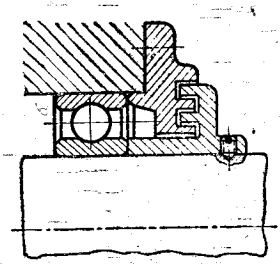
Размеры: $t = 4{,}5$ *мм*; $t_1 = 3$ *мм*; $r = 1{,}5$ *мм*; при $d = 10 \div 50$ *мм* $e = 0{,}2$ *мм*; при $d = 50 \div 80$ *мм* $e = 0{,}3$ *мм*.

Преимущества этих уплотнений — простота и дешевизна конструкций, отсутствие трущихся частей; переменное вращение вала не влияет на работу уплотнений.

Недостаток — ненадежная защита от пыли в сильно загрязненных помещениях, неприменимы при высокой температуре узла.

Подшипниковые узлы, показанные на фиг. 9.14 и 9.16, имеют уплотнения с кольцевым зазором между валом или втулкой и крышкой, а также круговые канавки, заполненные консистентной смазкой. Форма и размеры канавок показаны на фиг. 9.62.

Лабиринтные уплотнения представляют собой небольшие радиальные и осевые зазоры сложной формы (напоминают лабиринт) между вращающимися и неподвижными деталями. Эти уплотнения надежно защищают подшипники от грязи при работе как на жидкой, так и на консистентной смазке; не имеют трущихся деталей; применимы при большой окружной скорости (до 6 *м/сек*). Лабиринтные уплотнения часто применяют в комбинации с другими уплотнениями (см. фиг. 9.17, 9.19 и 9.30).



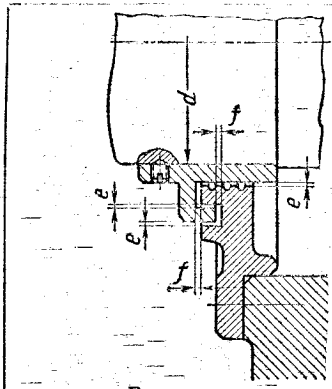
Фиг. 9.63. Осевое лабиринтное уплотнение.

Эти уплотнения делятся на два вида — осевые (фиг. 9.63) и радиальные (фиг. 9.64). Размеры радиальных и осевых зазоров для лабиринтно-канавочных уплотнений приведены в табл. 9.27.

Защитные кольца и шайбы подразделяют на неподвижные и вращающиеся.

Неподвижные уплотнения применяют при консистентной смазке в условиях чистой и сухой среды; они препятствуют вытеканию смазки и попаданию грязи в подшипник.

9.27. Лабиринтно-канавочные уплотнения

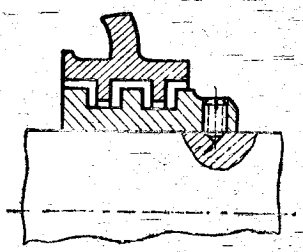


Размеры в *мм*

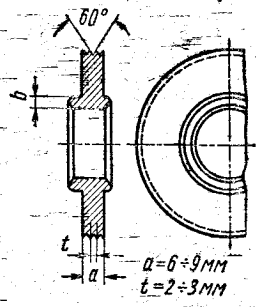
d	e	f	d	e	f
15	0,2		50	0,3	
20	0,2		55	0,3	
25	0,2		60	0,3	
30	0,2	1	65	0,3	1,5
35	0,2		70	0,3	
40	0,2		75	0,3	
45	0,2		80	0,3	

Узлы с неподвижными защитными шайбами показаны на фиг. 9.65.

Вращающиеся кольца (мазеудерживающие) часто устанавливают в редукторах при применении в подшипниковых узлах консистентной смазки. Эти кольца не допускают попадания жидкой смазки из общей масляной ванны редуктора в подшипники (центробежные силы отбрасывают масло и грязь).

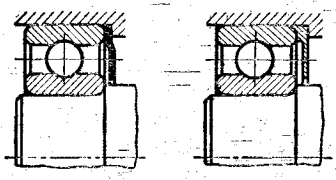


Фиг. 9.64. Радиальное лабиринтное уплотнение.

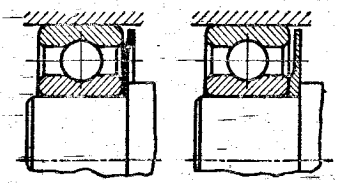


Размер b принимается равным высоте буртика вала

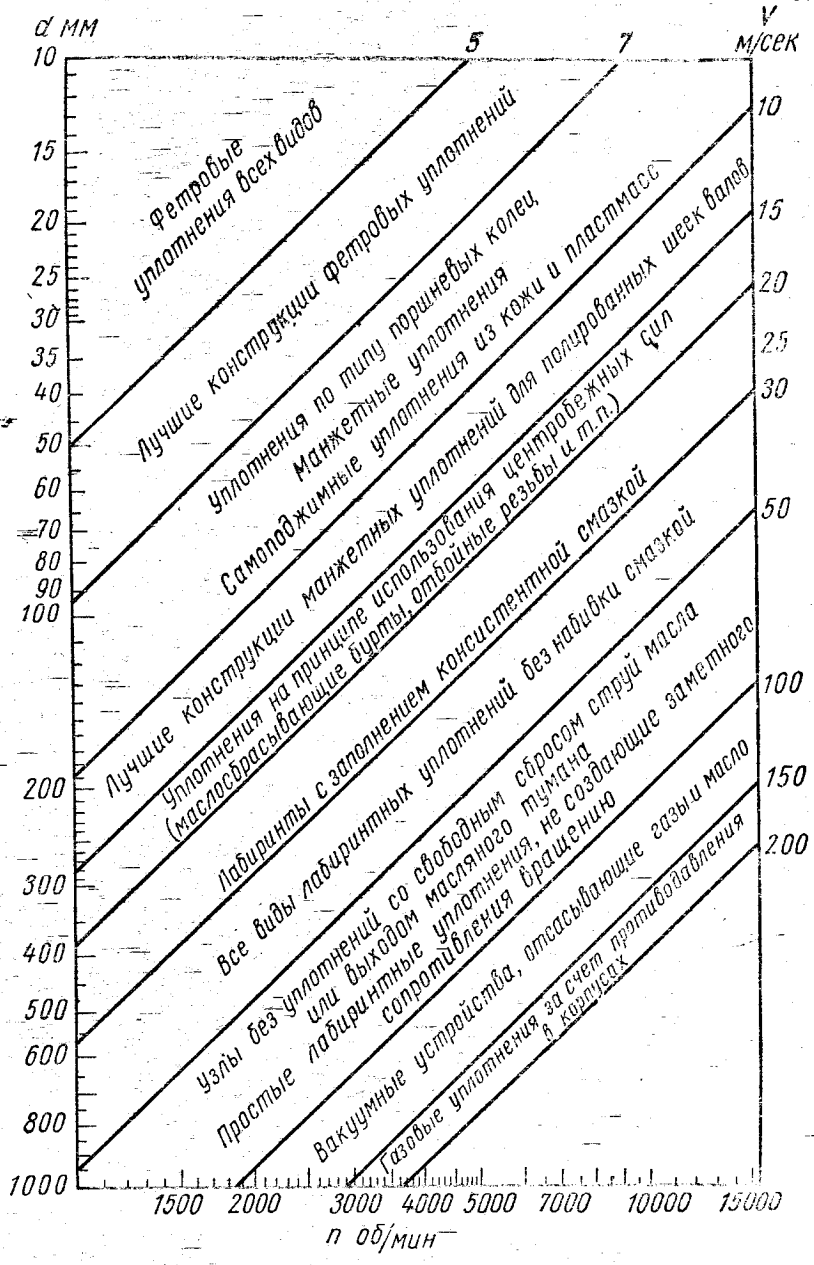
Фиг. 9.66. Мазеудерживающее кольцо.



Фиг. 9.65. Уплотнения с помощью неподвижных шайб.



Фиг. 9.67. Уплотнения в виде вращающихся шайб (маслозащитных).



Фиг. 9.68. Диаграмма для выбора типа уплотнения в зависимости от окружной скорости вала.

Мазеудерживающие кольца установлены в узлах по фиг. 9.18, 9.19, 9.29 и 9.30.

Мазеудерживающее кольцо и его основные размеры показаны на фиг. 9.66. Кольцо имеет две-три круговые канавки треугольного сечения. Устанавливать его следует так, чтобы оно выходило за торец стакана или стенки внутрь корпуса на 1—2 *мм*. Зазор между наружной поверхностью кольца и стаканом (корпусом) порядка 0,2 *мм*.

Если подшипник следует защитить от избытка смазки, то можно установить вращающиеся шайбы (фиг. 9.67), которые отбрасывают жидкое масло в корпус. Эти шайбы не только ограждают подшипники от избытка смазки, но и препятствуют попаданию в них грязи и металлических частиц, которые образуются от износа зубчатых колес и червячных пар.

Уплотнения подшипниковых узлов на вертикальных валах принципиально не отличаются от горизонтальных, однако их конструкции обычно более сложны. Сведения о более сложных типах уплотнений можно найти в специальной литературе [61].

Для выбора типа уплотнений можно пользоваться фиг. 9.68.

Глава X

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДЛЯ РЕДУКТОРОВ

§ 38. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В редукторах общего назначения подшипники скольжения применяют довольно редко, так как они имеют следующие недостатки по сравнению с подшипниками качения:

1) повышенный износ, отражающийся на прилегании зубьев и точности зацепления;

2) не обеспечивают взаимозаменяемости, что усложняет и удорожает ремонт;

3) повышенные потери на трение, снижающие общий к. п. д. редуктора.

Подшипники скольжения имеют и некоторые преимущества: работоспособны в широком температурном диапазоне и в химически активной среде; бесшумны; допускают замену без снятия муфт; в условиях жидкостного трения подшипники скольжения имеют ничтожный износ, и потери на трение в них весьма малы. Поэтому применение их целесообразно в быстроходных передачах, работающих длительное время без перерыва, например в турбинных редукторах; подшипники жидкостного трения рассчитывают на основе гидродинамической теории смазки (см., например, работы [45], [52], [58], [59]). Здесь этот расчет не приводится.

Допускается установка подшипников скольжения и в тихоходных передачах, если это экономически оправдано и если износ трущихся поверхностей не отразится существенно на точности зубчатого зацепления. Так как жидкостной режим при этом не обеспечивается, то ограничиваются элементарным расчетом подшипников — по удельной нагрузке p и произведению pv.

§ 39. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Диаметр d и длина l вкладыша определяются размерами шипа или шейки, принятыми при расчете и конструировании вала, причем длину l берут обычно в пределах $(0{,}5 : 1{,}0)\,d$; бо́льшие значения

выбирать не рекомендуется во избежание увеличения прогиба шипа в опоре. Размеры вкладыша проверяют на износ по средней удельной нагрузке

$$p = \frac{P}{ld} \leqslant [p] \qquad (10.1)$$

и на нагрев по произведению

$$pv \leqslant [pv]; \qquad (10.2)$$

здесь P — радиальная нагрузка рассчитываемого подшипника;
l — длина шипа;
d — диаметр шипа;
v — окружная скорость цапфы;
p — удельная нагрузка;
$[p]$ — допускаемое значение удельной нагрузки;
$[pv]$ — допускаемое значение условной характеристики нагрева.

Для предварительных расчетов значения $[p]$ и $[pv]$ можно принимать по табл. 10.1. Более подробные сведения об этих величинах приведены в табл. 10.2 и 10.3.

10.1. Значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипников скольжения редукторов

Материалы цапфы и вкладыша подшипника	$[p]$		$[pv]$	
	в $кГ/см^2$	в $Мн/м^2$	в $\frac{кГ \cdot м}{см^2 \cdot сек}$	в $Мн \cdot м/м^2 \cdot сек$
Сталь по чугуну	30	2,94	30	2,94
Сталь по бронзе	50	4,90	80	7,85
Сталь по баббиту	60	5,88	200	19,6

10.2. Антифрикционный чугун для вкладышей

Марка чугуна	Твердость HB	$[p]$		v в $м/сек$	$[pv]$	
		в $кГ/см^2$	в $Мн/м^2$		в $\frac{кГ \cdot м}{см^2 \cdot сек}$	в $Мн \cdot м/м^2 \cdot сек$
АСЧ-1	180—229	0,5 90	0,049 8,83	2 0,2	1,0 18	0,098 1,77
АСЧ-2 АСЧ-3	190—229 160—190	1 60	0,098 5,88	3 0,75	3 45	0,29 4,41
АВЧ-1 АВЧ-2	210—260 167—197	5 120	0,49 11,77	5 1,0	25 120	2,45 11,77
АКЧ-1 АКЧ-2	197—217 167—197	5 120	0,49 11,77	5 1,0	25 120	2,45 11,77

10.3. Бронза и латунь для вкладышей

Наименование	Марка	Характеристика и область применения
Бронза: оловянная	Бр. ОФ 10-1 Бр. ОФ 6,5-0,15	Обладает высокими антифрикционными свойствами, но сравнительно дорогая; применяется для ответственных передач при высокой удельной нагрузке — $p \leqslant 150$ *кГ/см²* ($\sim 14{,}7$ *Мн/м²*) и скорости до 10 *м/сек*, $pv \leqslant 150$ *кГ·м/см²·сек* ($\sim 14{,}7$ *Мн·м/м²·сек*)
	Бр. ОСЦ 6-6-3	При средней удельной нагрузке $p \leqslant 60$ *кГ/см²* (5,88 *Мн/м²*) и скорости до 5 *м/сек*; $pv \leqslant 100$ *кГ·м/см²·сек* (9,81 *Мн·м/м²сек*)
алюминиевая	Бр. АЖ 9-4 Бр. АЖМц 10-3-1	Обладает высокими механическими свойствами; применяется при среднем и повышенном давлении $p \leqslant 200$ *кГ/см²* (19,6 *Мн/м²*), $pv \leqslant 120$ *кГ·м/см²·сек* (11,8 *Мн·м/м²·сек*), но при $v \leqslant 4$ *м/сек*
кремнистая	Бр. КМц. 3-1	Заменяет оловянную бронзу
Латунь	ЛАЖМц 66-6-3-2 ЛМцОС 58-2-2-2	Применяется в редукторах с постоянной и переменной нагрузкой $p \leqslant 120$ *кГ/см²* (11,8 *Мн/м²*) при небольшой окружной скорости ($v \leqslant 2$ *м/сек*); $pv \leqslant 100$ *кГ·м/см²·сек* (9,81 *Мн·м/м²·сек*); заменяет оловянную бронзу, но антифрикционные свойства ее несколько ниже

Если при проверке значения p и pv оказались выше допускаемых, то следует увеличить l и d, не выходя за пределы рекомендуемых значений отношения $\frac{l}{d}$.

При наличии осевой нагрузки Q надо делать вкладыш с увеличенным буртом (фиг. 10.1), диаметр которого определяют из расчета на износ по формуле

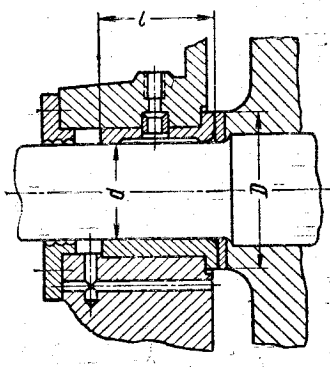
$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d_0^2) \geqslant \frac{Q}{[p]}; \qquad (10.3)$$

здесь $d_0 = d + 2\rho$, где ρ — радиус галтели, равный $(0{,}03 \div 0{,}05)d$.

При проверке величины произведения pv для кольцевой опорной поверхности, через которую передается осевое усилие, значение скорости вычисляют для точек окружности так называемого приведенного радиуса

$$R_{пр} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \qquad (10.4)$$

Значения $[p]$ и $[pv]$ для плоских поверхностей буртов вкладышей, а также для подпятников следует принимать на 30—40% ниже указанных в табл. 10.2—10.4.



Фиг. 10.1. Подшипник для радиальной и осевой нагрузок.

При низких окружных скоростях ($v \leqslant 0{,}5$ *м/сек*) и нагрузках ($p \leqslant 5$ *кГ/см²* $\approx 0{,}49$ *Мн/м²*) вкладыши можно изготовлять из серого чугуна СЧ 15-32 и СЧ18-36. При несколько бо́льших скоростях и нагрузках ($v \leqslant 1$ *м/сек*; $p \leqslant 10$ *кГ/см²* $= 0{,}981$ *Мн/м²*) допускается применение чугуна СЧ 21-40 и СЧ 24-44. Указанные марки чугуна не рекомендуются при ударной нагрузке. Бо́льшую износостойкость имеют вкладыши из антифрикционного чугуна (табл. 10.2); твердость цапфы должна быть выше твердости вкладыша. Чистота поверхностей — не ниже $\nabla 6$. Толщина вкладыша $s \approx 0{,}03d + (2 \div 5)$ *мм*.

Сведения о специальных подшипниковых сплавах — бронзе, латуни и баббите — приведены в табл. 10.3 и 10.4.

10.4. Баббиты для заливки вкладышей

Баббит	Марка	Область применения
Оловянно-сурьмянистый	Б83	Обладает весьма высокими антифрикционными свойствами, но дорог; применяется для особо ответственных машин при $pv \leqslant 200$ *кГ·м/см²·сек* (19,6 *Мн·м/м²·сек*), например для заливки подшипников турбин, турбинных редукторов, электрических машин и пр., при условии жидкостного трения
Оловянно-свинцовистый	Б16	Нагрузка без значительных ударов; $pv \leqslant 100$ *кГ·м/см²сек* (9,81 *Мн·м/м²·сек*)
	БН	Ударная и знакопеременная нагрузка; $p \leqslant 200$ *кГ/см²* (19,6 *Мн/м²*), $pv \leqslant 100$ *кГ·м/см²·сек* (9,81 *Мн·м/м²·сек*)
	Б6	Умеренная спокойная нагрузка и средняя скорость; допускается для ударной нагрузки при $pv \leqslant 50$ *кГ·м/см²·сек* (4,9 *Мн·м/м²·сек*)
Кальциевый	БК и БК-2	Для тихоходных передач при спокойной нагрузке; допускает значительную удельную нагрузку $p \leqslant 200$ *кГ/см²* (19,6 *Мн/м²*), $pv \leqslant 60$ *кГ·м/см²·сек* (5,88 *Мн·м/м²·сек*)

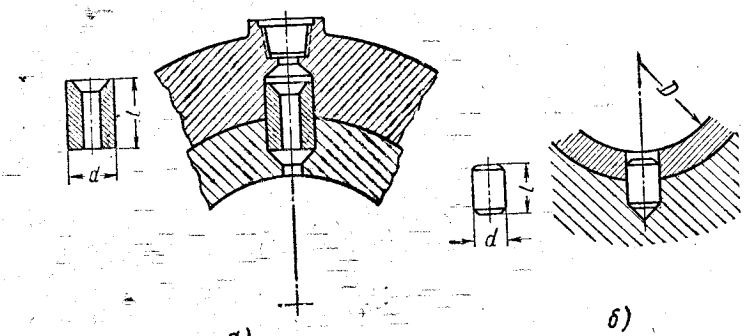
Марка бронзы или латуни дает возможность судить о ее химическом составе, так как буквы обозначают компоненты сплава, а цифры — примерное содержание их в сплаве в процентах. Например, бронза Бр. АЖМц 10-3-1,5 содержит алюминия 10%, железа 3%, марганца 1,5%, медь — остальное; латунь ЛАЖМц 66-6-3-2 содержит 66% меди, 6% алюминия, 3% железа, 2% марганца, остальное цинк.

Толщина бронзовых вкладышей $s = 0{,}03d + (1 \div 3)$ *мм*.

Толщина слоя баббита на бронзовом вкладыше $s_1 \approx 0{,}1 \div 0{,}5$ *мм*; для чугунного вкладыша толщину слоя увеличивают до $(0{,}01 \div 0{,}02)\ d$. Так как к чугуну баббит пристает хуже, чем к бронзе, то для лучшего сцепления на поверхности вкладышей делают пазы или оставляют следы грубой обработки.

Рекомендуемые посадки вкладышей в корпусы редукторов: $\frac{A}{Пл}$, $\frac{A}{Г}$, $\frac{A}{Ц}$. Цапфа во вкладыше должна иметь гарантированный зазор (посадки $\frac{A}{X}$, $\frac{A_{2a}}{X}$, $\frac{A_3}{X_3}$ или соответствующие посадки в системе вала).

Для предохранения вкладыша от проворачивания служат закрепительные втулки (фиг. 10,2, *а*) или штифты (фиг. 10,2, *б*), размеры



Фиг. 10.2. Способы фиксации вкладышей:
а — закрепительной втулкой; *б* — штифтом.

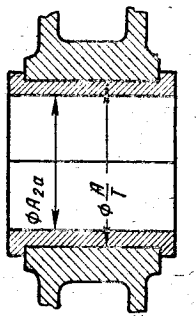
10.5. Размеры закрепительных штифтов и втулок

Обозначения по фиг. 10.2	Размеры в *мм* при диаметре вала D				
	До 25	28—40	45—70	75—90	95—120
d	6—8	10—12	12—14	16—18	18—20
l	8—16	12—20	16—30	20—40	30—45

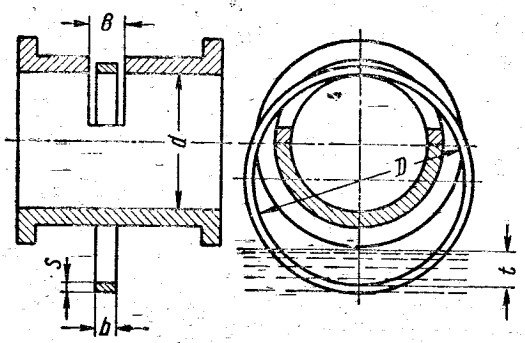
которых приведены в табл. 10.5; от осевого перемещения вкладыши удерживаются буртиками с одной или двух сторон (фиг. 10.3).

К гнезду редуктора вкладыш должен прилегать по всей поверхности без выточек и карманов, так как они уменьшают жесткость и ухудшают теплопередачу.

Смазку редукторных подшипников можно осуществлять разбрызгиванием от зубчатых колес; однако при малой окружности скорости на ободе колеса ($v < 2$ *м/сек*) разбрызгиванием смазка не обеспечивается, приходится ставить масленки для жидкого масла (фитильные, игольчатые и др.), а для тихоходных редукторов, работающих с большими перерывами — масленки для консистентной смазки. Жидкое масло рекомендуется брать той же марки, что и заливаемое в редуктор для смазки зубчатых колес. На игольчатые, колпачковые и прессмасленки имеется ГОСТ 1303-56* (см. табл. П33—П37).



Фиг. 10.3. Вкладыши с двумя буртиками.



Фиг. 10.4. Вкладыш подшипника с кольцевой смазкой.

При большой окружной скорости колеса ($v \approx 10 \div 12$ *м/сек*) смазка разбрызгиванием не допускается, так как происходит сильное вспенивание масла; в этом случае применяют принудительную смазку под давлением как для зацепления колес, так и для подшипников.

Кольцевую смазку в редукторах общего назначения применяют сравнительно редко; она осуществляется кольцом, свободно висящим на валу и погруженным в масляный резервуар, который должен быть отделен от общей камеры редуктора, чтобы сохранять уровень масла (фиг. 10.4 и табл. 10.6).

Конструкция опоры, воспринимающей только радиальную нагрузку, показана на фиг. 10.5. Вкладыш бронзовый или чугунный, без буртов, от осевого смещения и проворачивания удерживается штифтом. Смазка может производиться маслом, поступающим из картера через каналы, профрезерованные в плоскости разъема, в кольцевую проточку в гнезде, откуда через сверления во вкладыше смазка попадает на трущиеся поверхности. Можно подавать смазку капельной масленкой, ввертываемой сверху в вертикальный канал.

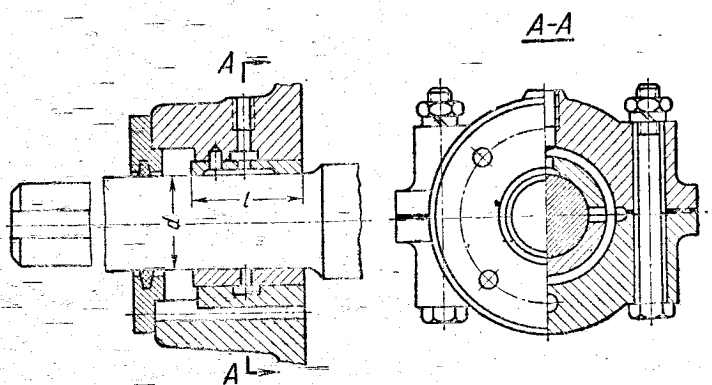
Подшипник для быстроходного вала редуктора показан на фиг. 10.6. Вал имеет буртики, которые могут передавать небольшую

10.6. Размеры смазочных колец в *мм*

(Обозначения по фиг. 10.4)

d вала	D кольца	b	S	B	Уровень масла t
13—18	25	6	2	7—10	0,25D
20—22	40—45	6	2	7—10	
25—28	50	8	3	9—12	
30—32	55—60	8	3	9—12	
35—42	65—75	10	3	11—14	0,20D
45—55	80—90	12	4	13—16	
60—80	100—130	12	4	13—16	0,15D
90—120	140—180	15	5	18—20	

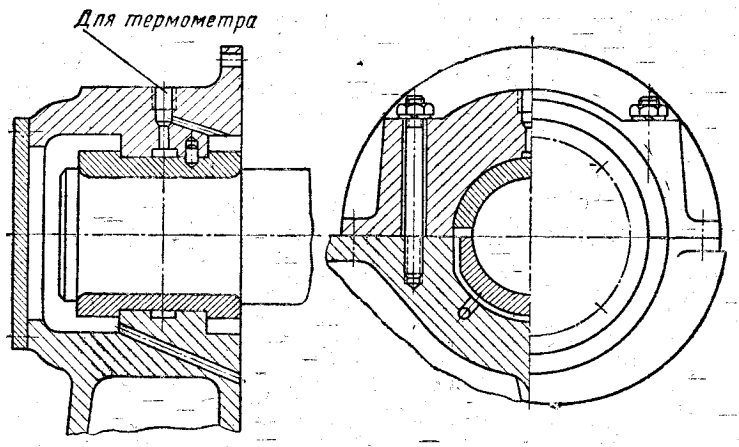
осевую нагрузку в обоих направлениях. Вкладыш залит баббитом. Смазка принудительная, подается насосом и поступает через канал в плоскость разъема; по наклонному каналу масло, выходящее с торца, стекает в картер редуктора. Специальный канал подводит масло к контрольному термометру, установленному сверху.



Фиг. 10.5. Подшипник для радиальной нагрузки.

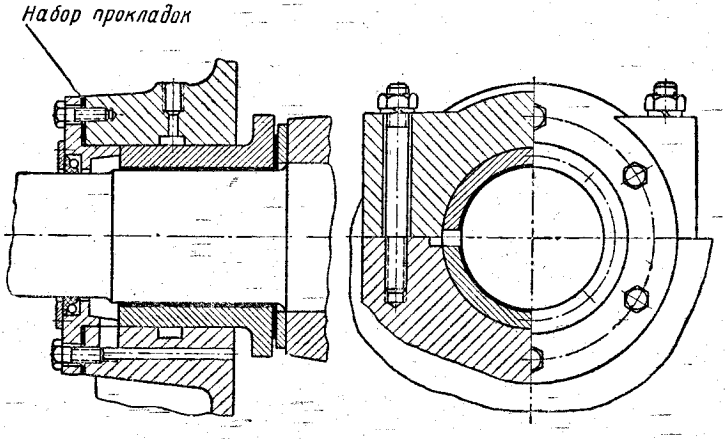
Опора, способная воспринимать не только радиальную, но и значительную осевую нагрузку, показана на фиг. 10.7. Такая конструкция применяется в червячных редукторах и зубчатых — с косозубыми и коническими колесами. Вкладыш (с заливкой или без нее, в зависимости от условий работы) имеет с одной стороны буртик для восприятия односторонней осевой нагрузки, с другой стороны упирается в крышку.

Осевой зазор, необходимый для компенсации теплового расширения вала, регулируют металлическими прокладками, устанав-



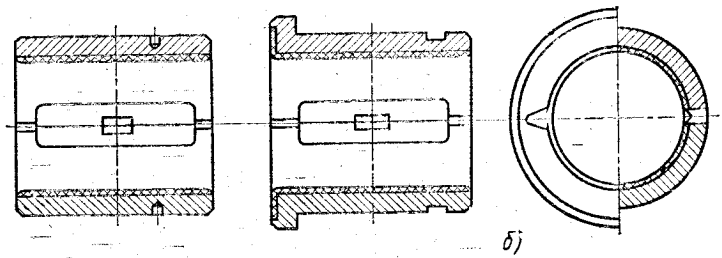
Фиг. 10.6. Подшипник для радиальной и небольшой осевой нагрузок.

ливаемыми между крышкой и корпусом редуктора. Смазка может осуществляться масленкой или насосом, как в предыдущем случае.



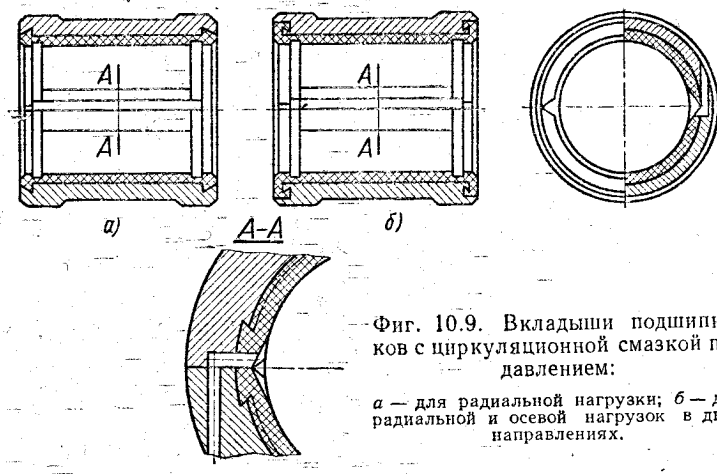
Фиг. 10.7. Подшипник для радиальной и односторонней осевой нагрузок.

Конструкция вкладыша подшипника редуктора без бурта, воспринимающего только радиальную нагрузку, и вкладыша с одним буртом, имеющим торцовую заливку баббитом, способного воспринимать радиальную и одностороннюю осевую нагрузки, показаны на фиг. 10.8. Вкладыши подшипников для принудительной смазки



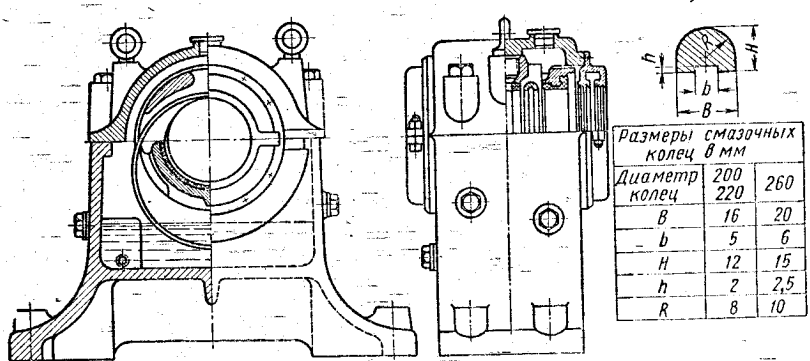
Фиг. 10.8. Вкладыши подшипников редукторов:

а — для радиальной нагрузки; *б* — для радиальной и осевой нагрузок.



Фиг. 10.9. Вкладыши подшипников с циркуляционной смазкой под давлением:

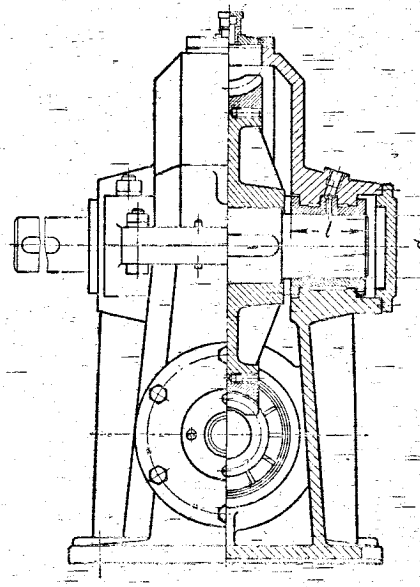
а — для радиальной нагрузки; *б* — для радиальной и осевой нагрузок в двух направлениях.



Размеры смазочных колец в мм		
Диаметр колец	200 220	260
B	16	20
b	5	6
H	12	15
h	2	2,5
R	8	10

Фиг. 10.10. Подшипник с кольцевой смазкой.

под давлением показаны на фиг. 10.9. Отдельно стоящий подшипник скольжения конструкции завода «Электросила» для валов диаметром 100—150 *мм* представлен на фиг. 10.10. Два кольца, свободно висящих на валу, обеспечивают смазку при окружной скорости шейки $v = 2 \div 12{,}5$ *м/сек*.



Фиг. 10.11. Червячный редуктор с валом на подшипниках скольжения (к примеру расчета подшипника).

Конструкции и размеры разъемных подшипников скольжения и вкладышей по нормалям машиностроения приведены в табл. П30—П32.

Пример. Рассчитать подшипник вала червячного колеса (фиг. 10.11) при следующих условиях: радиальная нагрузка на подшипник $P = 1\,000$ *кГ* $= 9810$ *н*; осевая нагрузка на подшипник $Q = 400$ *кГ* $= 3920$*н*. Диаметр шипа $d = 80$ *мм*; угловая скорость $\omega = 10$ *рад/сек*.

Расчет. Определяем длину вкладыша, принимая среднее из рекомендуемых значение отношений $l : d$:

$$l = 0{,}75d = 0{,}75 \cdot 80 = 60 \text{ мм}.$$

Материал вкладыша выбираем по табл. 10.2; принимаем антифрикционный чугун АСЧ-1. Толщина стенки вкладыша $s = 0{,}03d + (2 \div 5)$ *мм* ≈ 5 *мм*; высота буртика $h = 5$ *мм*; наружный диаметр буртика $D = d + 2s + 2h = 80 + 10 + 10 = 100$ *мм*. Внутренний диаметр опорной поверхности кольца равен диаметру вала $d_0 = d = 80$ *мм*. Находим среднее удельное давление на вкладыши от радиальной нагрузки:

$$p = \frac{P}{ld} = \frac{1000}{6 \cdot 8} = 21 \text{ кГ/см}^2 = 2{,}06 \text{ Мн/м}^2.$$

Окружная скорость

$$v = \omega \frac{d}{2} = 10 \frac{0{,}08}{2} = 0{,}4 \text{ м/сек}.$$

Вычисляем произведение

$$pv = 21 \cdot 0{,}4 = 8{,}4 \text{ кГ·м/см}^2\text{·сек} = 0{,}824 \text{ Мн·м/м}^2\text{·сек}.$$

Определяем допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$. Из табл. 10.2 имеем при $v_1 = 0{,}2$ *м/сек* $[pv]_1 = 18$ *кГ·м/см²·сек*; при $v_2 = 2$ *м/сек* $[pv]_2 = 1$ *кГ·м/см²·сек*.

Для определения значения $[pv]$ примем линейную зависимость этой величины от v; так как в табл. 10.2 приведены $[pv]$ для частных

значений v, то при линейной интерполяции применяем уравнение прямой, проходящей через две заданные точки

$$\frac{y-y_1}{y_2-y_1}=\frac{x-x_1}{x_2-x_1};$$

отсюда

$$y=\frac{x-x_1}{x_2-x_1}(y_2-y_1)+y_1.$$

Пусть $[pv]=y$; $v=x$, тогда

$$[pv]=\frac{v-v_1}{v_2-v_1}([pv]_2-[pv]_1)+[pv]_1=\frac{0{,}4-0{,}2}{2-0{,}2}(1-18)+18=$$

$$=16{,}1\ кГ\cdot м/см^2сек\ (1{,}58\ Мн\cdot м/м^2сек);$$

$$[p]=\frac{[pv]}{v}=\frac{16{,}1}{0{,}4}\approx 40\ кГ/см^2\ (3{,}92\ Мн/м^2).$$

Для поверхности, воспринимающей радиальную нагрузку, условия (10.1) и (10.2), т. е. $p\leqslant[p]$ и $pv\leqslant[pv]$ выполнены.

Проверяем удельное давление от осевой нагрузки

$$p=\frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2-d_0^2)}=\frac{400}{\frac{3{,}14}{4}(10^2-8^2)}\approx 14{,}1\ кГ/см^2=1{,}38\ Мн/м^2.$$

Определяем по формуле (10.4) приведенный радиус

$$R_{пр}=\frac{1}{3}\cdot\frac{D^3-d_0^3}{D^2-d_0^2}=\frac{1}{3}\cdot\frac{10^3-8^3}{10^2-8^2}\approx 45\ мм=0{,}045\ м.$$

Расчетная средняя скорость

$$v_{ср}=\omega R_{пр}=10\cdot 0{,}045=0{,}45\ м/сек;$$

$$pv_{ср}=14{,}1\cdot 0{,}45=6{,}3\ кГ\cdot м/см^2\cdot сек\ (0{,}62\ Мн\cdot м/м^2\cdot сек).$$

Для цилиндрической поверхности значение

$$[pv]=\frac{0{,}45-0{,}2}{2-0{,}2}(1-18)+18\approx$$

$$\approx 15{,}6\ кГ\cdot м/см^2\cdot сек\ (15{,}3\ Мн\cdot м/м^2\cdot сек).$$

Для плоской поверхности значение $[pv]$ снижаем на 30%, тогда

$$[pv]=0{,}7\cdot 15{,}6=10{,}9\ кГ\cdot м/см^2\cdot сек\ (1{,}07\ Мн\cdot м/м^2\cdot сек).$$

Соответствующее значение

$$[p]=\frac{[pv]}{v_{ср}}=\frac{10{,}9}{0{,}45}=24{,}2\ кГ/см^2\ (2{,}37\ Мн/м^2).$$

Таким образом, для торцовой поверхности вкладыша, воспринимающей осевую нагрузку, значения p и pv не превышают допускаемых величин.

Глава XI

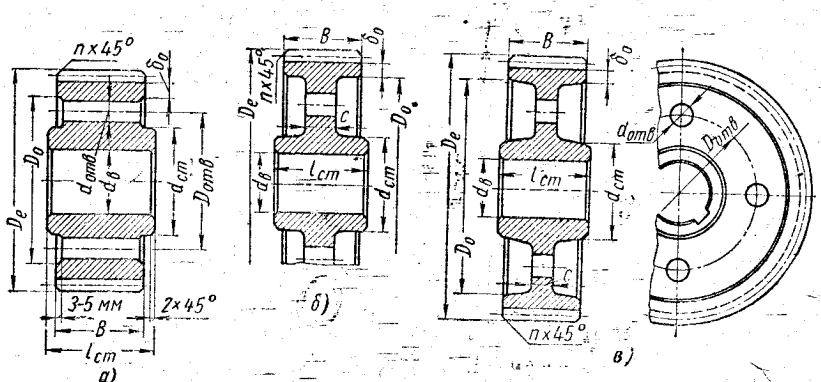
КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ. СМАЗКА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

§ 40. КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

Типовые конструкции и выбор основных размеров металлических зубчатых колес

Цилиндрические зубчатые колеса. Стальные зубчатые колеса диаметром до 400—500 *мм* (в отдельных случаях до 600 *мм*) выполняют коваными, при бо́льших диаметрах — литыми. Типовые конструкции кованых колес и основные соотношения их элементов приведены на фиг. 11.1.

Конструкцию, показанную на фиг. 11.1, *а* применяют при наружном диаметре колеса $D_e \leqslant 200$ *мм* или при нешироких колесах ($\psi_A \leqslant 0{,}2$) при $D_e \leqslant 400$ *мм*. Конструкцию по фиг. 11.1,*б* и *в*

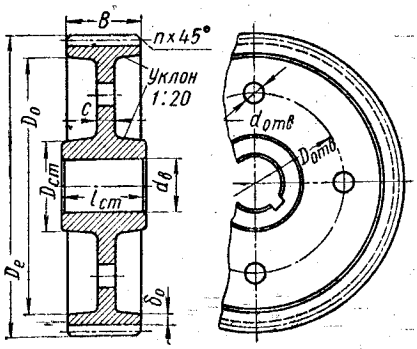


Фиг. 11.1. Цилиндрические зубчатые колеса:

кованые: $а$ — $D_e \leqslant 200$ *мм*; $б$ — $D_e \leqslant 500$ *мм*; $в$ — штампованные $D_e \leqslant 500$ *мм*; $d_{ст} = 1{,}6d_в$; $l_{ст} \geqslant B$ при соблюдении условия $l_{ст} = (1{,}2 \div 1{,}5)\, d_в$; $\delta_0 = (2{,}5 \div 4)\, m_n$, но не менее 8—10 *мм*; $n = 0{,}5\, m_n$; $D_{отв} = 0{,}5\,(D_0 + d_{ст})$; $C = 0{,}3B$ — для кованых колес и $C = (0{,}2 \div 0{,}3)\, B$ — для штампованных; $d_{отв} = 15 \div 25$ *мм*, при малых $D_в$ не делается.

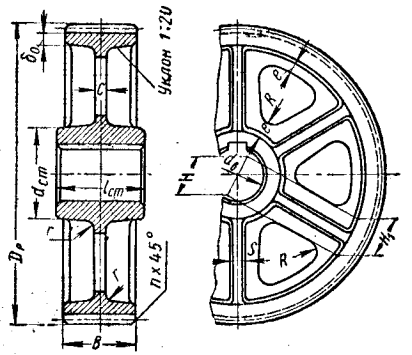
применяют при $D_e \leqslant 500 \div 600$ *мм*. Конструкция литого колеса при $D_e \leqslant 500 \div 600$ *мм* представлена на фиг. 11.2.

При больших диаметрах используют конструкцию со спицами (фиг. 11.3). Форма сечения спиц и основные соотношения приведены



Фиг. 11.2. Литое цилиндрическое зубчатое колесо с прямым диском:

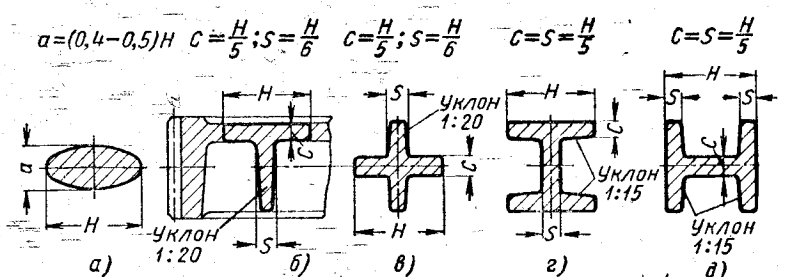
$D_e \leqslant 500$ *мм*; $d_{cm} = 1{,}6\ d_в$ — для стального литья; $d_{cm} = 1{,}8\ d_в$ — для чугунного литья; $l_{cm} \geqslant B$ при соблюдении условия $l_{cm} = (1{,}2 \div 1{,}5)\ d_в$; $\delta_0 = (2{,}5 \div 4)\ m_n$, но не менее 8—15 *мм*; $d_{отв} = 0{,}25\ (D_0 - d_{cm})$; $C \approx 0{,}2\ B$, но не менее 10 *мм*.



Фиг. 11.3. Литое цилиндрическое зубчатое колесо:

$D_e = 400 \div 1000$ *мм*; $B \leqslant 200$ *мм*; $d_{cm} = 1{,}6\ d_в$ — для стального литья; $l_{cm} \geqslant B$ при соблюдении условия $l_{cm} = (1{,}2 \div 1{,}5)\ d_в$, $\delta_0 = (2{,}5 \div 4)\ m_n$, но не менее 8—15 *мм*; $n = 0{,}5\ m_n$; $H = 0{,}8\ d_в$; $H_1 = 0{,}8\ H$; R — вписанная дуга окружности; $C = \frac{H}{5}$, но не менее 10 *мм*; $S = \frac{H}{6}$, но не менее 10 *мм*, $e = 0{,}8\ \delta_0$.

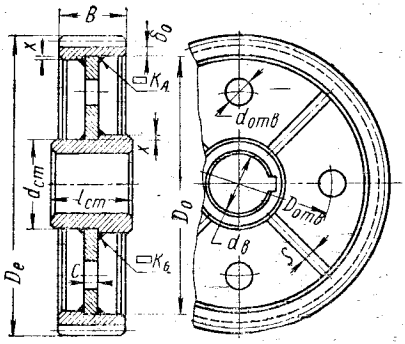
на фиг. 11.4. Крупные колеса (диаметром свыше 500 *мм*) средней точности, а в отдельных случаях и меньшего диаметра — делают сварными (фиг. 11.5).



Фиг. 11.4. Формы сечения спиц литых зубчатых колес:

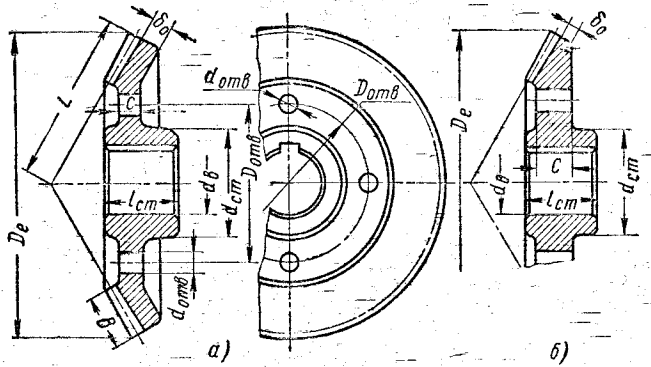
а — эллиптическая; *б* — тавровая; *в* — крестообразная; *г* и *д* — двутавровая.

Конические зубчатые колеса. Конструкции и основные соотношения размеров кованого колеса приведены на фиг. 11.6. При использовании данной конструкции для колес из чугунного литья наружная поверхность ступицы должна иметь литейные уклоны.



Фиг. 11.5. Сварное зубчатое колесо:

$d_{cm} = 1{,}6\ d_в$; $l_{cm} = (1{,}2 \div 1{,}5)\ d_в$; $\delta_0 = 2{,}5\ m_n$; но не менее 8 *мм*; $x = 5$ *мм*; $C = (0{,}1 \div 0{,}15)\ B$, но не менее 8 *мм*; $S = 0{,}8\ C$; $D_{отв} = 0{,}5\ (D_0 + d_{cm})$; $d_{отв} \approx 15 \div 20$ *мм*. Катеты швов: $K_A \approx 0{,}05 d_в$; $K_Б \approx 0{,}1\ d_в$, но не менее 4 *мм*. Ребра приваривают швом $K_Б$.

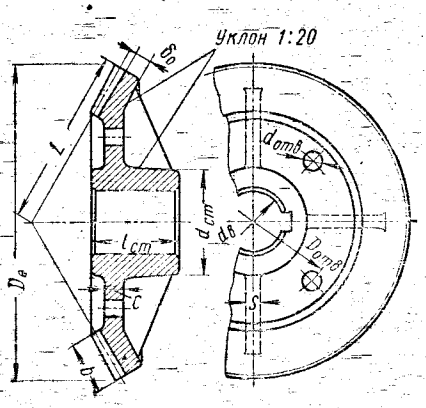


Фиг. 11.6. Коническое зубчатое колесо:

а — штампованное; *б* — кованое; D_e до 500 *мм*; $d_{cm} = 1{,}6 d_в$; $l_{cm} = (1{,}2 \div 1{,}5) d_в$; $\delta_0 = (3 \div 4)\ m$, но не менее 10 *мм*; $C = (0{,}1 \div 0{,}17)\ L$. Размеры $D_{отв}$ и $d_{отв}$ принимают конструктивно.

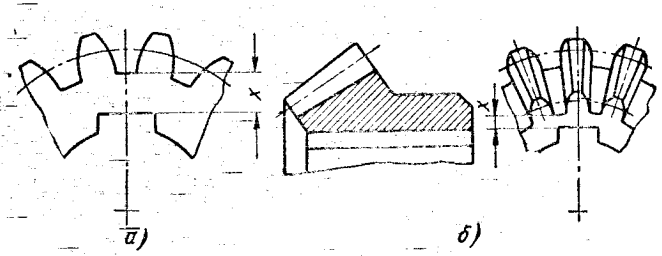
Фиг. 11.7. Литое коническое зубчатое колесо:

$D_e > 300$ *мм*; $d_{cm} = 1{,}6\ d_в$ — стальное литье; $d_{cm} = 1{,}8\ d_в$ — чугунное литье; $l_{cm} = (1 \div 1{,}5)\ d_в$, $\delta_0 = (3 \div 4)\ m$, но не менее 10 *мм*; $C = (0{,}1 \div 0{,}17)\ L$, но не менее 10 *мм*, $S = 0{,}8\ C$, но не менее 10 *мм*; $D_{отв}$ и $d_{отв}$ — принимают по конструктивным соображениям.



Для колес из стального литья рекомендуется конструкция, изображенная на фиг. 11.7, которая может быть использована и для колес из чугунного литья.

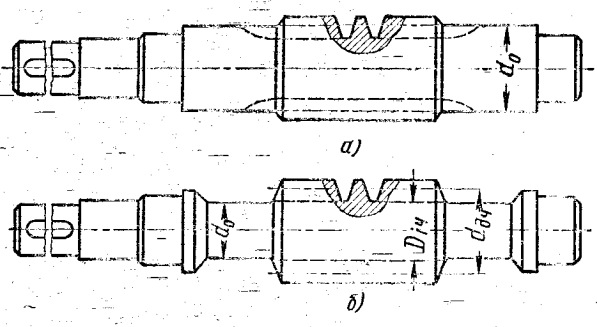
Цилиндрические и конические шестерни делают как одно целое с валом (так называемые вал-шестерни), если расстояние x от впа-



Фиг. 11.8.

дины зуба до шпоночного паза (фиг. 11.8) меньше 2,5 m_s для цилиндрических и 1,6 m для конических шестерен. Иногда шестерню делают заодно с валом и при несколько большем размере x.

Червяки и червячные колеса. Червяк в большинстве случаев делают заодно с валом, при этом витки могут быть получены фрезе-



Фиг. 11.9. Конструкции червяков:

а — с фрезерованными витками; *б* — с витками, нарезанными на токарном станке.

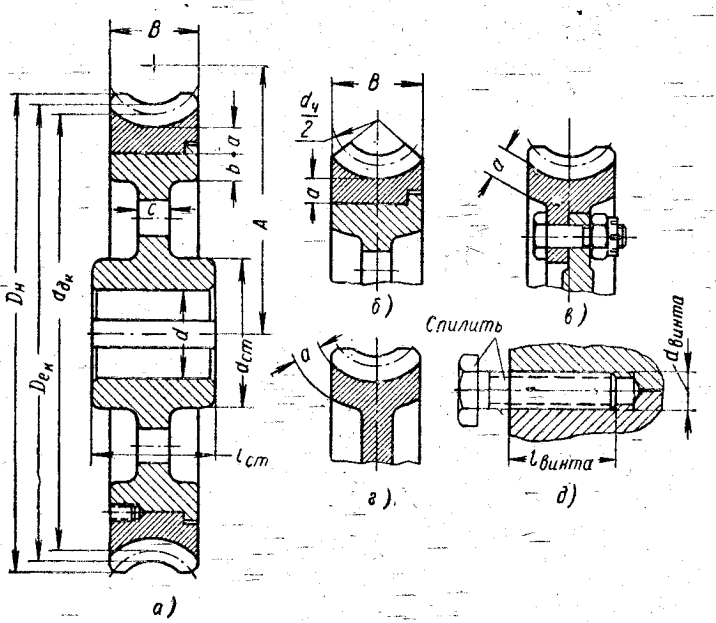
рованием ($d_0 > D_{iч}$) (фиг. 11.9, *а*) или нарезаны на токарном станке ($d_0 < D_{iч}$) (фиг. 11.9, *б*). Соотношения диаметров $d_{ач}$, $D_{iч}$ $D_{ел}$ и данные по выбору длины нарезанной части приведены в § 13.

Червячное колесо для закрытых передач в большинстве случаев выполняют составным. Оно состоит из бронзового венца и чугунного центра.

Венец и центр — литые, их соединяют посадкой с натягом (фиг. 11.10,*а* и *б*) или болтами, поставленными под развертку (фиг. 11.10,*в*).

Во избежание возникновения больших напряжений в теле венца не рекомендуется применять посадки с большими натягами.

Во время работы происходит уменьшение натяга, так как коэффициент линейного расширения бронзы больше чем чугуна. Для гарантии против смещения бронзового венца относительно чугунного центра, в плоскости стыка обычно устанавливают четыре-



Фиг. 11.10. Конструкции червячных колес:

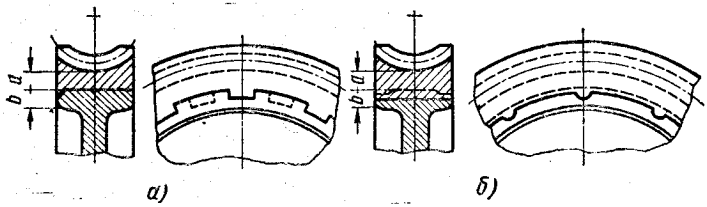
а и *б* — с напрессованным венцом; *в* — с привернутым венцом; *г* — цельнолитое червячное колесо из чугуна; *д* — фиксация напрессованного венца болтом. $a = b = 2\,m_s$, но не менее 10 *мм*; $d_{ст} = (1{,}6 \div 1{,}8)\,d_в$; $l_{ст} = (1{,}2 \div 1{,}8)\,d_в$; $d_{винта} \approx (1{,}2 \div 1{,}5)\,m_s$; $l_{винта} = (0{,}3 \div 0{,}4)\,B$.

Размеры $d_{дк}$, $D_{вк}$ и $D_н$ см. § 13.

шесть болтов, как показано на фиг. 11.10, *а*. Выступающую часть болта спиливают (фиг. 11.10, *д*). Соединение проверяют на смятие; $[\sigma]_{см}$ принимают меньшее из соответствующих материалу венца и центра: $[\sigma]_{см} \approx 0{,}13\sigma_T$ — для бронзы и $[\sigma]_{см} \approx 0{,}4\sigma_{ви}$ для чугуна. Болты (фиг. 11.10, *в*) проверяют на срез $[\tau]_{ср} \approx 0{,}2\sigma_T$, а стенки отверстий — на смятие, принимая указанные выше значения допускаемых напряжений.

Чугунное червячное колесо (без насадного венца) показано на фиг. 11.10, *г*.

Соединение венца с центром может осуществляться отливкой бронзового венца в литейную форму, в которую заранее устанавли-



Фиг. 11.11. Венец, отлитый на чугунном центре:

а — с боковыми скосами; *б* — с прорезями. Размеры *а* и *b* см. фиг. 11.10.

вают чугунный центр колеса (фиг. 11.11); при этом не требуется дополнительного крепления винтами или болтами. Для центра червячного колеса часто применяют чугун СЧ15-32.

Примеры выполнения рабочих чертежей

При выполнении рабочих чертежей особое внимание следует обращать на полноту и правильность простановки размеров с указанием соответствующих допусков и посадок, а также на правильный выбор чистоты обработки отдельных поверхностей.

Правильный и рациональный выбор класса чистоты поверхности детали представляет довольно сложную задачу. Для облегчения выбора в табл. 11.1 дается связь класса чистоты с назначением детали и способом обработки. Кроме того, на примерных рабочих

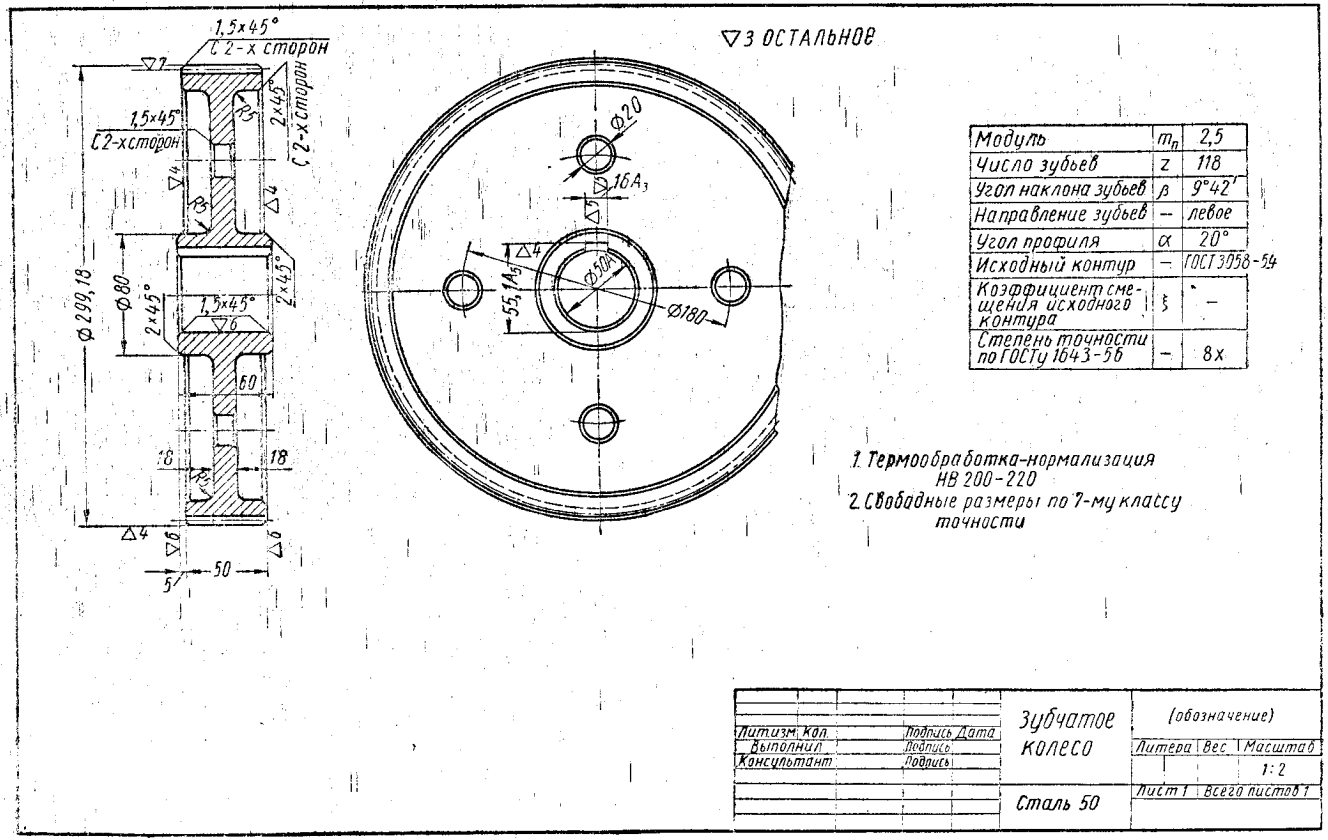
11.1. Примеры назначения и способы получения чистоты поверхностей деталей машин (по данным УЗТМ)

Класс	Обозначение	Назначение	Способ получения
—	∞	Черные, неровные поверхности отливок, поковок, проката. Зачищенные поверхности отливок, поковок после резки	Отливка в кокиль, ковка в штампах, ровная отливка, чистая огневая резка. Зачистка зубилом, абразивными кругами, пескоструйная очистка
1-й	▽1	Поверхности разъемов, отверстий из-под сверла, зенковок, фасок	Грубая и черновая обработка резцом, фрезой, сверлом
3-й	▽3	Нерабочие поверхности деталей. Посадочные, нетрущиеся поверхности изделий не выше 5-го класса точности (A_5, C_5, X_5)	Обычная обработка резцом, фрезой, сверлом с правильной заточкой

Продолжение табл. 11.1

Класс	Обозначение	Назначение	Способ получения
4-й	▽4	Точно прилегающие поверхности. Отверстия после черновой развертки. Поверхности под шабрение. Посадочные нетрущиеся поверхности изделий не выше 3-го класса точности (A_3, C_3, X_3, A_4, C_4, X_4)	Обработка чистовыми резцами или фрезой, черновой разверткой, зенкером, протяжкой, личным напильником, шлифовальным кругом
5-й	▽5	Отверстия в неподвижных соединениях всех классов точности. Отверстия в трущихся соединениях 4-го и 5-го классов точности. Отверстия под подшипники качения диаметром свыше 300 *мм*. Боковые поверхности зубьев зубчатых колес 8-й и 9-й степеней точности	Качественная обработка чистовым резцом, чистовое развертывание, качественные протягивание, фрезерование, шлифование
6-й	▽6	Отверстия в трущихся соединениях 2-го и 3-го классов точности. Отверстия под подшипники качения диаметром до 300 *мм*. Поверхности валов в трущихся соединениях 4-го и 5-го классов точности. Поверхности червяков и ходовых винтов. Боковые поверхности зубьев зубчатых колес 7-й степени точности	Тонкая обработка чистовым резцом, чистовое развертывание, высококачественное протягивание, фрезерование, шлифование, прикатка зубьев
7-й	▽7	Поверхности валов в трущихся соединениях 2-го и 3-го классов точности. Поверхности валов под подшипники качения; класс точности — нормальный	Особо тонкая чистовая обточка, многократное развертывание, тонкое шлифование
8-й	▽8	То же для более ответственных поверхностей. Поверхности валов под подшипники качения класса точности П	Тонкое шлифование, ручная доводка, обработка на притирочных и доводочных станках
9-й	▽9	Весьма ответственные трущиеся поверхности валов или других охватываемых деталей	Ручная притирка, лапингование, хонингование, суперфиниш

чертежах основных деталей редукторов (фиг. 11.12—11.16) нанесена чистота поверхности. На чертежах зубчатых колес обязательно дается характеристика и допуски на зацепление.

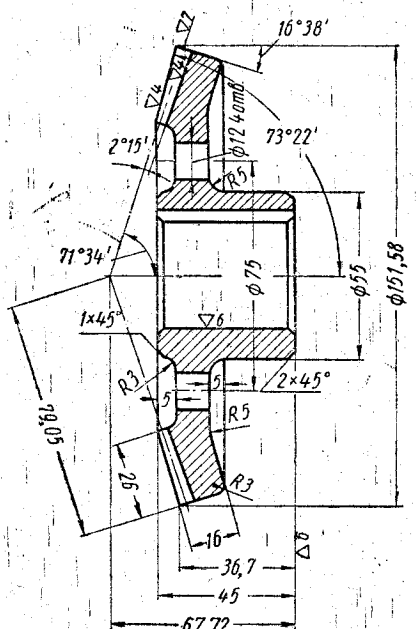


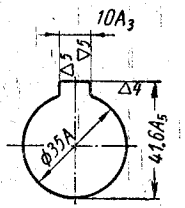
Модуль	m_n	2,5
Число зубьев	z	118
Угол наклона зубьев	β	9°42′
Направление зубьев	—	левое
Угол профиля	α	20°
Исходный контур	—	ГОСТ 3058-54
Коэффициент смещения исходного контура	ξ	—
Степень точности по ГОСТу 1643-56	—	8х

1. Термообработка-нормализация НВ 200-220
2. Свободные размеры по 7-му классу точности

Литизм. Кол.	Подпись Дата	Зубчатое колесо	(обозначение)	
Выполнил	Подпись		Литера	Вес / Масштаб
Консультант	Подпись			1:2
		Сталь 50	Лист 1	Всего листов 1

Фиг. 11.12. Рабочий чертеж цилиндрического зубчатого колеса.





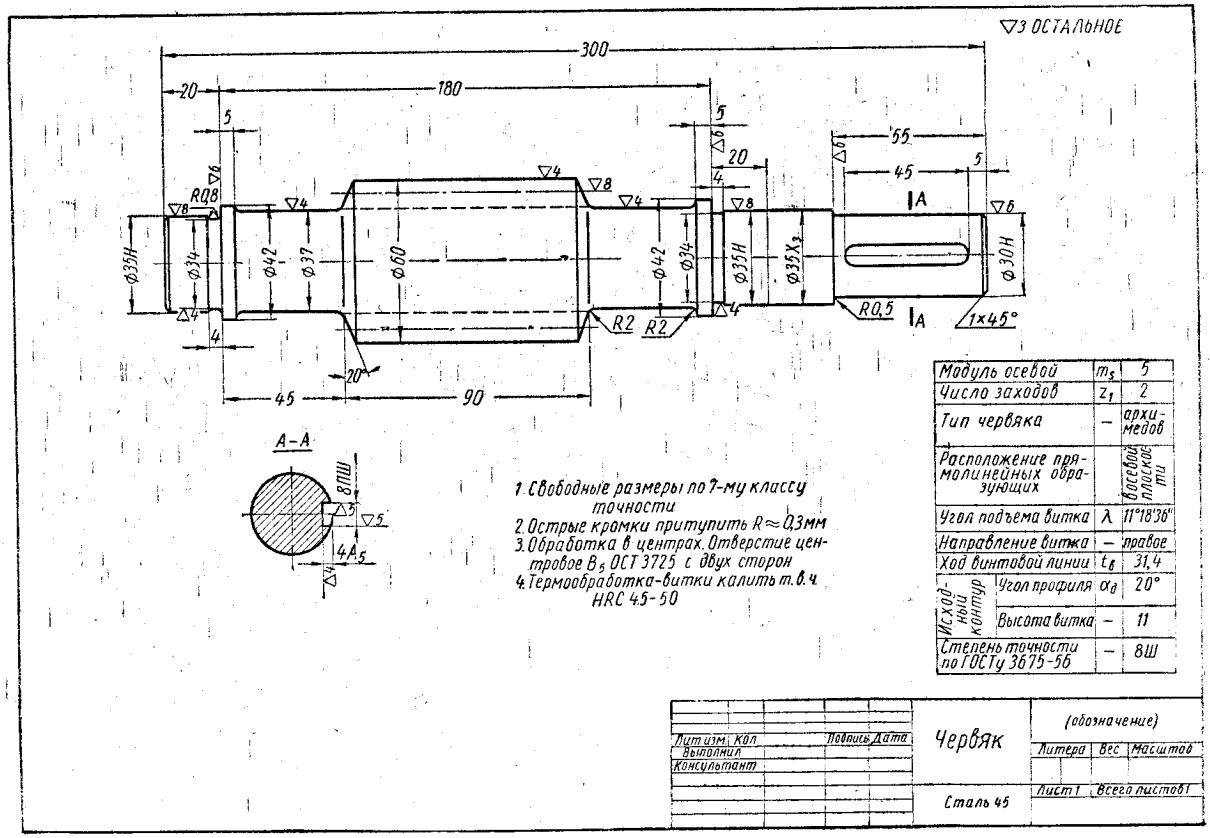
▽3 – ОСТАЛЬНОЕ

Модуль наружный	m	2,5
Число зубьев	z	60
Тип зубьев	—	прямые
Угол спирали зубьев	β	—
Направление зубьев	—	—
Угол зацепления	α	20°
Исходный контур	—	ГОСТ 3058-54
Коэффициент смещения исходного контура	x	—
Степень точности по ГОСТу 1758-56	—	8х

1. Термообработка – нормализация НВ 200-220
2. Свободные размеры по 7-му классу точности

Литизм.	Кол.	Подпись	Дата	Коническое зубчатое колесо	(обозначение)	
Выполнил		Подпись			Литера	Вес	Масштаб
Консультант		Подпись					1:1
				Сталь 50	Лист 1	Всего листов 1	

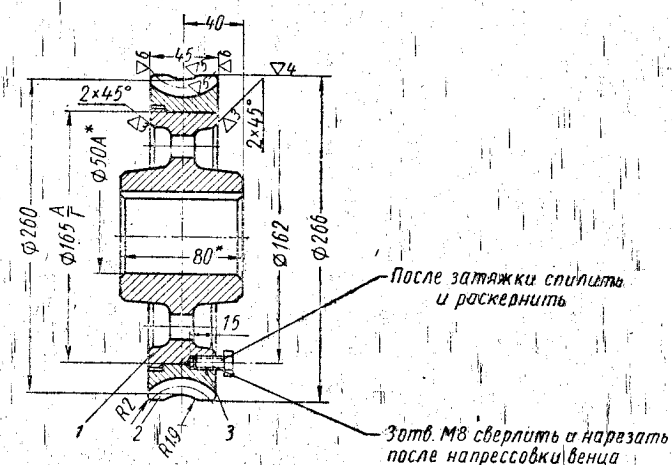
Фиг. 11.13. Рабочий чертеж конического зубчатого колеса.



Модуль осевой		m_s	5
Число заходов		z_1	2
Тип червяка		–	архимедов
Расположение прямолинейных образующих			в осевой плоскости
Угол подъема витка		λ	11°18'36"
Направление витка		–	правое
Ход винтовой линии		t_8	31,4
Исходный контур	Угол профиля	α_0	20°
	Высота витка	–	11
Степень точности по ГОСТу 3675-56		–	8Ш

Лит	Изм.	Кол.	Подпись	Дата	Червяк (обозначение)
Выполнил					Литера / Вес / Масштаб
Консультант					
					Лист 1 / Всего листов 1
					Сталь 45

Фиг. 11.14. Рабочий чертеж червяка.



Модуль осевой		m_c	5
Число зубьев		z_2	50
Сопряженный червяк	Число заходов	z_1	2
	Направл. витка	–	правое
Межосевое расстояние		A_0	150
Степень точности по ГОСТу 3675-56		–	8Ш

Сопряженный червяк	Тип червяка	–	архимедов
	Расположение прямолинейных образующих	–	В осевой плоскости
	Ход винтовой линии	$t_в$	31,4
	Угол профиля исходного контура	α_0	20°
	Диаметр выступов	D_{e_1}	60
Зуборезный инструмент	Толщина зуба	S_n	7,85
	Радиальный зазор во впадинах колеса	$C_к$	1

Поз.	Обозначение	Наименование	Колич.	Материал	1 шт	Примечание
3		Болт М8×25	3	Ст 3		ГОСТ 7817-62
2		Венец	1	Бр. АЖ94		
1		Основание червячного колеса	1	С415-32		

Лит. изм. Кол. Подпись Дата

Выполнил

Консультант

Червячное колесо (в сборе)

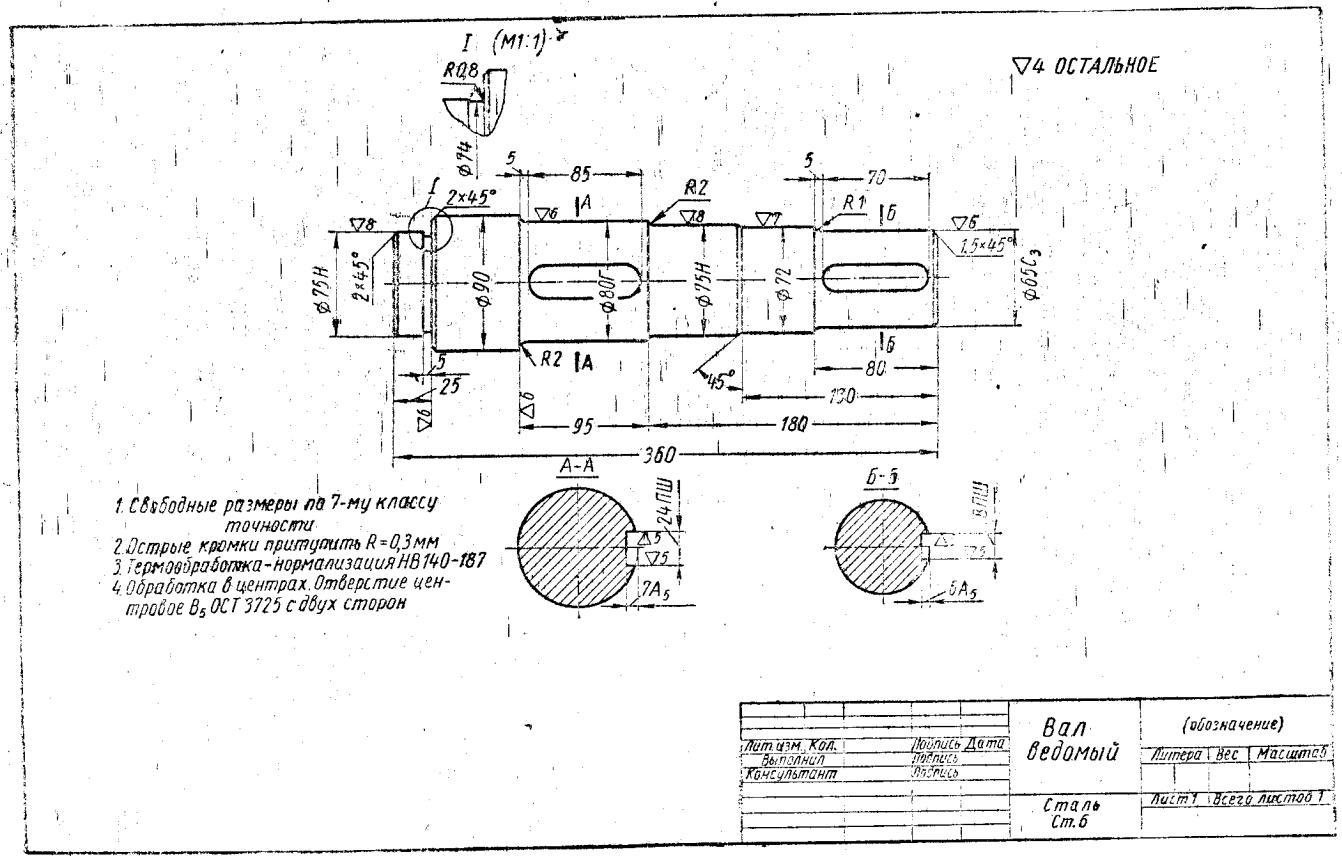
(обозначение)

Литера | Вес | Масштаб 1:2

Лист 1 | Всего листов 1

*Размеры для справок

Фиг. 11.15. Рабочий чертеж червячного колеса.



Фиг. 11.16. Рабочий чертеж вала редуктора.

Примерный чертеж кованого цилиндрического косозубого колеса показан на фиг. 11.12, а кованого конического прямозубого колеса [1] — на фиг. 11.13.

Рабочие чертежи червяка и червячного колеса приведены на фиг. 11.14 и 11.15. При этом для червячного колеса указывают лишь специфичные для него размеры, необходимые для окончательной обработки после напрессовки венца.

Размеры конических зубчатых колес, необходимые для выполнения рабочего чертежа, определяют по формулам, указанным в табл. 3.8.

Пример рабочего чертежа вала показан на фиг. 11.16.

§ 41. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСОВ РЕДУКТОРОВ

Корпус редуктора должен быть достаточно прочным и жестким, так как его деформации могут вызвать перекос осей валов и вследствие этого неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев зубчатых колес. Корпус для повышения жесткости обычно усиливают ребрами, располагаемыми снаружи, у приливов под подшипники.

Для удобства монтажа деталей корпус обычно выполняют разъемным. Плоскость разъема проходит через геометрические оси валов. В вертикальных цилиндрических одноступенчатых редукторах часто делают разъемы по двум плоскостям, а в двухступенчатых даже по трем.

Основные детали корпуса с одной плоскостью разъема — основание и крышка (иногда основание корпуса называют картером редуктора, а крышку — кожухом). Корпус обычно отливают из чугуна СЧ 12-28 и СЧ 15-32. Реже корпусы делают сварными из листовой стали (Ст. 2 и Ст. 3), при этом бобышки корпуса могут быть изготовлены из стального литья или выточены из круглого проката. Толщина стенок сварных корпусов на 20—30% меньше, чем чугунных.

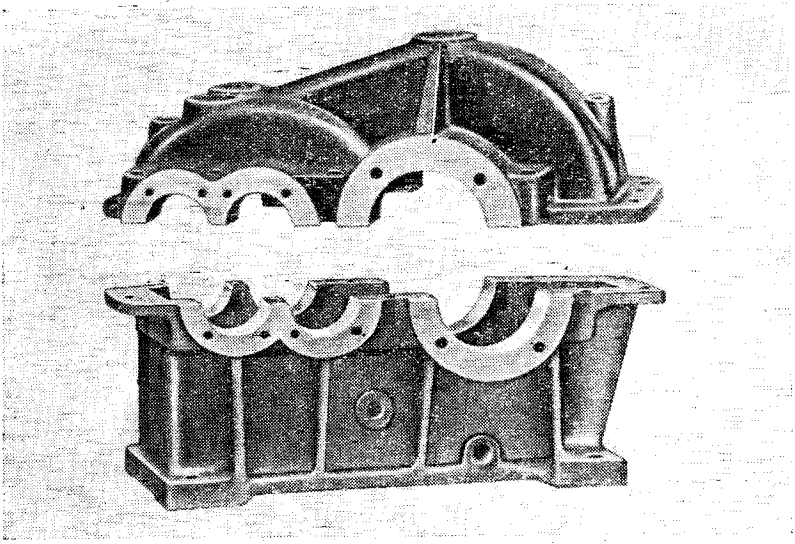
При серийном производстве применение литых корпусов экономически целесообразнее.

Основание и крышка литого корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора показаны на фиг. 11.17, а конструкция сварного корпуса цилиндрического редуктора — на фиг. 11.18.

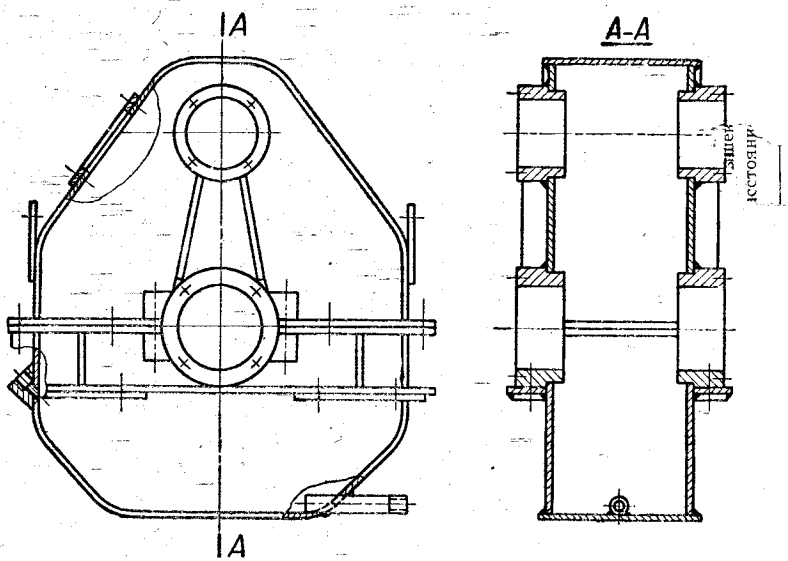
Ориентировочные соотношения размеров основных элементов корпуса приведены на фиг. 11.19 и в таблице к ней; отчасти ею можно пользоваться и при конструировании сварных корпусов. Общий вид того же корпуса показан на фиг. 11.20.

В зависимости от назначения и конструктивных особенностей редуктора возможны отклонения размеров элементов корпуса по сравнению с указанными в таблице.

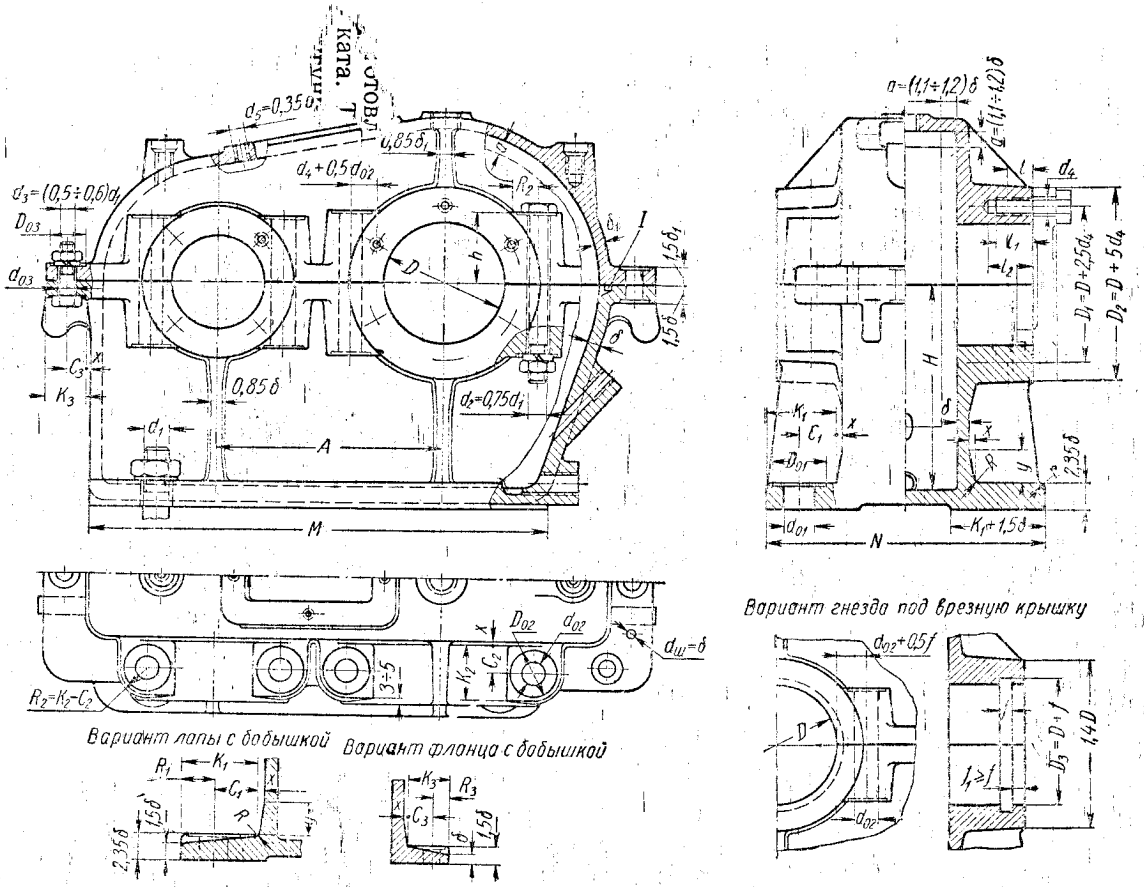
[1] Примеры полного оформления рабочих чертежей зубчатых колес, червячных пар и других деталей редукторов см. в работах [15], [52], [57].



Фиг. 11.17. Основание и крышка литого корпуса двухступенчатого редуктора.



Фиг. 11.18. Сварной корпус зубчатого цилиндрического одноступенчатого вертикального редуктора.



Фиг. 11.19. Соотношения размеров основных элементов корпусов из чугунного литья.

Наименование	Обозначения	Ориентировочные соотношения (размеры в *мм*)
Толщина стенок редукторов:	δ; δ_1	$\delta = 0{,}025A + 1$; $\delta_1 = 0{,}02A + 1$;
одноступенчатых цилиндрических		$\delta = 0{,}05L + 1$; $\delta_1 = 0{,}04L + 1$;
одноступенчатых конических		$\delta = 0{,}04A + 2$; $\delta_1 = 0{,}032A + 2$;
одноступенчатых червячных		$\delta = 0{,}025A_T + 3$; $\delta_1 = 0{,}02A_T + 3$.
двухступенчатых		Во всех случаях $\delta \geq 8$ *мм*
Глубина корпуса	H	A; A_T
Длина лап	M	Не менее $1{,}75A$ и $1{,}3A_c$

Размеры сопряжений:		Толщина стенок δ и δ_1:		
		8—15	15—20	20—25
расстояние от стенки	x	2—3	4	5
расстояние от фланца	y	15	20	25
радиус закругления	R	5	5	5

Фундаментные болты:		
диаметр	d_1	$0{,}036A + 12$; $0{,}072L + 12$; $0{,}036A_T + 12$
количество	n_1	$n_1 = \frac{M + N}{200 \div 300}$ но не менее 4

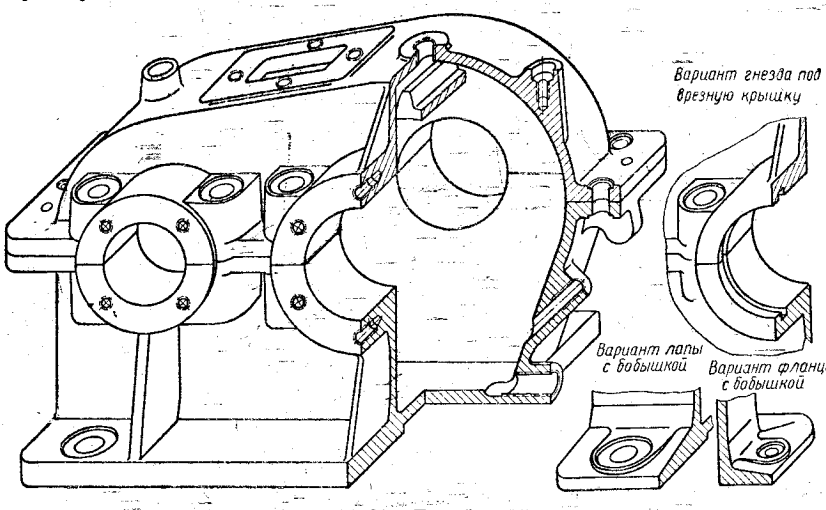
Наименование	Обозначения	Ориентировочные соотношения (размеры в *мм*)						
Размеры элементов фланцев:		Диаметр болта d:						
		M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
ширина	K_i	22	24	28	33	39	48	54
расстояние до оси болта	c_i	12	13	15	18	21	25	27
диаметр отверстия	d_{0i}	7	9	11	13	17	22	26
диаметр планировки	D_{0i}	14	17	20	26	32	38	45
радиус закругления	R_i	2	3		5			8

Диаметр расточки	D	По наружному диаметру подшипника или стакана

Размеры элементов подшипниковых гнезд:		Диаметр расточки D:			
		47÷62	65÷80	85÷100	100÷140
количество болтов	n_4	4	4	6	6
диаметр болтов	d_4	M8	M10		M12
глубина завинчивания	l	12	15		18
глубина нарезания	l_1	15	18		22
глубина сверления	l_2	20	24		30
расточка под врезную крышку	f	7			9

Примечания: 1. Для несущих крышек $\delta = \delta_1$. 2. L — конусное расстояние. 3. A_T — межосевое расстояние тихоходной ступени. 4. A_c — суммарное межосевое расстояние трехосного редуктора.

При конструировании литого корпуса следует выдерживать установленные размеры сопряжений и переходов, литейных уклонов и радиусов галтелей.

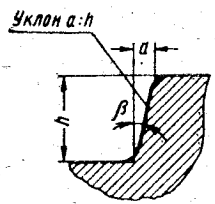


Фиг. 11.20. Литой корпус.

В литых деталях принимают следующие радиусы закруглений: при толщине стенок до 25 *мм* $\sim 1/3$, а при толщине стенок свыше 25 *мм* $\sim 1/5$ средней арифметической толщины сопрягаемых стенок.

Рекомендуемые литейные уклоны приведены в табл. 11.2.

11.2. Рекомендуемые литейные уклоны



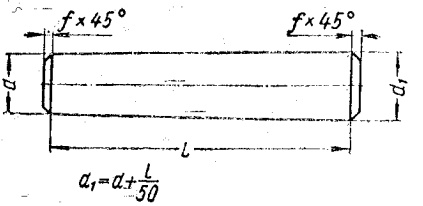
Уклон $a:h$	Величина угла β	Рекомендуемое применение	
1 : 5	11°30′	Для стали	$h \leqslant 25$ *мм*
1 : 10 1 : 20	5°30′ 3°		$h = 25 \div 500$ *мм*
1 : 50	1°		$h > 500$ *мм*
1 : 100	30′	Для цветных металлов	—

Радиусы галтелей R выбирают из следующего ряда: 1; 2; 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40 *мм*.

Взаимное положение основания корпуса и крышки фиксируют двумя коническими штифтами, устанавливаемыми до расточки гнезд

под подшипники. Стандартные размеры штифтов приведены в табл. 11.3.

11.3. Штифты конические (по ГОСТ 3129-46).



Размеры в *мм*

d	*f*	Интервалы длин	*d*	*f*	Интервалы длин	*d*	*f*	Интервалы длин
4	0,7	16— 60	10	1,5	32—100	25	3,5	55- 280
5	0,8	20— 80	13	1,8	35—220	30	4	60—280
6	1	24—100	16	2	40—260			
8	1,2	28—140	20	2,5	50—280			

Примечания: 1. Ряд длин *l*: (16); 18; (20); 22; (24); 26; (28); 30; (32); 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 165; 180; 200; 220; 240; 260; 280 *мм*.

2. Материал (рекомендуемый) — сталь 45, 15, А12.

3. Допускаются штифты со сферическими концами.

Пример обозначения штифта конического с размерами $d=10$ *мм* и $l=60$ *мм*. *Штифт конический 10×60 ГОСТ 3129-46.*

Основание и крышку корпуса соединяют надлежащим количеством болтов, чтобы обеспечить герметичность. Для предотвращения вытекания масла через плоскость разъема места разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом.

Прокладки в плоскость разъема не ставят, так как при этом нарушается посадка подшипников в корпус.

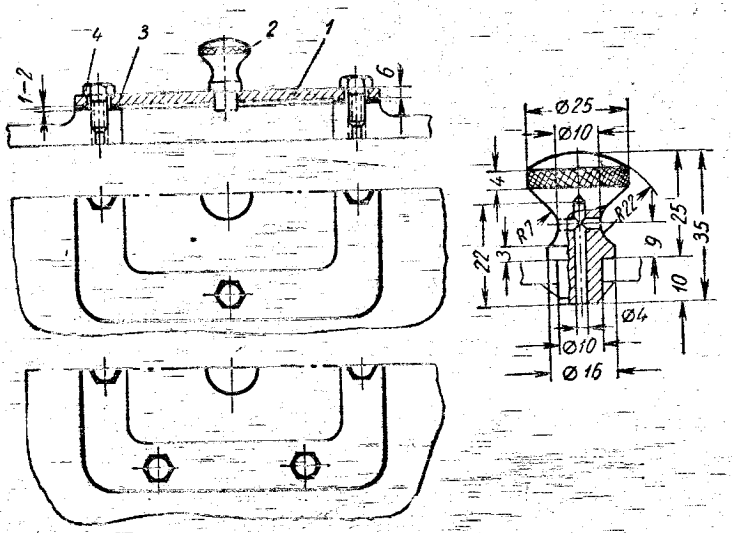
У редукторов, имеющих горизонтальный разъем для предотвращения вытекания через него масла, на соответствующей разъему поверхности основания корпуса иногда фрезеруют канавку для сбора масла, которое через прорезь стекает обратно в корпус (см. фиг. 11.19, позиция *1*).

Для захватывания редуктора при его подъеме к основанию корпуса прилиты крюки (у легких редукторов крюков не делают).

Для осмотра и заливки масла на крышке корпуса имеется смотровое окно, закрываемое крышкой. Конструкция крышки показана на фиг. 11.21.

В редукторах с большим выделением тепла (например, в червячных редукторах) для предотвращения повышения давления воздуха внутри корпуса и просачивания вследствие этого воздуха вместе с маслом через уплотнения, на крышке корпуса (или на крышке

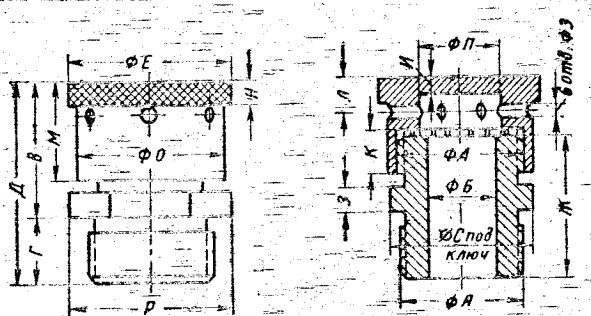
смотрового отверстия) устанавливают деталь, условно называемую отдушиной. Одна из конструкций и размеры отдушины приведены в табл. 11.4. Отдушина в виде пробки с отверстиями показана на фиг. 11.22.



Фиг. 11.21. Крышка смотрового отверстия редуктора:

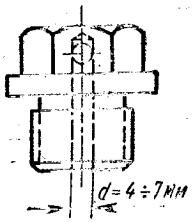
1 — крышка (Ст. 3); *2* — ручка-отдушина (Ст. 3); *3* — прокладка (картон); *4* — винт (Ст. 3).

11.4. Размеры отдушины в *мм*



А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С
М27 × 1,5	15	~30	15	~45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32
М48 × 3	35	~45	25	~70	62	52	10	5	15	13	52	10	56	36	62	55

В нижней части основания корпуса имеется отверстие с резьбой, служащее для спуска отработанного масла и промывки редуктора. Отверстие закрывается пробкой с прокладкой из маслостойкой резины или кожи. Размеры пробок приведены в табл. 11.5.



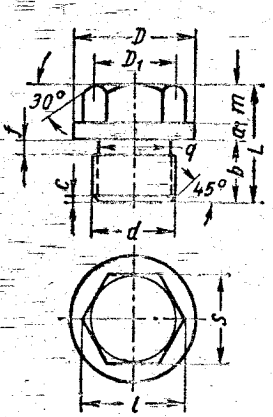
Фиг. 11.22. Пробка-отдушина.

На поясе крышки часто устанавливают два отжимных болта для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке редуктора.

Подшипники редуктора закрывают крышками, которые обычно делают из чугунного литья СЧ12-28 или СЧ15-32. Конструкции крышек приведены на фиг. 9.46—9.52.

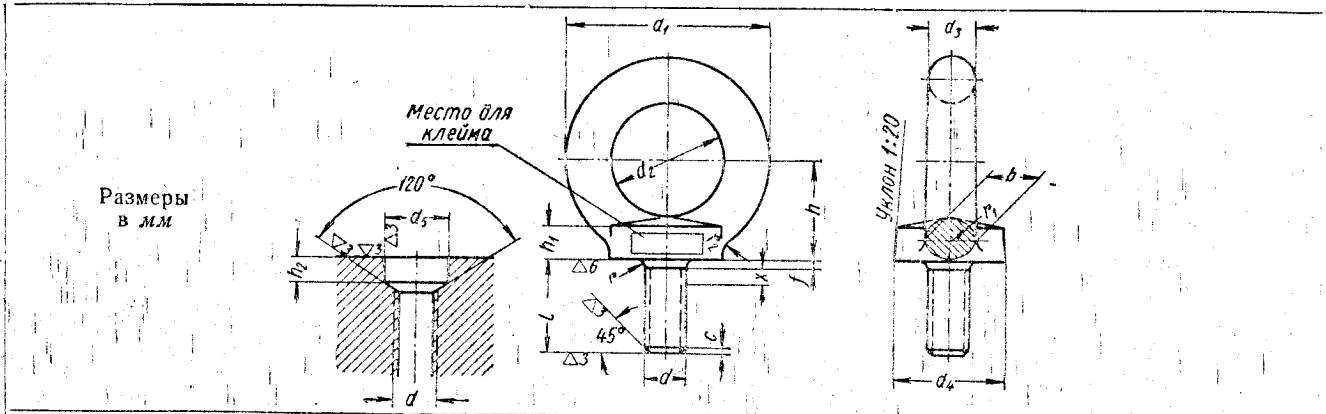
Для подъема крышки корпуса, а также в случае легких редукторов для их подъема в собранном виде служат грузовые винты (рым-болты). Диаметр рым-болтов выбирают в зависимости от веса редуктора по табл. 11.6. Приближенные веса некоторых типов редукторов приведены в табл. 11.7.

11.5. Размеры пробок к маслоспускным отверстиям в *мм*



d	b	m	a	f	L	c	q	D_1	D	s	l
M12×1,25	11	7	2	2	20	1,5	10	16	22	17	19,6
M16×1,5	12	8	3	3	23	2	13,8	16	26	17	19,6
M20×1,5	15	9	4	3	28	2,5	17,8	21	30	22	25,4
M22×1,5	15	10	4	3	29	2,5	19,8	21	32	22	25,4
M27×1,5	18	12	4	4	34	3,5	24	25,5	38	27	31,2
M30×1,5	18	14	4	4	36	4	27	30,5	45	32	36,9
M33×2	20	14	4	4	38	4	30	30,5	48	32	36,9
M36×2	25	16	5	6	46	4,5	31,5	34	50	36	41,6

11.6. Грузовые винты (рым-болты) и отверстия под них (по ГОСТ 4751-52)



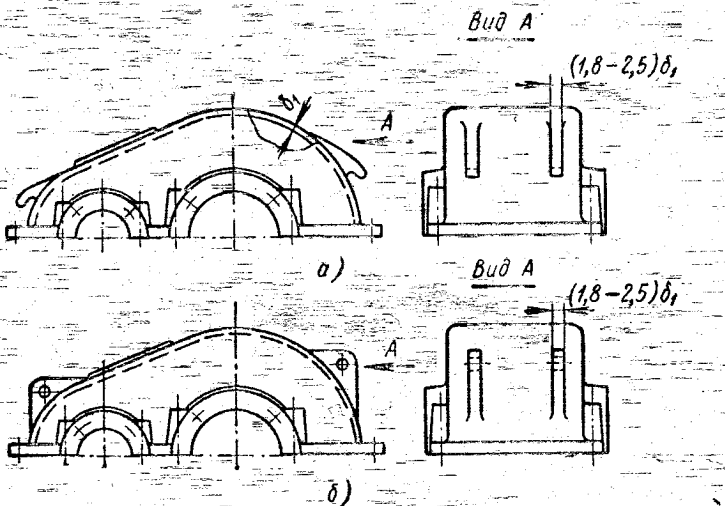
Резьба	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	l	l_1	b	c	x	r	r_1	r_2	Вес в кГ	Грузоподъемность в кГ: На один рым-болт	Грузоподъемность в кГ: На два рым-болта
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	2,5	2	4	4	0,054	120	160
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	3	2	5	4	0,110	200	250
M12	54	30	12	30	17	25	10	7	25	2	14	1,8	3,5	2	5	6	0,178	300	350
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	2	16	2	4	2	6	6	0,295	550	500
M20	74	40	16	40	28	35	14	9	38	3	19	2,5	5	3	7	8	0,470	850	650
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	3	21	3	6	3	9	12	0,863	1250	1000
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	3	28	4	7	3	11	15	1,580	2000	1400
M36	120	70	28	75	46	65	22	12	61	4	32	4,2	8	4	13	18	2,440	3000	2000
M42	144	80	32	85	54	75	25	13	72	4	38	5	9	4	15	20	3,718	4000	2600
M48	162	90	36	95	60	82	30	14	82	4	42	6	10	4	18	22	5,54	5000	3300
M56	180	100	40	105	70	90	35	16	95	5	48	7	11	4	20	25	8,099	6200	4000

11.7. Вес некоторых типов редукторов

Зубчатые цилиндрические одноступенчатые редукторы						
Межосевое расстояние A в *мм*	100	150	200	250	300	350
Вес редуктора в *кГ*	40	80	140	250	330	600
Зубчатые цилиндрические двухступенчатые редукторы						
Межосевое расстояние A в *мм*	100×150	150×200	150×250	200×300	250×350	250×400
Вес редуктора в *кГ*	160	300	440	540	800	900
Зубчатые цилиндрические двухступенчатые соосные редукторы						
Межосевое расстояние A в *мм*	100	150	200	250	300	350
Вес редуктора в *кГ*	120	180	330	500	600	800
Зубчатые конические редукторы						
Конусное расстояние L в *мм*	100	120	150	180	210	
Вес редуктора в *кГ*	50	60	100	190	290	
Зубчатые коническо-цилиндрические редукторы						
Конусное расстояние L в *мм*	100	100	150	200	250	
Межосевое расстояние A в *мм*	150	200	250	300	400	
Вес редуктора в *кГ*	180	300	400	600	850	
Червячные редукторы						
Межосевое расстояние A в *мм*	80	100	120	150	180	210	240
Вес редуктора в *кГ*	30	60	70	120	250	350	500

Иногда вместо рым-болтов для подъема крышки редуктора делают в литье крюки или петли (фиг. 11.23).

Редуктор и электродвигатель обычно устанавливают на общей литой плите или, чаще, на сварной раме, к которой фундаментными болтами крепят редуктор. Количество фундаментных болтов и их диаметр выбирают по приведенным в таблице к фиг. 11.19 эмпирическим соотношениям. После того как размещение фундаментных болтов установлено, следует произвести их проверочный расчет на прочность. При этом, если даже окажется, что болты недогружены,



Фиг. 11.23. Крышки корпуса редуктора:

а — с крюками; *б* — с петлями для подъема.

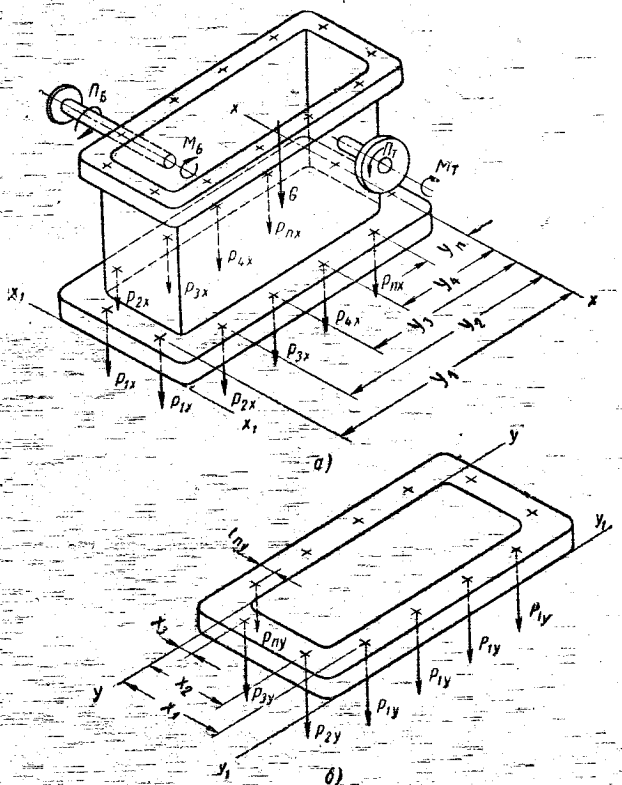
уменьшать их диаметр или количество не следует. В случае, если напряжения в болтах окажутся выше допускаемых, необходимо увеличить их диаметр (или количество).

В приведенном здесь приближенном методе расчета как при установлении закона распределения усилий по болтам, так и при определении расчетной нагрузки наиболее нагруженного болта, все детали рассматриваются как абсолютно жесткие.

Определение усилия в наиболее нагруженном болте ведется в предположении, что усилия в болтах прямо пропорциональны их расстояниям от ребра опрокидывания (ось x на фиг. 11.24, *а*) и сумма моментов от усилий в болтах уравновешивает внешний опрокидывающий момент. Этот момент равен алгебраической сумме трех моментов: $M_Б$ — активного, приложенного к быстроходному валу, $M_Т$ — реактивного, приложенного к тихоходному валу, и $M_Д$ — момента от веса редуктора:

$$M_{опр.\,x} = M_Б + M_Т + M_Д. \qquad (11.1)$$

В запас надежности расчета в легких и средних редукторах моментом $M_G = Gy_c$ (y_c — расстояние от центра тяжести редуктора до оси x *) обычно пренебрегают. При вычислении опрокидывающего момента следует особенно внимательно отнестись к определению относительного направления моментов $M_Б$ и $M_Т$. Например,



Фиг. 11.24. Схема нагружения фундаментных болтов корпуса редуктора.

в одноступенчатом цилиндрическом редукторе они направлены в одну сторону. Усилие в наиболее нагруженном болте от момента $M_{опр.\,x}$ определяют по формуле

$$P_{1x} = \frac{M_{опр.\,x}}{\sum y_i^2} y_1. \qquad (11.2)$$

На редуктор может действовать также опрокидывающий момент относительно оси y (или y_1). Например, в горизонтальных конических, червячных, коническо-цилиндрических редукторах один из

* Размер y_c на чертеже не показан.

моментов (например, $M_Б$) опрокидывает вокруг оси y, а другой (например, $M_Т$) — вокруг оси x.

Усилие в наиболее нагруженном болте от момента $M_{опр.\,y}$

$$P_{1y} = \frac{M_{опр.\,y}}{\Sigma x_i^2} x_1. \qquad (11.3)$$

В формулах (11.2) и (11.3) y_i и x_i — расстояния от осей болтов до осей y и x (см. фиг. 11.24).

Полное усилие, растягивающее наиболее нагруженный болт (один из угловых болтов),

$$P_{max} = P_{1x} + P_{1y}. \qquad (11.4)$$

Условие прочности этого болта:

$$\sigma_{экв} = \frac{1{,}3P_{max}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leqslant [\sigma]_p. \qquad (11.5)$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ для болтов из стали Ст. 3 в зависимости от их диаметра принимают:

d болта в *мм*	12	16	18	22	24	30	36	42
$[\sigma]_p$ в *кГ/см²*	270	400	480	520	580	650	720	800

Для редукторов с вертикальным валом (см., например, фиг. 2.21) рассмотренный метод расчета неприемлем. В этом случае болты рассчитывают на затяжку так, чтобы момент сил трения на опорной поверхности редуктора уравновесил внешний момент (см. пример расчета в § 51).

§ 42. СМАЗКА РЕДУКТОРОВ

Для уменьшения потерь энергии на трение, предотвращения значительного износа и нагрева деталей, т. е. для обеспечения нормальной работы редуктора, необходима смазка зубчатых и червячных зацеплений и подшипников. В редукторах сравнительно небольшой мощности и при небольших окружных скоростях колес смазка зубчатых и червячных зацеплений осуществляется окунанием зубчатых и червячных колес и червяков или вспомогательных деталей (кольца, смазочные шестерни) в масло, заливаемое внутрь корпуса редуктора (так называемая картерная смазка).

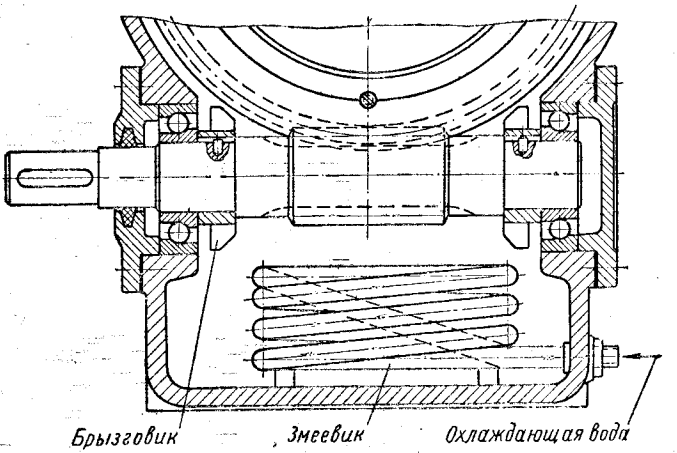
В редукторах большой мощности или быстроходных смазку осуществляют подачей масла из картера корпуса насосом через трубопроводы и сопла к месту зацепления зубчатых или червячных пар (циркуляционная смазка). Возможна также подача смазки от централизованной смазочной системы, обслуживающей ряд агрегатов.

Смазка окунанием для зубчатых передач ограничивается обычно окружной скоростью колес $v_{max} = 12$ *м/сек*, так как при бо́льших скоростях масло сбрасывается со смазываемых деталей центробежной силой и, кроме того, возрастает сопротивление движению и нагрев редуктора.

При скоростях, близких к предельным, зубчатые колеса погружают на высоту зуба. Предельной глубиной погружения в случае необходимости можно считать величину, равную $^1/_6$ радиуса окунаемого колеса, и лишь для весьма тихоходного колеса допускается его погружение на $^1/_3$ радиуса.

В конических зубчатых передачах следует погружать зубья колес по всей длине.

В червячных передачах пределом применения смазки окунанием считается окружная скорость червяка $v_{max} = 10$ *м/сек*. Червяк следует погружать на высоту его витка, при этом уровень масла не должен быть выше центра нижнего шарика или ролика подшип-



Фиг. 11.25. Редуктор с брызговиками на валу червяка и змеевиком для охлаждения масла.

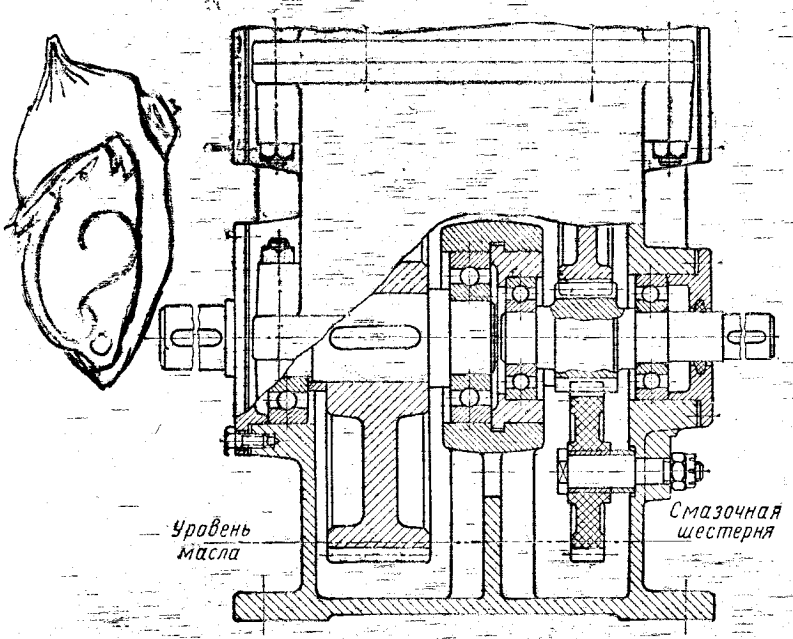
ника качения. Это ограничение обеспечивает уменьшение потерь в подшипниках и упрощает уплотнения выходного конца вала.

В косозубых передачах масло выжимается зубьями в сторону и обильно забрасывается в подшипники, а в червячных редукторах червяк, погруженный в масло, гонит его в один из подшипников; для предотвращения обильного забрасывания масла в подшипники на валах устанавливают маслозащитные кольца (см. фиг. 9.23).

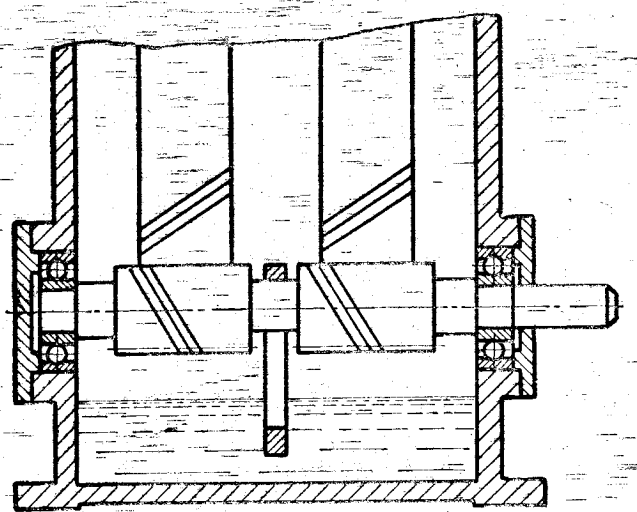
В червячных редукторах, где уровень масла, установленный по условию нормальной работы подшипников вала червяка, не позволяет окунать червяк в масло, на валу устанавливают брызговики, которые, окунаясь в масло, забрызгивают его на червячное колесо (фиг. 11.25).

При смазке окунанием объем масляной ванны редуктора устанавливают из расчета примерно $^1/_4$—$^1/_2$ *л* масла на 1 *квт* передаваемой мощности.

В многоступенчатых и комбинированных редукторах иногда не удается погружать зубья всех колес в масло, так как для этого



Фиг. 11.26. Редуктор со смазочной шестерней.



Фиг. 11.27. Редуктор со смазочным кольцом.

11.8. Рекомендуемые значения кинематической вязкости ν смазки в сантистоксах (*сст*) для зубчатых передач [52]

Материал зубчатых колес	Кинематическая вязкость при окружной скорости v в *м/сек*					
	≤ 0,5	0,5—1	1—2,5	2,5—5	5—12,5	12,5—25
Пластмасса, чугун, бронза	180 (23)	120 (15)	85	60	45	34
Сталь $\sigma_в = 45 \div 100$ *кГ/мм²*	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60	45
Сталь $\sigma_в = 100 \div 125$ *кГ/мм²*	270 (34)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60
Сталь, цементованная или подвергнутая поверхностной закалке	450 (53)	270 (34)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85

Примечания: 1. Числа без скобок означают кинематическую вязкость при 50° С, а в скобках — при 100° С.

2. Зубчатые колеса из хромоникелевой стали (при $\sigma_в \geq 80$ *кГ/мм²*) следует смазывать маслом на одну ступень более вязким, чем указано в таблице для данной скорости. Например при $\sigma_в = 90$ *кГ/мм²* и $v = 4$ *м/сек*, следует применять масло с вязкостью $\nu = 120$ *сст*, а не 85 *сст*, как это следует из таблицы.

3. Для двухступенчатых редукторов следует определить рекомендуемую вязкость для каждой ступени и выбрать сорт масла по вязкости, равной среднему арифметическому из найденных табличных значений.

4. Для получения значения кинематической вязкости в единицах СИ (в *м²/сек*) табличное значение (в *сст*) должно быть умножено на 10^{-6}.

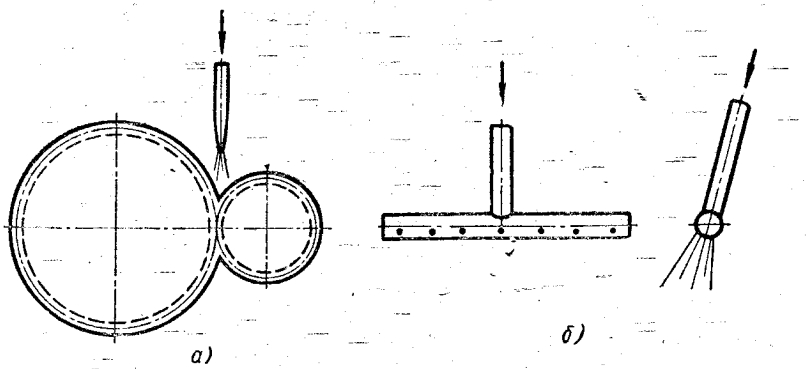
11.9. Рекомендуемая кинематическая вязкость смазочного масла в *сст* для червячных передач и способ подачи смазки в зацепление [52]

Характеристика	Скорость скольжения $v_{ск}$ в *м/сек*			
	0—1	0—2,5	0—5	5—10
Условия работы	Тяжелые		Средние	
Рекомендуемая кинематическая вязкость	450 (55)	300 (35)	180 (20)	120 (12)
Способ смазки	Окунанием			Струйная или окунанием

Примечания: 1. Числа без скобок означают кинематическую вязкость при 50° С, а в скобках — при 100° С.

2. Перевод значений вязкости в единицы СИ см. табл. 11.8.

необходим очень высокий уровень масла, что может повлечь за собой слишком большое погружение зубчатого колеса тихоходной ступени и подшипников в масло. В этих случаях применяют вспомо-



Фиг. 11.28. Сопло и коллектор для подачи масла при циркуляционной смазке.

гательные смазочные шестерни (фиг. 11.26) или смазочные кольца (фиг. 11.27), раздельные ванны и другие устройства.

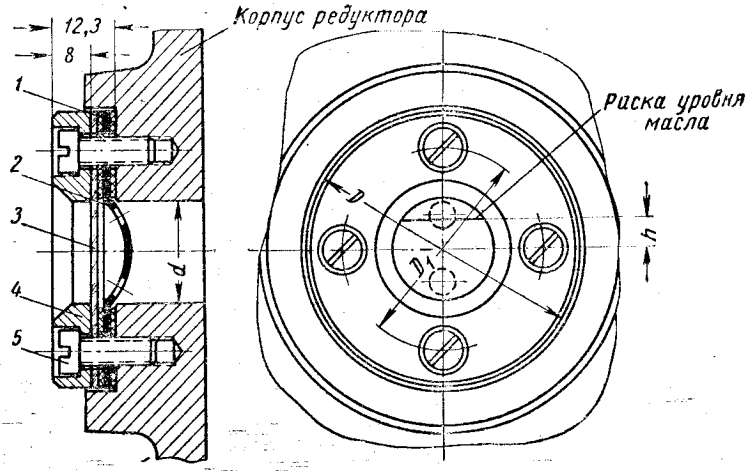
При циркуляционной смазке масло подается насосом, приводимым в движение обычно от одного из валов редуктора. Разбрызгивается масло соплами (фиг. 11.28, *а*) или коллекторами (фиг. 11.28, *б*)

Выбор сорта масла

Для смазки зубчатых и червячных зацеплений вязкость масла выбирают в зависимости от окружной скорости или скорости скольжения (червячные передачи) по табл. 11.8 и 11.9, а сорт (марку) масла — по табл. 11.10.

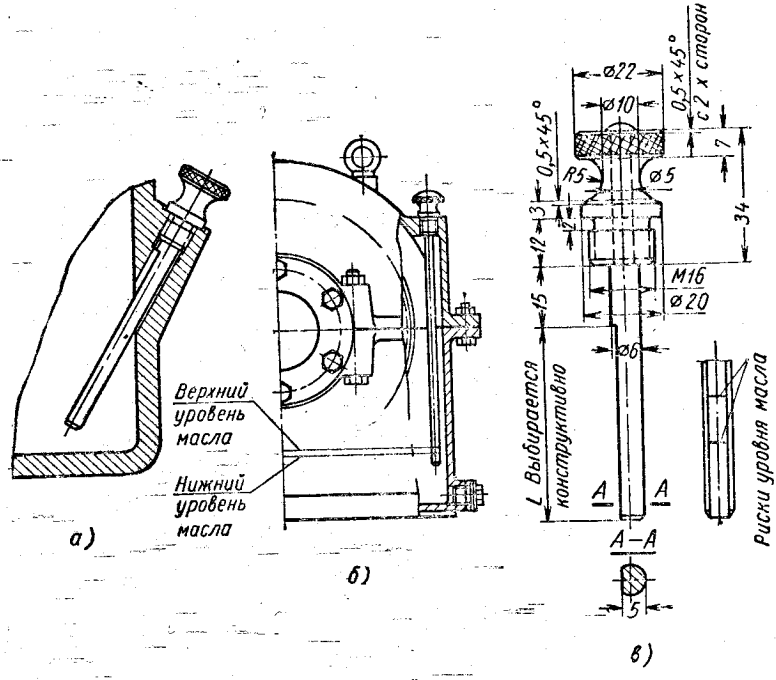
11.10. Масла, применяемые для смазки зубчатых и червячных передач

Сорт масла	Кинематическая вязкость в сантистоксах (*сст*)	
	При 50° С	При 100° С
Турбинное 22 (турбинное Л)	20—22	—
Турбинное 30 (турбинное УТ)	28—32	—
Индустриальное 30 (машинное Л)	27—33	—
Индустриальное 45 (машинное С)	38—52	—
Индустриальное 50 (машинное СУ)	42—58	—
Турбинное 57 (турборедукторное)	55—59	—
Автотракторное АК 10	$\geqslant$ 70	$\geqslant$ 10,0
Автотракторное АК 15	$\geqslant$ 135	$\geqslant$ 15,0
Цилиндровое легкое 11 (цилиндровое 2)	—	9—13
Авиационное МС-14	—	$\geqslant$ 14,0
Трансмиссионное автотракторное зимнее	—	18—22
Авиационное МК-22	—	$\geqslant$ 22,0
Трансмиссионное автотракторное летнее	—	28—32
Цилиндровое тяжелое 38 (цилиндровое 6)	—	32—44
Цилиндровое тяжелое 52 (вапор)	—	44—59



Фиг. 11.29. Круглый (фонарный) маслоуказатель:

1 — прокладка (2 шт.); *2* — экран; *3* — прозрачная пластмасса; *4* — кольцо; *5* — винт М6×15.



Фиг. 11.30. Жезловый маслоуказатель:

а — установка в нижней части корпуса редуктора; *б* — установка в крышке корпуса; *в* — примерные размеры маслоуказателя для небольших редукторов.

Контроль уровня масла

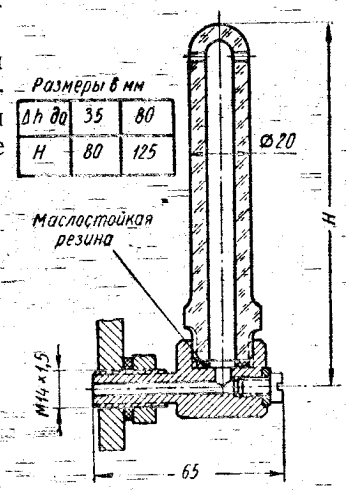
Для контроля уровня масла применяют различные способы и устройства. Круглый (фонарный) маслоуказатель показан на фиг. 11.29, а его основные размеры приведены в табл. 11.11. Простейший жезловый маслоуказатель представлен на фиг. 11.30.

Контроль уровня при помощи жезлового маслоуказателя, контрольными пробками и пробным краником осуществляется только при остановке редуктора.

11.11. Круглый (фонарный) маслоуказатель

Размеры в *мм*

Размер глазка	D	D_1	h
20	55	40	6
32	70	58	8
50	90	72	12



Фиг. 11.31. Маслоуказатель с трубкой из оргстекла.

Общий вид маслоуказателя, основанного на принципе сообщающихся сосудов, показан на фиг. 11.31. Прозрачная трубка выполнена из пластмассы. Δh — допустимая разность уровней.

§ 43. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРОВ

При работе редуктора происходит нагрев его деталей и смазочного масла. При нагреве вязкость масла резко падает, что приводит к нарушению режима смазки, а в отдельных случаях даже к заеданию зубьев. Нормальная работа редуктора будет обеспечена, если температура нагрева масла не превысит допускаемой. Задачей теплового расчета является проверка температуры масла в редукторе при установившемся режиме работы. Принципиально рассматриваемый ниже метод расчета применим ко всем типам редукторов, но практически для зубчатых редукторов малой и средней мощности он является излишним, так как к. п. д. их высок, а следовательно, тепловыделение невелико. Для червячных и комбинированных зубчато-червячных редукторов выполнение этого расчета обязательно.

При установившемся режиме работы редуктора все выделяющееся тепло отдается через его стенки окружающему воздуху, этому

соответствует определенный перепад температур между маслом и окружающим воздухом, определяемый по формуле

$$\Delta t = t_м - t_в = \frac{N_ч(1-\eta)}{k_t F}, \qquad (11.6)$$

где $t_м$ — температура масляной ванны в *град*;

$t_в$ — температура окружающего воздуха в *град* (в среднем $t_в = 20°$ С);

$N_ч$ — подводимая к редуктору мощность в *вт* (на валу червяка);

k_t — коэффициент теплопередачи (в среднем $k_t = 11 \div 17$ *вт/м²* · *град*);

η — к. п. д. редуктора (см. § 1 и 13);

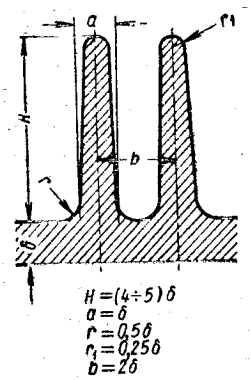
F — площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора в *м²*.

При подсчете F площадь днища не учитывают.

Условие работы редуктора без перегрева

$$\Delta t \leqslant [\Delta t],$$

где $[\Delta t] = 40 \div 60°$ С — допускаемый перепад температур между маслом и окружающим воздухом (меньшие значения для редукторов с верхним расположением червяка).



Фиг. 11.32. Конструкция ребер корпуса.

При неудовлетворительном результате теплового расчета увеличивают теплоотдающую поверхность, для этого корпус редуктора делают ребристым. При подсчете площади F рекомендуется вводить в расчет 50 % площади поверхности ребер [59]. Рекомендуемый профиль ребер указан на фиг. 11.32. Для увеличения k_t можно прибегнуть к обдуву корпуса, установив снаружи корпуса на валу червяка крыльчатку (вентилятор). Это дает повышение k_t на 50—100 %. Если оба указанных метода оказываются недостаточно эффективными, следует установить внутри корпуса на дне масляной ванны змеевик из труб, через который циркулирует охлаждающая вода (см. фиг. 11.25). В этом случае формулой (11.6) пользоваться нельзя.

Методика теплового расчета при искусственном охлаждении (змеевик или циркуляционная смазка) изложена в работах [57], [59]. При повторно-кратковременной работе редуктора (при естественном охлаждении) проверку на нагрев производят по формуле

$$\Delta t = \frac{N_ч(1-\eta)}{k_t F} \cdot \frac{\Sigma T}{60} \leqslant [\Delta t], \qquad (11.7)$$

где ΣT — сумма рабочих периодов в течение 1 *ч*, выраженная в минутах.

11.12. Посадки основных деталей редукторов

Посадка	Примеры применения	Условия сборки и разборки
Прессовая $\frac{A}{Пр}$	Зубчатые колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках. Воспринимают большие осевые усилия без дополнительных креплений	Под прессом
Легкопрессовая $\frac{A}{Пл}$	Зубчатые колеса и зубчатые муфты на валы. Осевые нагрузки воспринимают в большинстве случаев без дополнительных креплений	Под прессом
Глухая $\frac{A}{Г}$	Шестерни на валах электродвигателей, фрикционные и кулачковые муфты, червячные венцы [1]. Для восприятия осевых сил требуется дополнительное крепление	Под прессом, съемниками, молотками
Тугая $\frac{A}{Т}$	Конические шестерни и колеса при частом демонтаже для уменьшения износа посадочных мест	Под прессом, съемниками, деревянными ручниками
Скользящая $\frac{A}{С}$	Стаканы под подшипники качения в корпус редуктора	От руки
$\frac{A}{С_з}$	Крышки торцовые узлов на подшипниках качения	От руки
$\frac{A_з}{С_з}$	Распорные кольца, сальники, валы под подшипники на конических закрепительных втулках	От руки
Ходовая $\frac{A_з}{Х_з}$	Валы в подшипниках скольжения, сальники	От руки

[1] Для венцов червячных колес применяют также и легкопрессовую посадку.

§ 44. ПОСАДКИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ

Посадки основных деталей редукторов приведены в табл. 11.12.

При всех посадках зубчатых колес и муфт, указанных в таблице, включая и прессовые, для передачи вращающего момента должны быть применены шпонки. Если шестерня имеет малую толщину от окружности впадин зубьев до шпоночной канавки (менее $2m_s\sqrt{\frac{z_ш}{20}}$), то прессовые посадки применять не рекомендуется. При посадках *Пр*, *Пл* и *Т* на валу обычно делают направляющий конический переход. Сведения о посадках колец подшипников качения см. § 33.

Глава XII

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МУФТ

§ 45. КРАТКИЙ ОБЗОР МУФТ

При всем конструктивном многообразии муфт их можно разделить на следующие группы.

1. **Постоянные муфты,** соединяющие валы на весь период эксплуатации (разъединяются только при ремонте или демонтаже). В эту группу входят муфты: *жесткие* — втулочные, фланцевые и продольно-свертные; *компенсирующие* — расширительные, плавающие, зубчатые; *упругие* — втулочно-пальцевые, пружинные постоянной и переменной жесткости. Упругие муфты обладают некоторой компенсирующей способностью.

2. **Сцепные муфты,** дающие возможность соединять и разъединять валы в процессе работы. К ним относятся *кулачковые*; *фрикционные* — дисковые, конические, колодочные.

3. **Предохранительные муфты,** выключающие привод при увеличении нагрузки сверх расчетной. К ним относятся *штифтовые срезные* (аварийные); *пружинно-плунжерные, шариковые и кулачковые* (прощелкивающие); *фрикционные* (пробуксовывающие); *центробежные, муфты свободного хода*, передающие вращение только в одном направлении и автоматически размыкающиеся в том случае, если ведомый вал начинает вращаться быстрее ведущего.

Основные размеры муфт определяют в зависимости от передаваемого момента, величина которого может существенно меняться во время работы (толчки, удары, перегрузки в периоды пуска); характер нагрузки учитывается коэффициентом режима работы k_p. Расчетный момент M_p связан с номинальным моментом M зависимостью

$$M_p = k_p M. \qquad (12.1)$$

Коэффициент k_p для передач от электродвигателя имеет следующие значения в зависимости от приводимой в движение машины:

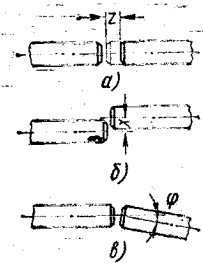
Транспортеры ленточные	1,25—1,50
Транспортеры цепные, скребковые и винтовые (шнеки)	1,50—2,0
Воздуходувки и вентиляторы центробежные	1,25—1,50
Насосы центробежные	1,50—2,0
Насосы и компрессоры поршневые	2,0 —3,0
Станки металлообрабатывающие с непрерывным движением	1,25—1,50
Станки металлообрабатывающие с возвратно-поступательным движением	1,50—2,50
Станки деревообделочные	1,50—2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0 —3,0
Краны, подъемники, элеваторы	3,0 —4,0

Примечание. Для передач от поршневых двигателей значения k_p следует увеличивать на 50—70%.

§ 46. ПОСТОЯННЫЕ МУФТЫ

Жесткие муфты должны выполняться по нормалям машиностроения, установленным для следующих типов: втулочные муфты со штифтами, шпонками или шлицами — МН 1067-60, МН 1068-60 и МН 1069-60; фланцевые муфты, состоящие из двух полумуфт, — МН 2726-61 и МН 2728-61, то же с промежуточными полукольцами для центровки полумуфт — МН 2727-61 и МН 2729-61; продольно-свертные муфты с фиксирующим в осевом направлении разъемным кольцом — МН 2600-61; то же без кольца — МН 2601-61.

С введением указанных нормалей отпала необходимость проектирования жестких муфт, — достаточно выбрать требуемый типоразмер из нормального ряда.



Фиг. 12.1. Смещения валов:

а — осевое; *б* — радиальное; *в* — перекос.

Компенсирующие муфты допускают смещение валов, происходящее из-за неточности монтажа или температурных деформаций (фиг. 12.1).

Кулачковая расширительная муфта (фиг. 12.2) компенсирует только осевое смещение (см. фиг. 12.1, *а*).

Основные размеры муфт приведены в табл. 12.1. Посадка на вал с натягом, на призматическую шпонку, материал — чугун марки СЧ 18-36 и выше или стальное литье.

Опорную поверхность кулачков проверяют по удельному давлению

$$p = \frac{2P_p k_н}{z\,(b - 2e)\,(D - D_1)} \leqslant [p], \qquad (12.2)$$

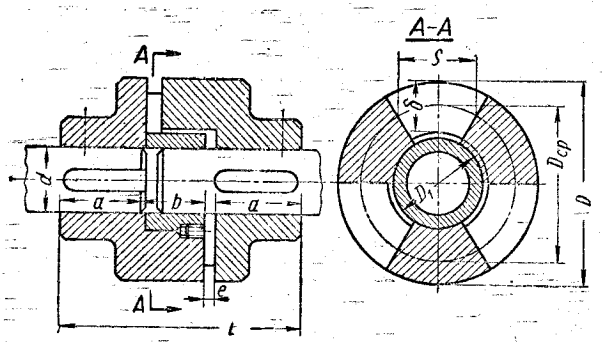
где $k_н = 1 \div 1{,}5$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки, меньшее значение — при постоянном передаваемом моменте и жестких валах;

z — число кулачков (обычно $z = 3$).

Расчетное окружное усилие

$$P_p = \frac{2M_p}{D_{cp}} = \frac{4M_p}{D + D_1}. \qquad (12.3)$$

Допускаемое удельное давление для чугунных муфт $[p] = 100\ кГ/см^2 = 9{,}81\ Мн/м^2$, для стальных $[p] = 200\ кГ/см^2 = 19{,}6\ Мн/м^2$.



Фиг. 12.2. Муфта кулачковая расширительная.

Плавающая кулачково-дисковая муфта типа Ольдгема [1] (фиг. 12.3) состоит из двух полумуфт *1* и *3* с торцовыми пазами и среднего диска *2* с выступами на обоих торцах, расположенными по взаимно перпендикулярным диаметрам. При радиальном смещении валов диск скользит во впадинах полумуфт. Посадка выступов в пазах $\frac{A_э}{Ш_э}$. Наибольшее допускаемое радиальное смещение валов $x \leqslant 0{,}01d + 0{,}25\ мм$ (см. фиг. 12.1, *б*). Перекос осей $\varphi \leqslant 40'$ (см. фиг. 12.1, *в*).

12.1. Кулачковые расширительные муфты (обозначения по фиг. 12.2)

Размеры в *мм*

d	*D*	*L*	*a*	*b*	*e*
45,5	130	200	80	40	10
70	170	250	100	50	10
90	225	305	120	65	15
110	275	375	150	75	15
125	300	400	160	80	15

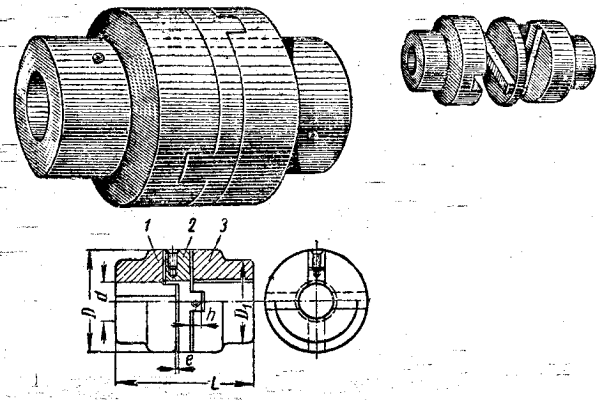
Примечание. Внутренний диаметр $D_1 \approx 0{,}5D$.

Потери на трение при условии подвода смазки к трущимся поверхностям составляют 3—5%.

Муфты типа Ольдгема применимы только для тихоходных валов. В подъемных кранах установка их запрещена Госгортехнадзором.

[1] Рассматриваемые муфты называют также крестово-кулисными.

Размеры муфт приведены в табл. 12.2. Скорость вращения не должна превышать $[n_{max}]$, указанной в таблице, так как при боль-



Фиг. 12.3. Муфта плавающая типа Ольдгема.

шей скорости на внутренний диск будет действовать значительная центробежная сила, что приведет к резкому возрастанию потерь на трение.

12.2. Плавающие кулачково-дисковые муфты (обозначения по фиг. 12.3)

Размеры в *мм*

d в *м*	$[M_p]$ в *кГ · м*	$[M_p]$ в *н · м*	$[n_{max}]$ в *об/мин*	D	D_1	L	h	e
30	20	196	250	80	60	151	10	0,5
40	40	392	220	100	80	194	13	0,5
50	80	785	200	120	100	237	16	0,5
60	125	1230	190	140	110	260	19	0,5
70	200	1960	180	160	120	303	22	0,5
80	315	3090	180	180	140	347	26	0,5
90	450	4410	160	200	160	391	30	0,5
100	630	6180	150	220	180	436	34	1

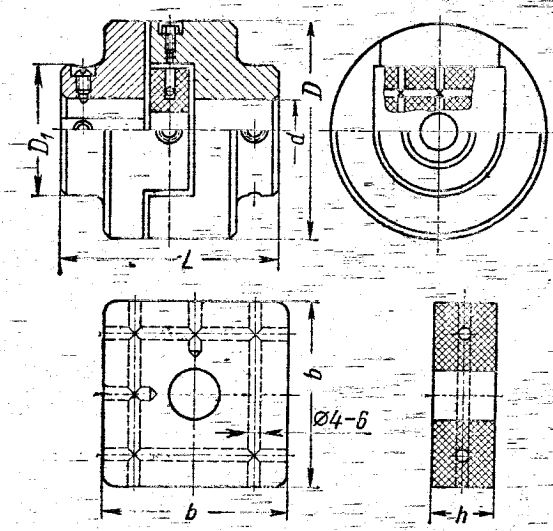
Примечание. Значения $[M_p]$ даны для муфт из стали 40Л. При изготовлении диска или всей муфты из чугуна $[M_p]$ вдвое меньше.

Муфты подбирают по диаметру вала и расчетному моменту M_p (в табл. 12.3 указаны допускаемые величины расчетных моментов $[M_p]$), затем проверяют максимальное удельное давление p_{max} на боковых гранях. Обычно принимают распределение давлений по линейному закону (эпюра давлений треугольник), при этом

$$p_{max} \approx \frac{12M_p}{h(2D+d)(D-d)} \leqslant [p]. \qquad (12.4)$$

Допускаемое удельное давление для стали по стали (обычно сталь Ст. 5, 40, 40Л) $[p] = 150 \div 250$ *кГ/см²* $\approx 14{,}7 \div 24{,}5$ *Мн/м²*, для чугуна по стали или чугуна по чугуну (не ниже СЧ 15-32) $[p] = 75 \div 100$ *кГ/см²* $\approx 7{,}36 \div 9{,}81$ *Мн/м²*.

Плавающая муфта с текстолитовым сухарем показана на фиг. 12.4. Основные размеры муфты, допускаемые расчетные моменты и угловые скорости приведены в табл. 12.3.



Фиг. 12.4. Плавающая муфта с текстолитовым сухарем.

Выбранную по табличным данным муфту следует проверить на наибольшее удельное давление, возникающее на рабочей поверхности сухаря:

$$p_{max} \approx \frac{6M_p}{hb^2} \leqslant [p]; \quad (12.5).$$

Для текстолита $[p] = 100$ *кГ/см²* $= 9{,}81$ *Мн/м²*.

Зубчатая муфта компенсирует все виды смещений — осевое, радиальное и перекос осей. Муфта состоит из втулок с наружными зубьями эвольвентного профиля, обточенными по шаровым поверхностям, с центром на оси вала, и полумуфт (обойм) с внутренними зубьями (фиг. 12.5). Эти полумуфты охватывают втулки, насаживаемые на концы валов с натягом. Полумуфты соединены болтами. С обеих сторон муфта

12.3. Муфты с текстолитовым сухарем [45] (обозначения по фиг. 12.4)

Размеры в *мм*

$[M_p]$ в *кГ·м*	$[M_p]$ в *н·м*	d	D	D_1	L	h	b	$[n_{max}]$ в *об/мин*
1,7	16,7	15—20	70	50	84	20	35	8200
7,9	77,5	25—28	100	60	124	20	55	5700
21	206	30—35	120	75	149	25	65	4700
32	314	40—45	150	90	184	30	75	4000
67	648	50—55	180	110	224	40	90	3200
90	883	60—65	220	130	254	45	110	2700
170	1670	70—75	250	150	274	50	130	2200
205	2010	80—85	290	170	304	60	150	1900

12.4. Зубчатые муфты типа МЗ (по ГОСТ 5006-55) *

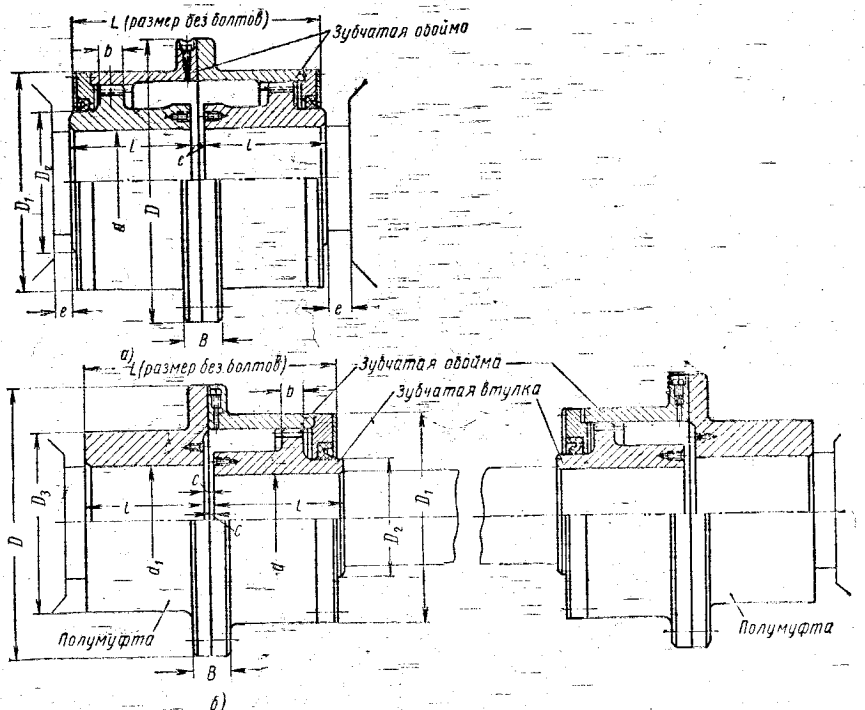
(обозначения по фиг. 12.5)

Размеры в *мм*

№ муфты	d	d_1	$[M_p]$ в $кГ \cdot м$	$[M_p]$ в $н \cdot м$	$[n_{max}]$ в об/мин	D	D_1	D_2	D_3	L	B	l	b	e	Модуль зацепления m	Число зубьев z
1	40	60	71	696	6300	170	110	55	95	115	34	55	12	12	2,5	30
2	50	70	140	1370	5000	185	125	70	110	145	34	70	15	12	2,5	38
3	60	90	350	3090	4000	220	150	90	145	170	40	85	20	18	3	40
4	75	100	560	5500	3350	250	175	110	170	215	40	105	25	18	3	48
5	90	120	800	7850	2800	290	200	130	190	235	50	115	25	25	3	56
6	105	130	1180	11600	2500	320	230	140	210	255	50	125	30	25	4	48
7	120	150	1900	18600	2120	350	260	170	240	285	50	140	35	30	4	56
8	140	170	2360	23200	1900	380	290	190	270	325	50	160	35	30	4	62
9	160	190	3000	29400	1700	430	330	210	280	335	50	165	35	30	6	46
10	180	210	5000	49000	1400	490	390	260	320	365	50	180	40	30	6	56

Примечания: 1. Таблица сокращена — по ГОСТ наибольший № 19, d = = 560 *мм*.

2. Размер c = 2,5 *мм* для муфт № 1—4 и c = 5 *мм* для муфт № 5—10.



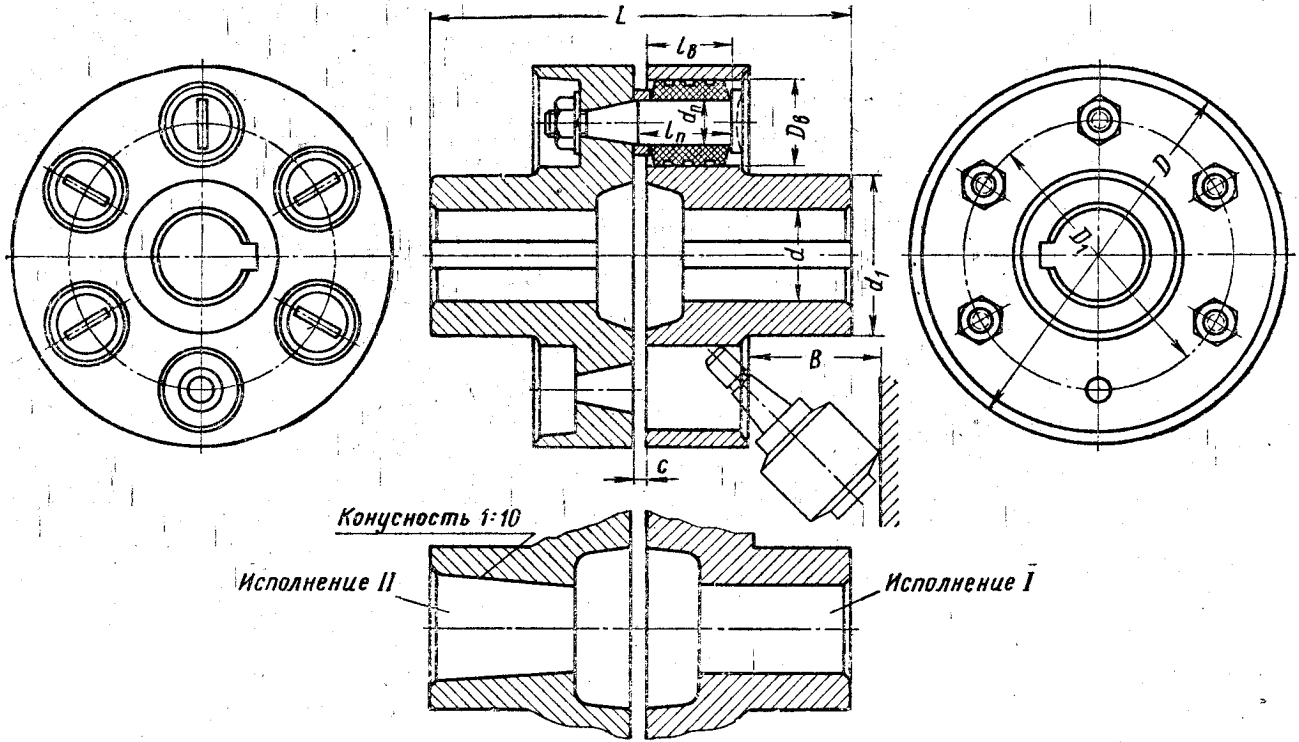
Фиг. 12.5. Муфта зубчатая:

а — типа МЗ; *б* — типа МЗП — с промежуточным валом.

12.5. Муфты упругие втулочно-пальцевые по МН 2096-61 (обозначения по фиг. 12.6)

Размеры в *мм*

d	$[M_p]$ в *кГ·м*	$[M_p]$ в *н·м*	$[n_{max}]$ в *об/мин*	D	L	c	B	Пальцы				Втулка упругая	
								$d_п$	$l_п$	Резьба	Количество z	Наружный диаметр $D_в$	Длина $l_в$
16 18	3,2	31,3	6300	80	84	1—4	28	10	19	M8	4	19	15
20 22	5,5	53,9	5600	90	104	1—4	28	10	19	M8	6	19	15
25 28	13	127	4750	120	125	1—5	42	14	33	M10	4	27	28
30 38	24	235	4000	140	165	1—5	42	14	33	M10	6	27	28
40 45	45	441	3350	170	226	2—6	55	18	42	M12	6	35	36
48 55	70	687	3000	190	226	2—6	55	18	42	M12	8	35	36
60 65	110	1080	2650	220	286	2—6	55	18	42	M12	10	35	36
70 75	200	1960	2240	250	288	2—8	70	24	52	M16	10	45	44
80 95	400	3920	1700	320	350	2—10	85	30	66	M24	10	56,5	56
100 120	800	7850	1400	400	432	2—12	110	38	84	M30	10	70,5	72



Фиг. 12.6. Муфта упругая втулочно-пальцевая.

закрыта торцовыми крышками с встроенными в них уплотнениями. Увеличенные зазоры между зубьями обеспечивают возможность радиального смещения от 1 до 8 *мм*; сферическая обточка зубьев допускает перекос до 1°, осевое смещение возможно в пределах, обусловленных перекрытием зубьев.

ГОСТ 5006-55 * предусматривает два типа муфт: нормальные МЗ и удлиненные МЗП с промежуточным валом (фиг. 12.5 и табл. 12.4).

Материал муфт — сталь 40, 45Л; твердость рабочих поверхностей втулок не ниже *HRC*40, обойм — не ниже *HRC*35.

К компенсирующим муфтам относится также *цепная муфта*, конструкция и размеры которой приведены в нормали МН 2091-61.

Упругие муфты амортизируют удары, некоторые из них допускают смещение и перекос осей. Широко применяются в приводах, работающих с переменной нагрузкой и частыми включениями.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) с изолирующим контактом показана на фиг. 12.6. Размеры муфт приведены в табл. 12.5. Резиновые втулки, надетые на пальцы, несколько ослабляют удары при резких колебаниях нагрузки, но амортизирующая способность муфты невелика; смещение валов допустимо только в осевом направлении, радиального смещения и перекоса муфта не компенсирует.

Расточка для вала — цилиндрическая под торцовое крепление (исполнение *I*) или под конический конец вала (исполнение *II*).

Допускается неодинаковая расточка обеих половин муфты в пределах d, относящихся к одному и тому же значению D; например, при $D = 140$ *мм* одна полумуфта может иметь $d = 30$ *мм*, а вторая $d = 38$ *мм*.

Материал полумуфт — чугун СЧ 21-40, сталь 35 и 35Л. Пальцы из нормализованной стали 45, втулки из специальной резины, $[\sigma]_{см} = 20$ *кГ/см*^{2} $= 1{,}92$ *Мн/м*^{2}. Муфту подбирают по диаметрам соединяемых валов и проверяют втулки на смятие поверхности, прилегающей к пальцу:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_p}{D_1 z d_n l_в} \leqslant [\sigma]_{см}, \qquad (12.6)$$

где $l_в$ — длина втулки;

d_n — диаметр пальца;

z — число пальцев;

D_1 — диаметр окружности, на которой расположены оси пальцев;

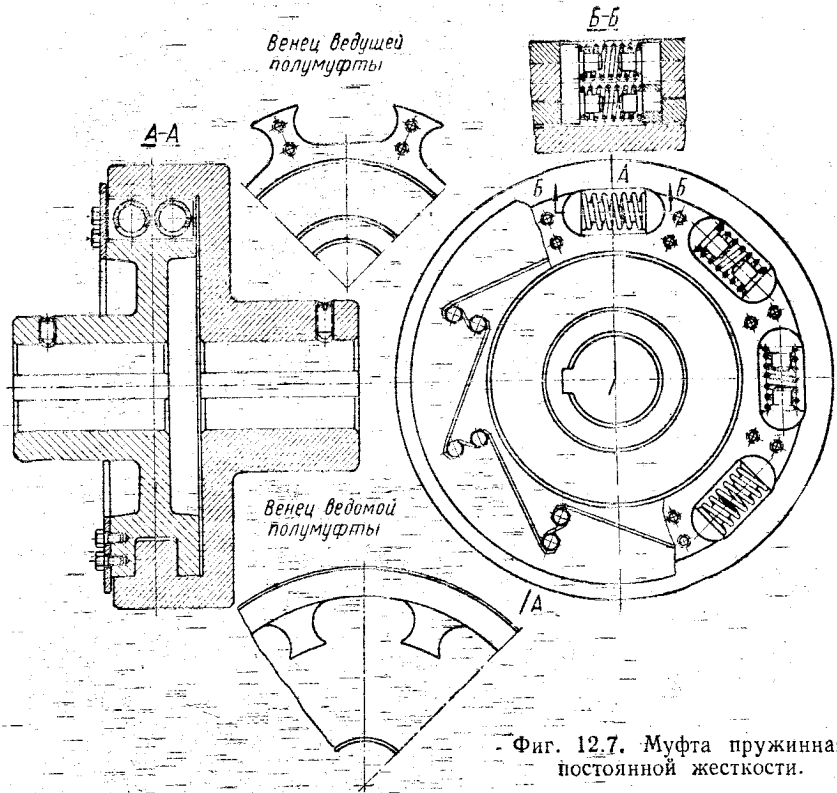
$$D_1 \approx D - 0{,}5D_в - (5 \div 10) \text{ мм},$$

где $D_в$ — наружный диаметр втулки.

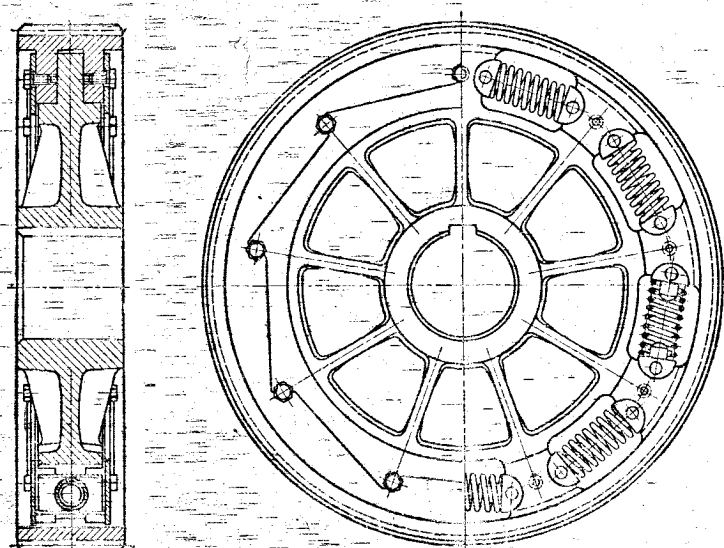
Пальцы проверяют на изгиб

$$\sigma_u = \frac{2M_p \cdot 0{,}5l_n}{D_1 z \cdot 0{,}1 d_n^3} = \frac{10M_p l_n}{D_1 z d_n^3} \leqslant [\sigma]_u; \qquad (12.7)$$

$$[\sigma]_u \approx 0{,}25\sigma_T.$$

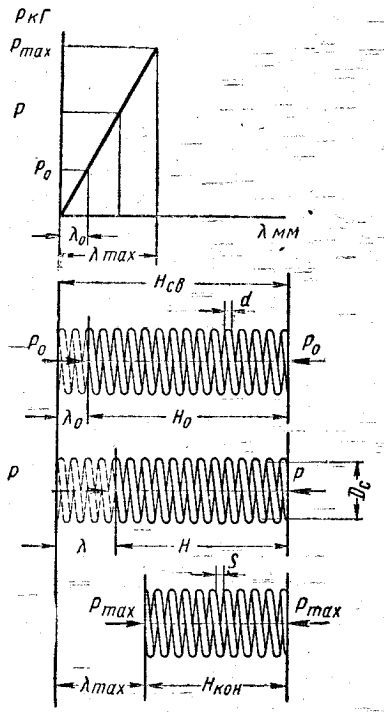


Фиг. 12.7. Муфта пружинная постоянной жесткости.



Фиг. 12.8. Зубчатое колесо с упругим ободом.

Пружинные муфты. В зависимости от характеристики пружины различают муфты постоянной и переменной жесткости. В первых деформация линейно зависит от нагрузки, и они обладают сравнительно малой демпфирующей способностью, служат для соединения валов (фиг. 12.7), а также применяются и в виде конструкций, встроенных непосредственно в зубчатые колеса и звездочки.



Фиг. 12.9. Характеристика пружины постоянной жесткости.

Одна из таких конструкций показана на фиг. 12.8. От диска, насаженного на вал, окружное усилие передается ободу зубчатого колеса цилиндрическими винтовыми пружинами, которые закладывают в пазы предварительно сжатыми. Характеристика такой муфты, выражающая зависимость изменения высоты (осадки) пружины от усилия (или момента), имеет вид прямой линии (фиг. 12.9). Начальная (P_0), номинальная (P) и максимальная (P_{max}) нагрузки и осадки λ_0, λ_1, λ_{max} отмечены на характеристике. При расчете требуется определить средний диаметр пружины D_c, диаметр проволоки d_n и осадку пружины λ.

Диаметр проволоки определяют из расчета пружины на прочность:

$$d_n = \sqrt{\frac{8Pck}{\pi [\tau]}}; \qquad (12.8)$$

$$P = \frac{M_p}{zR};$$

здесь R — радиус окружности расположения пружин;

z — число пружин;

$c = \frac{D_c}{d_n} = 4 \div 8$ — индекс пружины, которым задаются;

k — коэффициент, учитывающий влияние поперечной силы и кривизны витков; для пружин из проволоки круглого сечения

$$k = \frac{4c+2}{4c-3}. \qquad (12.9)$$

Допускаемое напряжение $[\tau] \approx (0{,}3 \div 0{,}35)\sigma_в$. Предел прочности для стальной углеродистой пружинной проволоки II класса по ГОСТ 9389-60 при $d_n = 3 \div 8$ *мм* $\sigma_в = 125 \div 165$ *кГ/мм*^{2} (бо́льшие значения берут при меньших диаметрах проволоки).

Изменение высоты пружины под нагрузкой (осадку пружины) определяют по формуле

$$\lambda = \frac{8PD_c^3 i}{Gd_n^4}, \qquad (12.10)$$

где i — число рабочих витков пружины, обычно в пределах 5—10;

G — модуль сдвига (для стали $G \approx 8 \cdot 10^5$ *кГ/см²* = $= 7{,}85 \cdot 10^4$ *Мн/м²*.

Величиной предварительного сжатия задаются в пределах $P_0 \approx (0{,}5 \div 0{,}8)P$.

Пример. Рассчитать пружины для упругого соединения венца зубчатого колеса с центром (см. фиг. 12.8) при следующих данных: номинальная передаваемая мощность $N = 80$ *квт*, $n = 720$ *об/мин*, коэффициент режима $k_p = 1{,}4$; $R = 200$ *мм*.

Материал пружин — стальная углеродистая проволока $\sigma_в =$ $= 135$ *кГ/мм²* $= 1325$ *Мн/м²*. Число пружин $z = 6$.

Р е ш е н и е. Определяем номинальный передаваемый момент

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{80 \cdot 10^3}{75{,}4} = 1060 \text{ н} \cdot \text{м},$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 720}{30} = 75{,}4$ *рад/сек*.

Максимальный момент (расчетный)

$$M_{\max} = k_p M = 1{,}4 \cdot 1060 = 1480 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Номинальное усилие, приходящееся на одну пружину,

$$P = \frac{M}{zR} = \frac{1060}{6 \cdot 0{,}2} = 883 \text{ н}.$$

Расчетное максимальное усилие на одну пружину

$$P_{\max} = \frac{M_{\max}}{zR} = \frac{1480}{6 \cdot 0{,}2} = 1240 \text{ н}.$$

Допускаемое напряжение для пружинной проволоки

$$[\tau] = 0{,}35\sigma_в = 0{,}35 \cdot 1325 = 463 \text{ Мн/м}^2.$$

Задаемся индексом пружины и числом рабочих витков:

$$c = \frac{D_c}{d_n} = 5; \quad i = 7.$$

Определяем поправочный коэффициент

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4 \cdot 5 + 2}{4 \cdot 5 - 3} = 1{,}3.$$

Находим диаметр проволоки

$$d_n = \sqrt{\frac{8P_{\max} ck}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1240 \cdot 5 \cdot 1{,}3}{3{,}14 \cdot 463 \cdot 10^6}} = 6{,}65 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 7 \text{ мм},$$

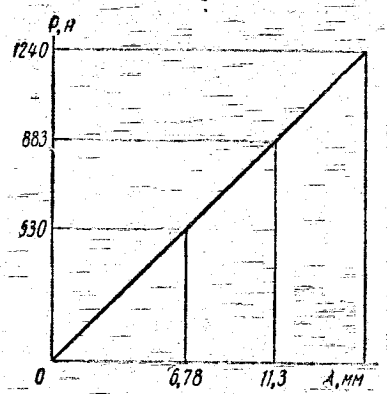
принимаем

$$D_c = cd_n = 5 \cdot 7 = 35 \text{ мм}.$$

Наибольшая осадка пружины при $G = 7{,}85 \cdot 10^4$ $Мн/м^2 = 7{,}85 \cdot 10^{10}$ $н/м^2$

$$\lambda_{max} = \frac{8P_{max}D_c^3 i}{Gd_n^4} = \frac{8 \cdot 1240 (35 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 7}{7{,}85 \cdot 10^{10} (7 \cdot 10^{-3})^4} = 158 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 15{,}8 \text{ мм}.$$

Строим характеристику пружины. Это прямая линия (фиг. 12.10), проходящая через начало координат и точку (λ_{max}, P_{max}). Находим по ней λ при $P = 883$ $н$, имеем $\lambda = 11{,}3$ $мм$, задаемся значением $P_0 = 0{,}6P = 0{,}6 \cdot 883 = 530$ $н$, $\lambda_0 = 6{,}78$ $мм$.



Фиг. 12.10. Характеристика пружины (к примеру расчета).

Размеры пружины: средний диаметр $D_c = 35$ $мм$; наружный диаметр $D_н = D_c + d_n = 35 + 7 = 42$ $мм$; внутренний диаметр $D_в = D_c - d = 35 - 7 = 28$ $мм$; полное число витков, с добавлением с торцов по 0,75 витка, поджатых и сошлифованных на плоскость, $i_0 = i + 1{,}5 = 7 + 1{,}5 = 8{,}5$; минимальная длина пружины, сжатой до соприкосновения витков, $H_{min} = (i_0 - 0{,}5)d = 8 \cdot 7 = 56$ $мм$. При нагрузке P_{max} должен быть зазор s между витками порядка $(0{,}1 \div 0{,}3)d_n$; принимаем $s = 1$ $мм$, тогда высота пружины при нагрузке P_{max}:

$$H_{кон} = H_{min} + si = 56 + 7 = 63 \text{ мм}.$$

Высота свободной (без нагрузки) пружины

$$H_{св} = H_{кон} + \lambda_{max} = 63 + 15{,}8 = 78{,}8 \text{ мм}.$$

Проверяем отношение $\frac{H_{св}}{D_c} = \frac{78{,}8}{35} = 2{,}25$; так как оно меньше 2,6, то выпучивания пружины при сжатии не будет.

Определяем шаг свободной пружины

$$h = d + \frac{\lambda_{max}}{i} + s = 7 + \frac{15{,}8}{7} + 1 = 10{,}26 \text{ мм}.$$

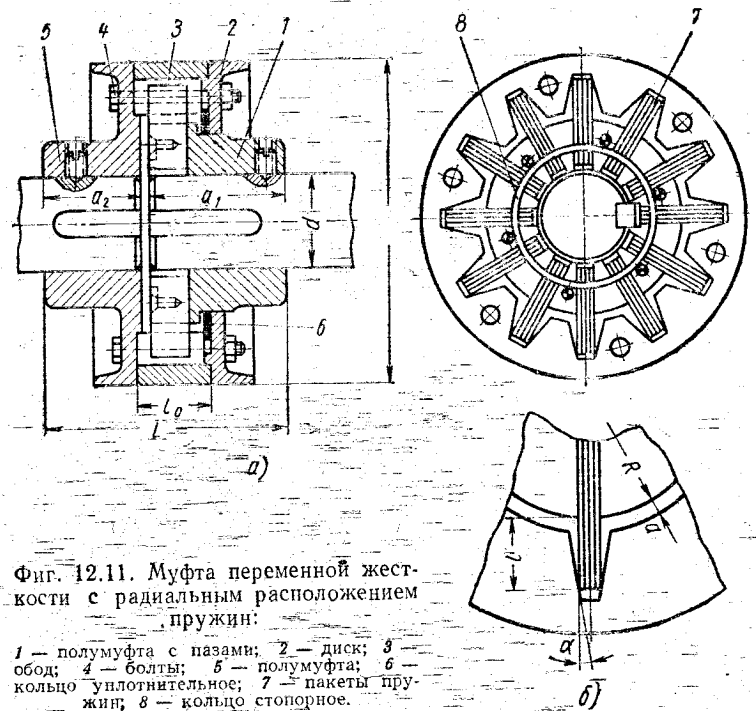
Угол подъема средней линии витков

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{h}{\pi D_c} = \frac{10{,}26}{3{,}14 \cdot 35} = 0{,}0993; \quad \alpha_0 \approx 5°20'.$$

Длина проволоки

$$L = \frac{\pi D_c i_0}{\cos \alpha_0} = \frac{3{,}14 \cdot 35 \cdot 8{,}5}{0{,}9957} = 937 \text{ мм}.$$

Муфта переменной жесткости показана на фиг. 12.11; радиально расположенные пакеты пружин набраны из тонких стальных пла-



Фиг. 12.11. Муфта переменной жесткости с радиальным расположением пружин:

1 — полумуфта с пазами; *2* — диск; *3* — обод; *4* — болты; *5* — полумуфта; *6* — кольцо уплотнительное; *7* — пакеты пружин; *8* — кольцо стопорное.

стин, одним концом они защемлены в ведущей полумуфте, второй конец каждого пакета входит свободно в клиновой паз обода

12.6. Муфты с радиально расположенными пружинами
(обозначения по фиг. 12.11)

Размеры в *мм*

d	$[M_p]$ в *кГ·м*	$[M_p]$ в *н·м*	$[n_{max}]$ в *об/мин*	D	L	l_0	a_1	a_2
25	7,5	73,6	4200	120	83	25	48	32
40	30	294	3500	160	113	25	60	50
55	80	785	2100	200	143	30	80	60
80	250	2450	1650	280	203	45	120	80
120	850	8340	1250	360	283	55	160	120
150	1700	16700	1000	440	353	60	200	150
200	4000	39200	850	570	473	60	260	210
250	7500	73600	800	640	543	65	300	240

ведомой полумуфты. При передаче относительно небольшого окружного усилия P (фиг. 12.12, *а*) плечо l остается постоянным; прогиб пружины

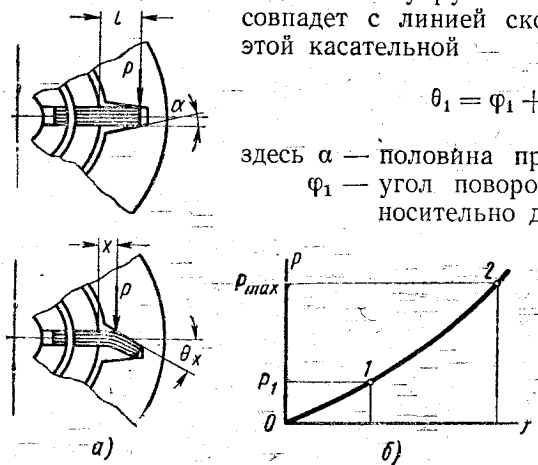
$$f = \frac{Pl^3}{3EJi}, \qquad (12.11)$$

где J — момент инерции сечения пластины;
E — модуль упругости;
i — число пластин в пакете.

При возрастании P до некоторого значения P_1 пружина изогнется так, что касательная к упругой линии в концевом сечении совпадет с линией скоса паза. Угол наклона этой касательной

$$\theta_1 = \varphi_1 + \alpha = \frac{P_1 l^2}{2EJi}; \qquad (12.12)$$

здесь α — половина профильного угла паза;
φ_1 — угол поворота одной полумуфты относительно другой.



Фиг. 12.12. Принцип работы муфты переменной жесткости:

а — положения пружины при изменении нагрузки;
б — характеристика пружины переменной жесткости.

На характеристике пружины (фиг. 12.12, *б*) зависимость стрелы прогиба f от величины окружного усилия P, приходящегося на каждый пакет пружин, в интервале от $P = 0$ до $P = P_1$ изобразится прямой *0—1*. При дальнейшем возрастании P до P_x зона прилегания пружин к пазу будет увеличиваться, плечо x — уменьшаться, а жесткость пружины $C = \frac{P}{f}$ возрастать; при этом стрела прогиба под силой P_x

$$f_x = \frac{P_x x^3}{3EJi}; \qquad (12.13)$$

угол наклона

$$\theta_x = \varphi_x + \alpha = \frac{P_x x^2}{2EJi}. \qquad (12.14)$$

При наибольшем значении P_{max} плечо $x = a$ (см. фиг. 12.11), на характеристике пружины участок переменной жесткости изобразится кривой *1—2*.

Проектирование муфты переменной жесткости можно вести в такой последовательности: в зависимости от передаваемого момента или от диаметра вала по табл. 12.6 выбирают основные размеры

муфты, числом пакетов z задаются в пределах 4—12, размеры R, l, a определяют конструктивно — в соответствии с выбранными основными размерами. Обычно принимают $R = (0{,}8 \div 1{,}0)d$, где d — диаметр вала. Далее вычисляют расчетный момент $M_p = Mk_p$ и определяют максимальное окружное усилие, приходящееся на один пакет пружин:

$$P_{max} = \frac{M_p}{(R + a)z}. \qquad (12.15)$$

Выбрав марку стали для пружин по табл. 12.7 и приняв $[\sigma]_u \approx \approx (0{,}5 \div 0{,}7)\sigma_T$, находят число пластин в каждом пакете:

$$i = \frac{P_{max}a}{W[\sigma]_u}; \qquad (12.16)$$

здесь $W = \frac{bs^2}{6}$ — момент сопротивления пластины;

b — ширина пластины;

s — ее толщина.

12.7. Сталь для пружин (по ГОСТ 2052-53)

Марка стали	Температура в °С		Механические свойства			
	закалки в масле	отпуска	$\sigma_в$		σ_T	
			в $кГ/мм^2$	в $Мн/м^2$	в $кГ/мм^2$	в $Мн/м^2$
70	830	480	105	1030	85	834
75	820	480	110	1080	90	883
85	820	480	115	1130	100	981
65Г	830	480	100	981	80	785
60С2	870	460	130	1280	120	1180
60С2А	870	460	160	1570	140	1370
60С2ХА	870	420	180	1770	160	1570

— Размеры b и s выбирают конструктивно. После округления i, полученного по формуле (12.16), следует уточнить расчётное напряжение σ_u.

Относительный угол поворота полумуфт под действием момента M_p

$$\varphi_2 = \alpha \frac{3l - a}{3R + a}. \qquad (12.17)$$

Угол наклона касательной к упругой линии

$$\theta_2 = \varphi_2 + \alpha = \frac{P_{max}a^2}{2EJi}. \qquad (12.18)$$

Заменяя из выражения (12.16) $P_{max}a = Wi[\sigma]_u$, получаем

$$\varphi_2 + \alpha = \frac{a[\sigma]_u}{sE}. \qquad (12.19)$$

Характеристику муфты в интервале $l > x > a$ строят по уравнениям

$$\varphi_x = \alpha \frac{3l - x}{3R + x}; \tag{12.20}$$

$$\theta_x = \frac{P_x x^2}{2EJi}; \tag{12.21}$$

$$M_x = P_x (R + x) z = \frac{2EJi (\varphi_x + \alpha)(R + x) z}{x^2}. \tag{12.22}$$

Пример. Рассчитать муфту переменной жесткости для привода к поршневому компрессору по следующим данным: $N = 60$ *квт*, $n = 730$ *об/мин*, диаметр вала $d = 60$ *мм*.

Р е ш е н и е. Определяем номинальный момент

$$M = 974 \frac{N}{n} = 974 \frac{60}{730} = 80 \ кГ \cdot м = 785 \ н \cdot м.$$

По табл. 12.7 подбираем муфту со следующими размерами: $D = 200$ *мм*, $L = 143$ *мм*, $l_0 = 30$ *мм*. Принимаем $z = 12$, $R = d = 60$ *мм*, $l = 0{,}5D - R - 10 = 30$ *мм*; $a = 10$ *мм* (см. фиг. 12.11). Определяем наибольший расчетный момент M_p, приняв коэффициент режима работы (см. табл. 12.1) $k_p = 2{,}5$,

$$M_p = k_p M = 2{,}5 \cdot 80 = 200 \ кГ \cdot м \approx 1960 \ н \cdot м.$$

Наибольшее усилие, приходящееся на каждый пакет пружин,

$$P_{max} = \frac{M_p}{(R + a) z} = \frac{200 \cdot 10^3}{(60 + 10) 12} = 240 \ кГ = 2350 \ н.$$

Выбираем для пружин сталь 60С2, имеющую $\sigma_T = 120 \ кГ/мм^2 = 1180 \ Мн/м^2$ (см. табл. 12.8) и принимаем $[\sigma] = 0{,}6\sigma_T = 0{,}6 \cdot 120 = 72 \ кГ/мм^2 = 706 \ Мн/м^2$; $E = 2{,}15 \cdot 10^4 \ кГ/мм^2 = 2{,}1 \cdot 10^5 \ Мн/м^2$.

По формуле (12.6) находим число пластин в пакете, приняв $b = 25$ *мм* и $s = 1$ *мм*:

$$i = \frac{P_{max} a}{W [\sigma]_u} = \frac{240 \cdot 10}{4{,}25 \cdot 72} \approx 8;$$

здесь

$$W = \frac{bs^2}{6} = \frac{25 \cdot 1}{6} = 4{,}25 \ мм^3.$$

Углы φ_2 и α определяем из системы уравнений (12.17) и (12.19).

Из уравнения (12.19) имеем

$$\varphi_2 + \alpha = \frac{10 \cdot 72}{2{,}15 \cdot 10^4} = 0{,}033 \ рад.$$

Из уравнения (12.17) получим

$$0{,}033 - \alpha = \alpha \frac{3 \cdot 30 - 10}{3 \cdot 60 + 10} = \alpha \cdot 0{,}42;$$

отсюда $\alpha = 0{,}023$ *рад*; $\varphi_2 = 0{,}010$ *рад*.

Для первой точки характеристики находим (см. фиг. 12.12, *б*)

$$\varphi_1 = \alpha \frac{2l}{3R + l} = 0{,}023 \frac{2 \cdot 30}{3 \cdot 60 + 30} \approx 0{,}007 \text{ рад};$$

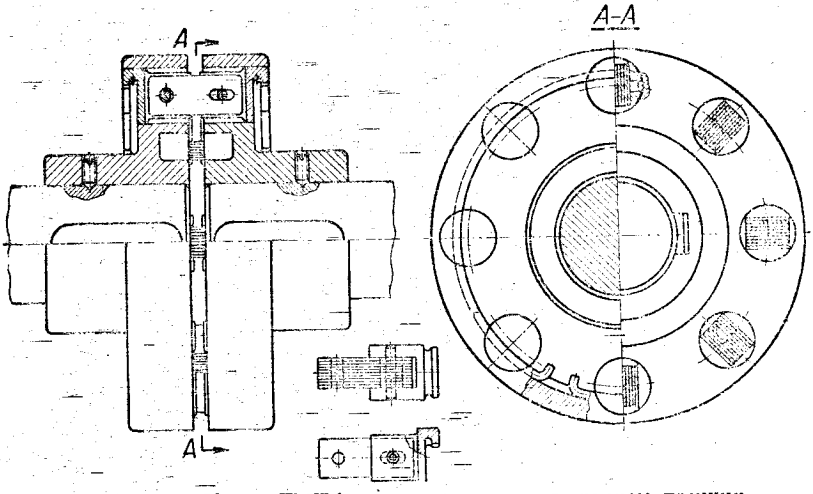
$$P_1 = (\varphi_1 + \alpha) \frac{2EJi}{l^2} = (0{,}07 + 0{,}023) \frac{2 \cdot 2{,}15 \cdot 10^4 \cdot 2{,}1 \cdot 8}{30^2} \approx 24 \text{ кГ};$$

здесь

$$J = \frac{bs^3}{12} = \frac{25}{12} \approx 2{,}1 \text{ мм}^4;$$

$$M_1 = P_1 (R + l) z = \frac{24 (60 + 30) 12}{1000} = 26 \text{ кГ} \cdot м = 255 \text{ н} \cdot м.$$

Значения φ_x и M_x для построения характеристики в интервале $l > x > a$ определяют по формулам (12.20) и (12.22).



Фиг. 12.13. Упругая муфта с осевым расположением пружин.

При радиальном расположении пружин наружный диаметр муфты получается сравнительно большим, что обусловливает значительную окружную скорость точек обода в приводах, работающих с высокими угловыми скоростями. Для соединения быстроходных валов целесообразнее применять муфты с осевым расположением пакетов пружин по образующей. Конструкция такой муфты постоянной жесткости показана на фиг. 12.13.

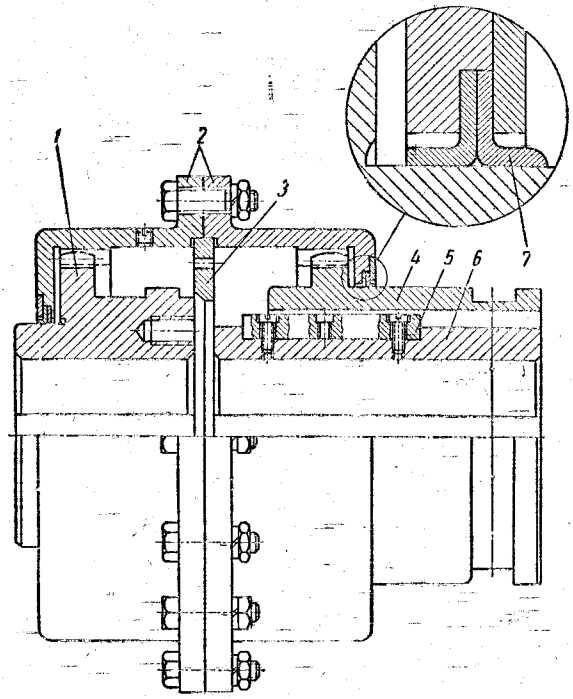
§ 47. СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

Сцепные муфты позволяют включать и выключать привод без остановки двигателя. Количество типов таких муфт очень велико; они выполняются с внешним управлением и с автоматическим — гидравлическим, электромагнитным и пр. Здесь рассматриваются

только сравнительно простые по конструкции муфты с механическим управлением трех типов — зубчатые, кулачковые и фрикционные.

Зубчатая сцепная муфта (фиг. 12.14) сходна с компенсирующей (см. фиг. 12.5), поэтому основные размеры ее можно назначать по табл. 12.4.

Для выключения муфты смещают подвижную полумуфту *4* влево до выхода из зацепления с внутренними зубьями обоймы. Включе-



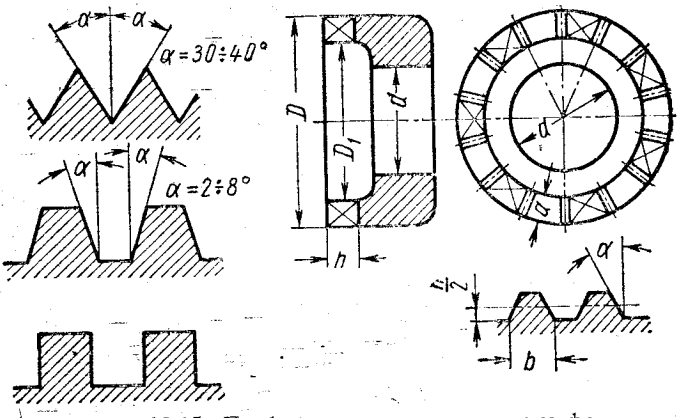
Фиг. 12.14. Муфта сцепная зубчатая:

1 — полумуфта; *2* — обойма с внутренними зубьями; *3* — ограничительный диск; *4* — подвижная полумуфта; *5* — направляющая шпонка; *6* — промежуточная втулка; *7* — уплотнение.

ния на ходу эта муфта не допускает. Проверка направляющих шпонок на смятие и подвижной втулки на кручение должна производиться по наибольшему передаваемому моменту.

Кулачковые сцепные муфты можно устанавливать в приводах с небольшой разностью окружных скоростей кулачков ведущей и ведомой частей (порядка до 1 *м/сек*). Отсюда предельная разность угловых скоростей ведущего и ведомого валов в момент включения не должна превышать $\omega_1 - \omega_2 \leqslant \frac{1}{R_c}$ *рад/сек*, где R_c — средний радиус окружности в *м*, по которой расположены кулачки.

Например, при $R_c = 0{,}05$ *м* получим $\omega_1 - \omega_2 \leqslant 20$ *рад/сек* (~ 200 *об/мин*). Подвижная полумуфта должна ставиться на ведомом валу на шлицах или на двух-трех направляющих шпонках; их длина $l \geqslant 1{,}5d$.



Фиг. 12.15. Профили кулачков сцепных муфт.

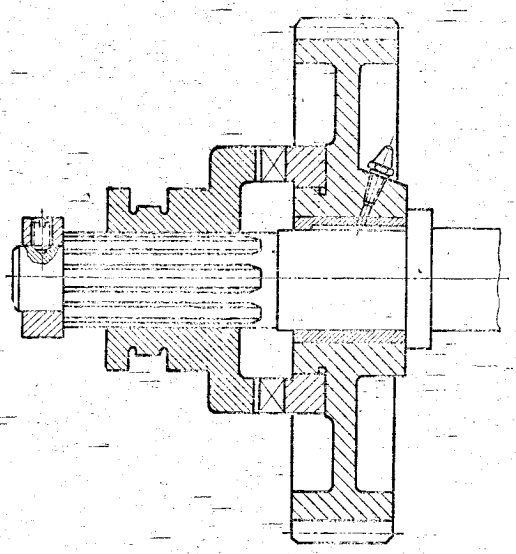
12.8. Размеры трапецеидальных кулачков в *мм*
(обозначения по фиг. 12.15)

Условия работы	Число кулачков	Наружный диаметр D	Ширина кулачка $a = \frac{D - D_1}{2}$	Высота кулачка h
Ручное включение и выключение	7	35 40—45 50	6 7 8	4 4 4
	9	55 60 и 70	8 10	4 4
Автоматическое или ручное включение	5 5	40 45—55	5—8 5—10	4 4
	7	60—90	5—10	6
При работе с небольшими скоростями	7 7 9	40 45—55 60—90	5—8 5—10 5—10	4 4 6

Профили кулачков показаны на фиг. 12.15; треугольные кулачки допустимы для муфт тихоходных валов при умеренной нагрузке, прямоугольные кулачки пригодны лишь при малой разности окружных скоростей порядка 0,1 *м/сек*; они не допускают включения

на ходу. Наиболее рациональная форма кулачков — трапецеидальная. Размеры таких кулачков приведены в табл. 12.8.

Твердость рабочих поверхностей кулачков *HRC*58—62 при вязкой сердцевине. Этому условию удовлетворяют цементируемые углеродистые и легированные стали 15; 20; 12Х; 20Х и др.; из них изготовляют только кольца, а для полумуфт берут сталь Ст. 5; 35 и др. Кулачковая сцепная муфта может служить для включения шкива или зубчатого колеса, свободно сидящего на валу (фиг. 12.16).



Фиг. 12.16. Кулачковая сцепная муфта, соединенная с зубчатым колесом.

При проектировании муфт основные размеры выбирают из конструктивных соотношений, например, по табл. 12.8, и затем проверяют кулачки на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2M_p k_н}{zD_c ha} \leqslant [\sigma]_{см}, \qquad (12.23)$$

где $k_н = 1{,}5 \div 2$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между кулачками;

$$D_c = \frac{D + D_1}{2}.$$

Для кулачков с закаленной до *HRC* 58—62 поверхностью, при включении на быстром ходу $[\sigma]_{см} = 400$ *кГ/см²* = 39,2 *Мн/м²*, при включении на тихом ходу $[\sigma]_{см} = 600$ *кГ/см²* = 58,8 *Мн/м²*; при включении неподвижных валов $[\sigma]_{см} = 1000$ *кГ/см²* = = 98,1 *Мн/м²*.

Усилие для включения муфты

$$Q_{вкл} = \frac{2M_p}{D_c}\left[f_1 \frac{D_c}{d} + \operatorname{tg}(\alpha + \rho)\right]. \qquad (12.24)$$

Усилие для выключения

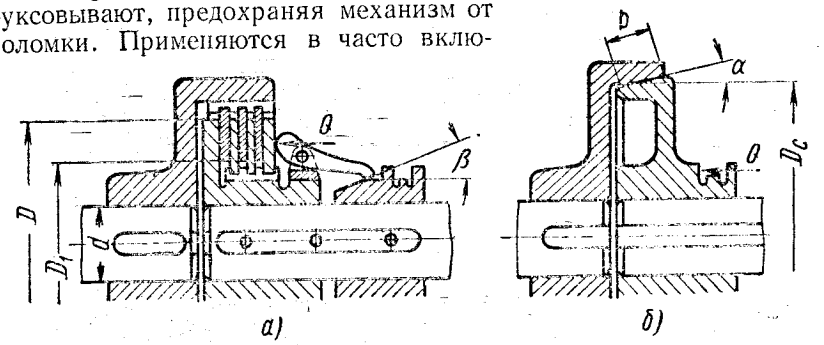
$$Q_{выкл} = \frac{2M_p}{D_c}\left[f_1 \frac{D_c}{d} - \operatorname{tg}(\alpha - \rho)\right], \qquad (12.25)$$

где f_1 — коэффициент трения муфты по валу;

$\operatorname{tg}\rho = f$ — коэффициент трения кулачков (обычно принимают $f_1 = f = 0{,}05 \div 0{,}15$, в зависимости от смазки);

$\rho = \operatorname{arctg} f$ — угол трения.

Фрикционные муфты обеспечивают плавное сцепление ведомого вала с вращающимся ведущим валом; при резких перегрузках проскальзывают, предохраняя механизм от поломки. Применяются в часто включаемых приводах. Муфты могут быть конусные, колодочные, дисковые или с разжимными кольцами.



Фиг. 12.17. Схемы сцепных фрикционных муфт:
а — многодисковая муфта; *б* — конусная муфта.

Конусные муфты чувствительны к перекосам валов; применяются при относительно небольших передаваемых моментах.

Муфты с колодками и разжимными кольцами имеют большие габариты; применяются редко.

Наиболее распространены *дисковые муфты*. Габариты их меньше, чем конусных и колодочных муфт. Передаваемый момент можно повысить увеличением числа дисков без изменения их диаметра.

Расчетный момент для фрикционных муфт

$$M_p = \beta M,$$

где β — коэффициент запаса сцепления, равный 1,25—1,50; для привода от электродвигателей

$$\beta \leqslant \frac{M_{нач}}{M},$$

где $M_{нач}$ — начальный или пусковой момент двигателя.

Основные расчетные зависимости (фиг. 12.17):
для дисковой муфты

$$M_p \leqslant \frac{\pi}{12} f\,[q]\,z\,(D^3 - D_1^3); \qquad (12.26)$$

для конусной муфты

$$M_p \leqslant \frac{\pi D_c^2}{2} b\,[q]\,f; \qquad (12.27)$$

здесь f — коэффициент трения, принимаемый по табл. 12.9;

$[q]$ — допускаемое удельное давление;
z — число пар трущихся поверхностей.

12.9. Значения f и q_0 для фрикционных муфт

Материал и условия работы	Коэффициент трения f	q_0 не более			
		для дисковых муфт		для конусных муфт	
		в $кГ/см^2$	в $Мн/м^2$	в $кГ/см^2$	в $Мн/м^2$
Работа со смазкой					
Закаленная сталь по закаленной стали	0,08	8	0,78	—	—
Чугун по чугуну или по закаленной стали . . .	0,08	8	0,78	10	0,98
Бронза по закаленной стали	0,08	5	0,49	6	0,59
Сталь по текстолиту . .	0,15	6	0,59	—	—
Работа без смазки					
Асбестовые обкладки по стали или чугуну . . .	0,3—0,35	2,5	0,245	3	0,294
Чугун по чугуну или по закаленной стали .	0,15	3	0,294	3	0,294
Ретинакс по стали или чугуну	0,2—0,3	15	1,47	15	1,47
Металлокерамика по стали	0,1—0,3	10	0,98	10	0,98

Допускаемое удельное давление $[q]$ определяют по формуле

$$[q] = q_0 k_1 k_2, \qquad (12.28)$$

где q_0 — см. табл. 12.9;
k_1 — коэффициент, учитывающий влияние скорости;
k_2 — коэффициент, учитывающий влияние числа дисков; значения k_1 и k_2 приведены в табл. 12.10 и 12.11.

12.10. Значения коэффициента k_1 в зависимости от средней окружной скорости v

v_c в м/сек	k_1	v_c в м/сек	k_1
1	1,35	6	0,75
2,0	1,08	8	0,68
2,5	1,0	10	0,63
3	0,94	15	0,55
4	0,81	20	0,50

12.11. Значения коэффициента k_2 для часто включаемых масляных муфт (50—100 включений в час) в зависимости от числа дисков z_1

z_1	k_2	z_1	k_2
3	1	8	0,85
4	0,97	9	0,82
5	0,94	10	0,79
6	0,91	11	0,76
7	0,88	12	0,73

Осевое усилие для включения дисковой муфты

$$Q = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_1^2)q, \tag{12.29}$$

для конусной муфты

$$Q = \pi D_c b q \sin\alpha. \tag{12.30}$$

В формулах (12.29) и (12.30) рабочее значение удельного давления q должно быть уточнено на основании формул (12.26) и (12.27) по принятым размерам муфты.

Угол α должен быть больше угла трения во избежание заклинивания; с другой стороны, с увеличением α возрастает Q, поэтому угол α ограничивают довольно узкими пределами.

Основные размеры муфт выбирают конструктивно, в зависимости от диаметра вала; для конусных муфт (см. фиг. 12.17) $D_c = (2{,}5 \div 4)d$; $\alpha = 8 \div 15°$; для дисковых муфт масляных $D = (1{,}5 \div 2)D_1$, $D_1 = (1{,}5 \div 2)d$; для дисковых муфт сухих $D_1 = (2 \div 3)d$, $D = (1{,}5 \div 2{,}5)D_1$.

Длина образующей поверхности трения конусной муфты

$$b = \frac{2M_p}{\pi D_c^2 [q] f} \leqslant 0{,}25 D_c; \tag{12.31}$$

если это условие не выполнено, то следует соответственно изменить D_c.

Для многодисковой муфты число пар трущихся поверхностей, на основании формулы (12.26),

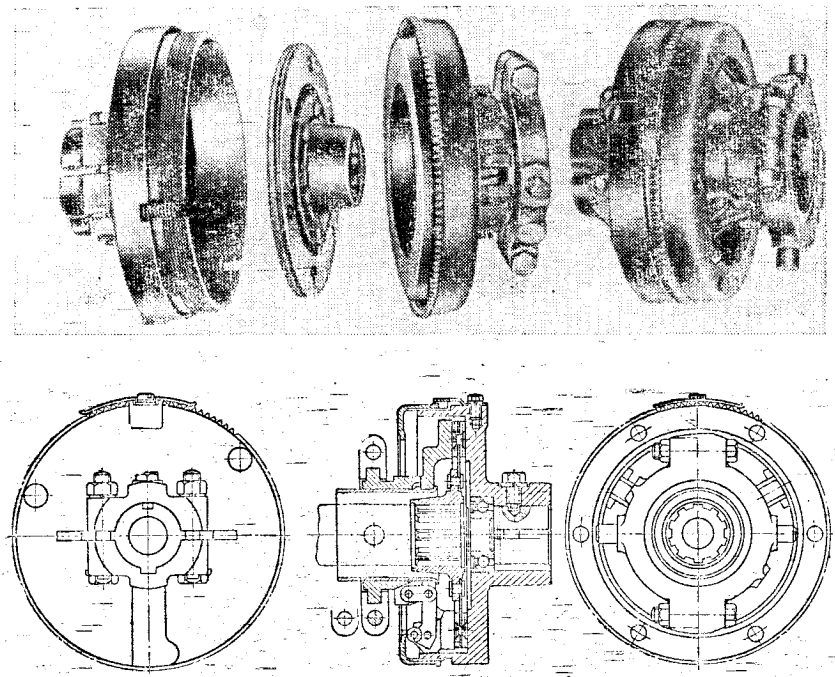
$$z = \frac{12M_p}{\pi f [q](D^3 - D_1^3)}; \tag{12.32}$$

полученное значение доводится до четного числа. Рекомендуется для сухих муфт $z \leqslant 6$; для масляных муфт $z \leqslant 16$.

Если по расчету z получится больше, то следует соответственно изменить D и D_1, не выходя за рекомендованные для них соотношения.

Число ведущих дисков $z_1 = \frac{z}{2}$, ведомых $z_2 = \frac{z}{2} + 1$.

Пример. Рассчитать дисковую фрикционную муфту, показанную на фиг. 12.18, для следующих условий: номинальная передаваемая мощность $N = 15$ *квт*, $n = 960$ *об/мин*, диаметр вала $d = 50$ *мм*,



Фиг. 12.18. Муфта фрикционная однодисковая.

число включений до 100 в час; диски стальные, обкладки асбестовые; работа с небольшими колебаниями передаваемого момента.

Р е ш е н и е. Номинальный момент

$$M = 974\frac{N}{n} = 974\frac{15}{960} = 15{,}2 \ \kappa\Gamma\cdot м = 149 \ н\cdot м.$$

Принимаем $\beta = 1{,}3$, тогда расчетный момент

$$M_p = \beta M = 1{,}3\cdot 15{,}2 = 19{,}7 \ \kappa\Gamma\cdot м = 193 \ н\cdot м.$$

Для стали по асбестовым обкладкам всухую $f = 0{,}33$ и $q_0 = 2{,}5 \ \kappa\Gamma/см^2 = 0{,}245 \ Мн/м^2$ (см. табл. 12.9). Принимаем средний диаметр диска $D_c = 3d = 150$ *мм*; средняя скорость

$$v_c = \frac{\pi D_c n}{60} = \frac{3{,}14\cdot 150\cdot 10^{-3}\cdot 960}{60} = 7{,}55 \ м/сек.$$

Из табл. 12.10 и 12.11 $k_1 = 0{,}7$ и $k_2 = 1$. По формуле (12.28)

$$[q] = q_0 k_1 k_2 = 2{,}5 \cdot 0{,}7 \cdot 1 = 1{,}75 \ кГ/см^2 = 0{,}172 \ Мн/м^2.$$

На основании формулы (12.26) имеем

$$D^3 - D_1^3 = \frac{12M_p}{\pi f [q] z}.$$

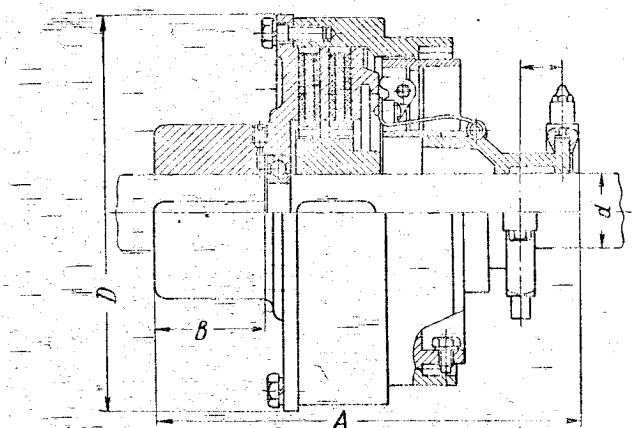
Для однодисковой муфты с двусторонней обкладкой $z = 2$; приняв $D = 2D_1$, получим

$$8D_1^3 - D_1^3 = \frac{12M_p}{\pi f [q] z},$$

откуда

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{12M_p}{7\pi f [q] z}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 19{,}7 \cdot 100}{7 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}33 \cdot 1{,}75 \cdot 2}} = 9{,}78 \ см;$$

принимаем $D_1 = 100$ *мм*, $D = 2D_1 = 200$ *мм*. Проверяем,



Фиг. 12.19. Муфта фрикционная многодисковая.

$D_c = 0{,}5(D + D_1) = 150$ *мм*, что совпадает с предварительно принятым, поэтому пересчета скорости v_c и $[q]$ производить не надо.

Определяем расчетное удельное давление

$$q = \frac{12M_p}{\pi f z (D^3 - D_1^3)} = \frac{12 \cdot 19{,}7 \cdot 100}{3{,}14 \cdot 0{,}33 \cdot 2 (20^3 - 10^3)} =$$
$$= 1{,}64 \ кГ/см^2 = 0{,}161 \ Мн/м^2.$$

Давление на диск при включении

$$Q = q \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) = 1{,}64 \frac{3{,}14}{4} (20^2 - 10^2) = 386 \ кГ = 3790 \ н.$$

Одна из конструкций многодисковых муфт показана на фиг. 12.19.

Габариты такой муфты и усилие для включения меньше, чем для однодисковых муфт. Так, для рассмотренного выше примера,

приняв $D_1 = 90$ *мм* и $D = 160$ *мм*, получим $D_c = 125$ *мм*; $v_c = 6{,}3$ *м/сек*; $k_1 = 0{,}74$; $[q] = 1{,}85$ *кГ/см*^{2} $= 0{,}181$ *Мн/м*^{2}. По формуле (12.32)

$$z = \frac{12 \cdot 19{,}7 \cdot 100}{3{,}14 \cdot 0{,}33 \cdot 1{,}85\,(16^3 - 9^3)} \approx 3{,}7.$$

Принимаем $z = 4$ и проверяем удельное давление

$$q = \frac{12 \cdot 19{,}7 \cdot 100}{3{,}14 \cdot 0{,}33 \cdot 4\,(16^3 - 9^3)} \approx 1{,}7 \text{ кГ/см}^2 = 0{,}167 \text{ Мн/м}^2 < [q].$$

Число ведущих дисков

$$z_1 = 0{,}5z = 2;$$

ведомых дисков

$$z_2 = z_1 + 1 = 3.$$

Давление на диски при включении

$$Q = q\frac{\pi}{4}(D^2 - D_1^2) = 1{,}7 \cdot 0{,}785\,(16^2 - 9^2) = 234 \text{ кГ} = 2300 \text{ н}.$$

§ 48. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Муфты этой группы ограничивают передаваемый момент и предохраняют части машин от поломок при перегрузках, превышающих расчетные.

Наиболее простая из них — *муфта со срезным штифтом* (фиг. 12.20). При аварийной перегрузке штифт срезается, и привод выключается.

12.12. Элементы предохранительных муфт со срезным штифтом (обозначения по фиг. 12.20)

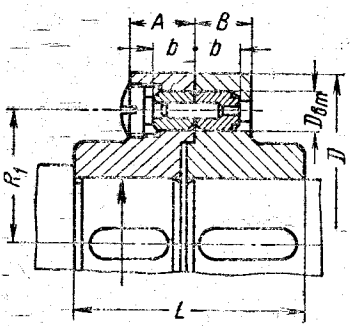
Размеры в *мм*

P		$d_{шт}$	$D_{вт}$	b	A	B
в *кГ*	в *н*					
70	687	1,5	10	12	22	16
130	1275	2	10	12	22	16
290	2840	3	15	18	30	25
530	5200	4	15	18	30	25
825	8090	5	15	18	30	25
1200	11770	6	25	28	50	45
2100	20600	8	25	28	50	45
3300	32800	10	25	28	50	45

Примечание: $P = \frac{M_p}{R_1}$; $R_1 = 0{,}5\,(D - D_{вт}) - (5 \div 10)$ *мм*.

Наружный диаметр $D \approx (2{,}5 \div 3{,}5)\,d$; длина $L \approx (2{,}5 \div 3)\,d$.

Основные размеры муфт приведены в табл. 12.12. Материал штифта — сталь 45 или пружинная сталь; втулки из стали 45 или 40Х, закаленные.



Фиг. 12.20. Муфта со срезным штифтом.

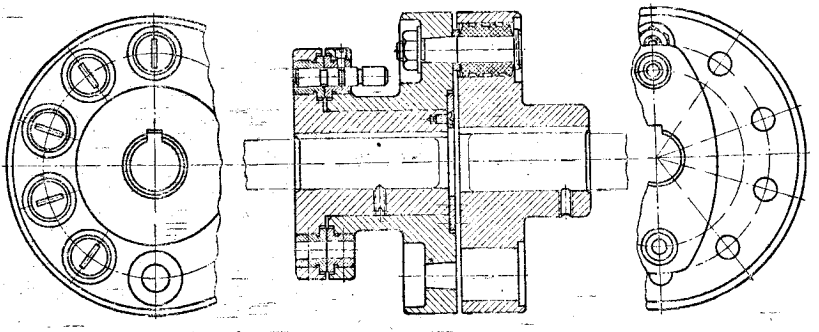
Расчетный момент принимают на 10—20% выше предельного допускаемого момента во избежание случайного выключения муфты:

$$M_p = (1{,}1 \div 1{,}2)\, M_{пред}. \qquad (12.33)$$

Диаметр штифта определяют из расчета на срез:

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{4P}{\pi\tau_{в\,ср}}} = \sqrt{\frac{4M_p}{\pi R_1 \tau_{в\,ср}}};$$

здесь $\tau_{в\,ср}$ предел прочности на срез, определяемый в зависимости от $\sigma_в$. Для штифтов с проточкой $\tau_{в\,ср} \approx 0{,}8\sigma_в$; для гладких штифтов диаметром до 3 *мм* $\tau_{в\,ср} \approx 0{,}8\sigma_в$; при $d_{шт} = 4 \div 5$ *мм*, $\tau_{в\,ср} \approx \approx 0{,}7\sigma_в$.



Фиг. 12.21. Муфта упруго-предохранительная.

Диаметр штифта, полученный по расчету, округляют до ближайшего размера, приведенного в табл. 12.12, а величину R_1 соответственно корректируют.

Штифтовая муфта со срезным штифтом может применяться в комбинации с упругой втулочно-пальцевой (фиг. 12.21) или зубчатой (фиг. 12.22).

Кулачковая предохранительная муфта сходна со сцепной кулачковой, но постоянно замкнута (фиг. 12.23). Усилие пружины, требующееся для поддержания муфты во включенном состоянии, определяют по формуле (12.24), но без учета сил трения на поверхности кулачков и шлицев, так как эти силы появляются только в процессе включения:

$$Q_1 = \frac{2M_н}{D_c} \operatorname{tg} \alpha. \qquad (12.34)$$

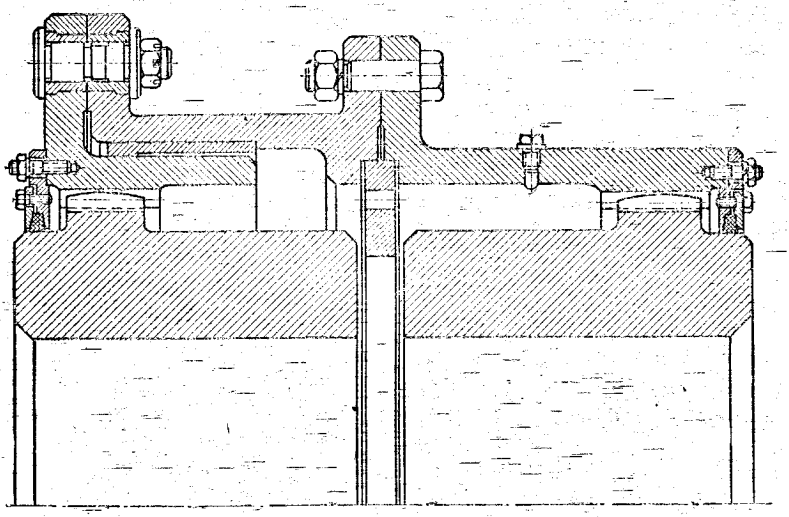
Со стороны кулачков на пружину действует противоположная сила выключения. При достижении моментом предельного значения, эта сила определится на основании формулы (12.25):

$$Q_2 = \frac{2M_p}{D_c}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_c}{d} f_1\right]. \qquad (12.35)$$

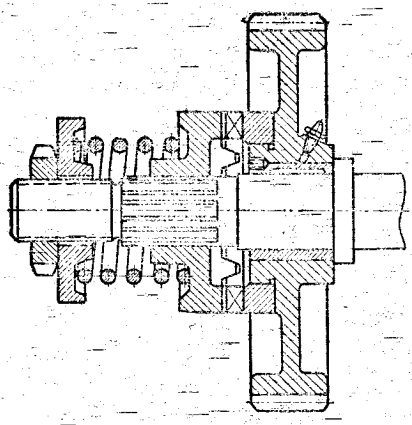
Условие выключения муфты при предельной нагрузке

$$Q_2 \geqslant Q_1 \text{ или } \frac{M_p}{M_н}\left[\operatorname{tg}(\alpha-\rho)-\frac{D_c}{d}f_1\right] \geqslant \operatorname{tg}\alpha. \qquad (12.36)$$

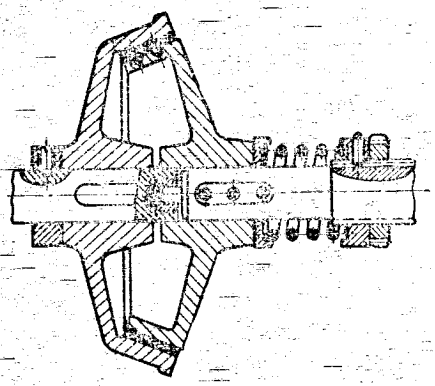
Из этого условия определяют минимальный угол α; здесь угол трения $\rho \approx 3 \div 5°$; $f_1 \approx 0{,}1 \div 0{,}15$; для смазываемых поверхностей значения ρ и f_1 следует брать приблизительно в два раза



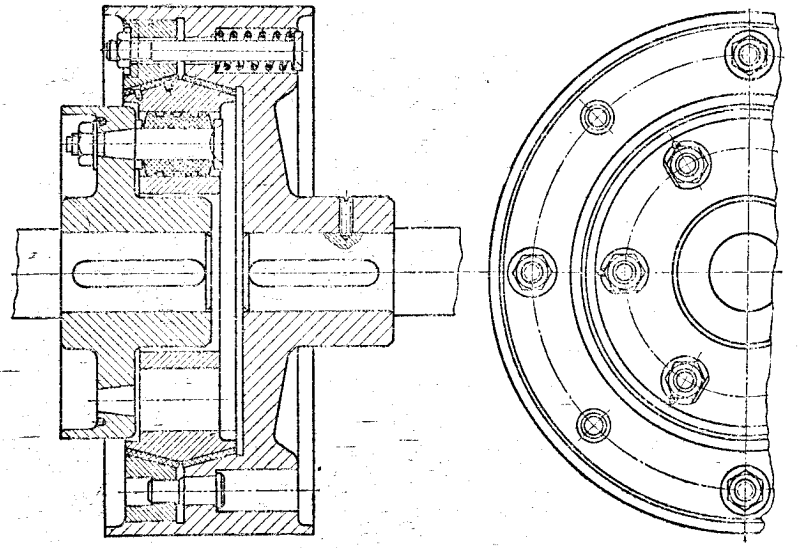
Фиг. 12.22. Муфта предохранительная зубчатая со срезным штифтом.



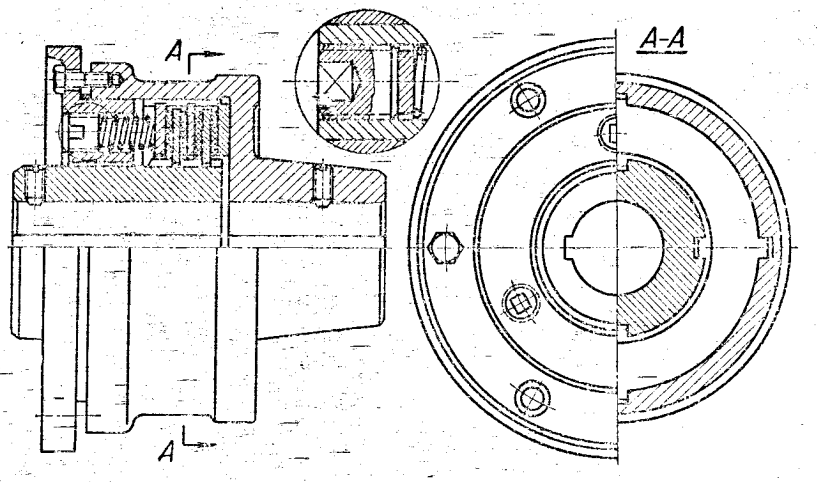
Фиг. 12.23. Муфта предохранительная кулачковая, соединенная с зубчатым колесом.



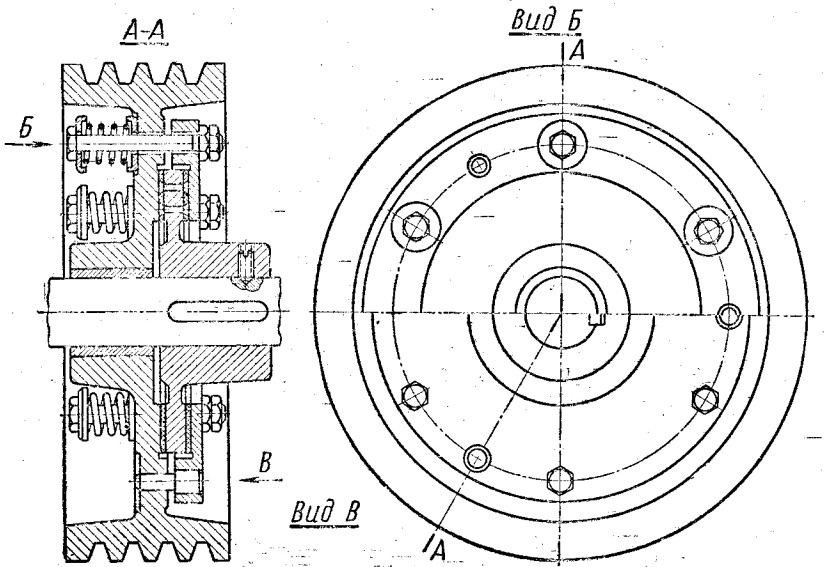
Фиг. 12.24. Муфта предохранительная фрикционная конусная.



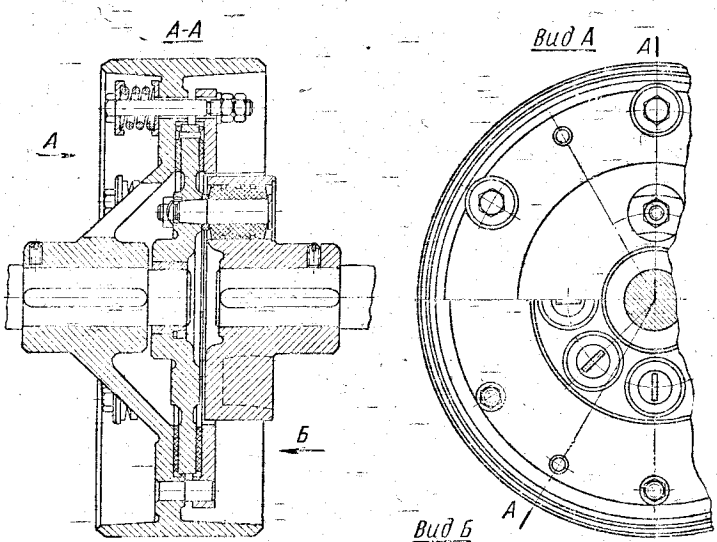
Фиг. 12.25. Упруго-предохранительная муфта с двойным конусом.



Фиг. 12.26. Муфта предохранительная фрикционная многодисковая



Фиг. 12.27. Муфта предохранительная фрикционная, встроенная в шкив.



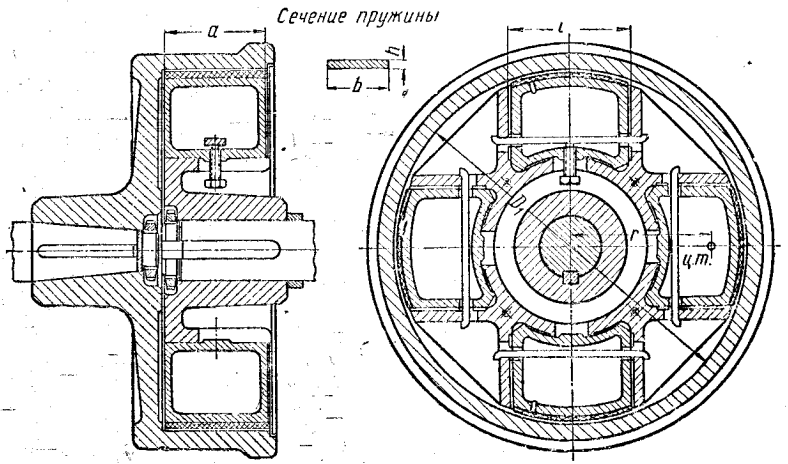
Фиг. 12.28. Муфта упруго-предохранительная фрикционная дисковая.

меньше. Пружину рассчитывают по найденному усилию Q_2 (см. § 46); число рабочих витков пружины i определится из условия, чтобы при сжатии пружины силой Q_2 деформация λ была бы равна высоте кулачка h; на основании формулы (12.10)

$$i = \frac{hd_nG}{8(Q_2 - Q_1)c^3}, \qquad (12.37)$$

где c — индекс пружины.

Усилие для включения $Q_{вкл}$ при $M_н$ определяют по характеристике пружины и проверяют по формуле (12.24). Для автоматиче-



Предохранительные фрикционные муфты рассчитывают так же, как и аналогичные сцепные муфты. Допускаемое удельное давление надо брать по верхнему пределу, указанному в табл. 12.9; если же по условиям эксплуатации случаи пробуксовывания редки, то допускается увеличение q_0 на 30—50%. В предохранительные муфты ставят обычно цилиндрические винтовые пружины круглого сечения; расчет их приведен в § 46.

Конструкция центробежной муфты, которая также может применяться в качестве предохранительной, показана на фиг. 12.29. Расчет такой муфты см. в литературе [22], [42], [59].

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Глава XIII

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

§ 49. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЗУБЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Задание

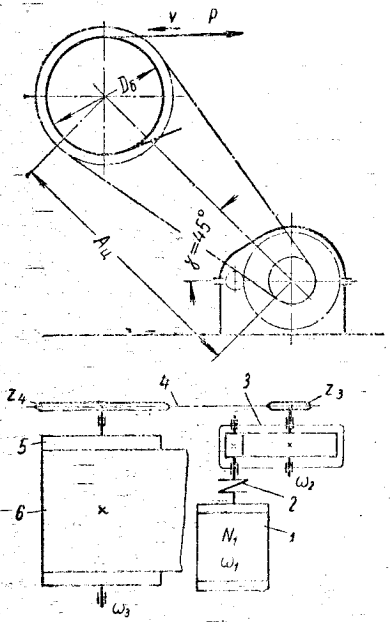
Спроектировать горизонтальный цилиндрический одноступенчатый редуктор с косозубыми колесами для привода ленточного конвейера.

Схема привода изображена на фиг. 13.1.

Конвейер предназначен для транспортировки инертных материалов и расположен внутри помещения.

Основные данные: полезное усилие, передаваемое лентой конвейера, $P = 8400\ н = 855\ кГ$; скорость ленты $v = 0{,}9\ м/сек$; диаметр ведущего барабана $D_б = 400\ мм$.

Все узлы должны быть установлены на подшипниках качения. Работа односменная. Редуктор предназначен для длительной эксплуатации.



Фиг. 13.1. Кинематическая схема привода конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — упругая муфта; *3* — редуктор; *4* — цепная передача; *5* — барабан; *6* — лента транспортера.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

1. Для определения приближенного значения к. п. д. всего привода примем ориентировочно: к. п. д. пары зубчатых колес редуктора $\eta_1 = 0{,}98$, к. п. д. пары подшипников $\eta_2 = 0{,}99$ и к. п. д. цепной передачи $\eta_3 = 0{,}92$ (см. табл. 1.1). Общий к. п. д. привода $\eta = \eta_1\eta_2^3\eta_3 = 0{,}98 \cdot 0{,}99^3 \cdot 0{,}92 = 0{,}875$.

2. Требуемая мощность электродвигателя

$$N_1 = \frac{Pv}{\eta 102} = \frac{855 \cdot 0{,}9}{0{,}875 \cdot 102} = 8{,}63 \text{ квт}.$$

$$N_1 = \frac{Pv}{\eta} = \frac{8400 \cdot 0{,}9}{0{,}875} = 8630 \text{ вт} = 8{,}63 \text{ квт}.$$

3. Угловая скорость барабана

$$n_б = \frac{60v}{\pi D_б} = \frac{60 \cdot 0{,}9}{3{,}14 \cdot 0{,}4} = 43 \text{ об/мин}.$$

$$\omega_б = \frac{2v}{D_б} = \frac{2 \cdot 0{,}9}{0{,}4} = 4{,}5 \text{ рад/сек}.$$

4. Приближенное значение общего передаточного числа i для заданной схемы найдем, приняв по табл. 1.3 передаточное число редуктора $i_р = 5$ и цепной передачи $i_ц = 3$. Общее передаточное число $i = i_р i_ц = 5 \cdot 3 = 15$.

5. Ориентировочное значение угловой скорости двигателя

$$n_{дв} = n_б \cdot i = 43 \cdot 15 = 645 \text{ об/мин}.$$

$$\omega_{дв} = \omega_б \cdot i = 4{,}5 \cdot 15 = 67{,}5 \text{ рад/сек}.$$

6. Выбор электродвигателя.

Так как включение конвейера может происходить в загруженном состоянии, то намечаем электродвигатель с повышенным пусковым моментом. По каталогу (см. табл. П1) выбираем электродвигатель, ближайший по мощности. Мощность выбранного двигателя должна быть не меньше, чем требуемая по расчету, а угловая скорость вала — близка к найденной выше ориентировочной скорости.

Принимаем асинхронный электродвигатель типа АОП 72-8, для которого $N_{дв} = 10$ *квт* и $n_{дв} = 730$ *об/мин*.

7. Окончательно определяем общее передаточное число привода

$$i = \frac{n_{дв}}{n_б} = \frac{730}{43} = 17.$$

$$i = \frac{\omega_{дв}}{\omega_б} = \frac{76{,}4}{4{,}5} = 17,$$

где $\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 730}{30} = 76{,}4$ *рад/сек*.

8. Для сохранения $i_ц$ близким к намеченному примем $i_р = 6$, тогда $i_ц = \frac{i}{i_р} = \frac{17}{6} = 2{,}83$.

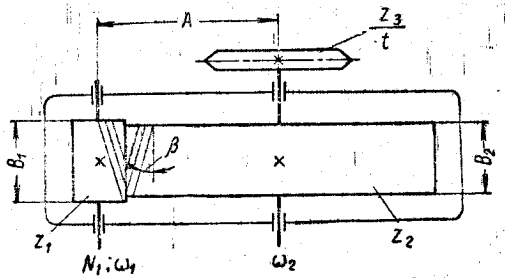
В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

9. Угловые скорости валов привода:

$$n_1 = n_{дв} = 730 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{730}{6} = 122 \text{ об/мин};$$

$$n_б = 43 \text{ об/мин}.$$



Фиг. 13.2. Кинематическая схема зубчатого редуктора.

ведущего вала редуктора

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 76{,}4 \text{ рад/сек};$$

ведомого вала редуктора

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_p} = \frac{76{,}4}{6} = 12{,}7 \text{ рад/сек};$$

вала барабана

$$\omega_б = 4{,}5 \text{ рад/сек}.$$

II. Расчет редуктора (фиг. 13.2)

1. Выбор материалов для зубчатых колес.

В задании на проектирование нет особых требований в отношении габаритов передачи, поэтому материалы выбираем со средними механическими качествами из табл. 3.15. Для шестерни принимаем сталь 50Г, термообработка — улучшение, твердость HB 241; для колеса — сталь 40, термообработка — нормализация, твердость HB152. Механические характеристики материалов:

шестерни (считаем, что диаметр заготовки будет до 100 *мм*)

$$\sigma_в = 75 \text{ кГ/мм}^2, \quad \sigma_T = 42 \text{ кГ/мм}^2; \qquad \sigma_в = 736 \text{ Мн/м}^2, \quad \sigma_T = 412 \text{ Мн/м}^2;$$

колеса (считаем, что диаметр заготовки будет в пределах 300—500 *мм*)

$$\sigma_в = 52 \text{ кГ/мм}^2, \quad \sigma_T = 26 \text{ кГ/мм}^2. \qquad \sigma_в = 510 \text{ Мн/м}^2, \quad \sigma_T = 255 \text{ Мн/м}^2.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

2. Пределы выносливости при симметричном цикле изгиба по формуле (3.64):

для материала шестерни

$$\sigma'_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 75 = 32{,}2 \ кГ/мм^2; \qquad \sigma'_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 736 = 317 \ Мн/м^2;$$

для материала колеса

$$\sigma''_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 52 = 22{,}4 \ кГ/мм^2. \qquad \sigma''_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 510 = 220 \ Мн/м^2.$$

3. Допускаемые напряжения определяем, исходя из длительной работы передачи. При этом число циклов нагружения зубьев $N_ц > 10^7$ и коэффициенты режима $k_{рк} = k_{рu} = 1$ (см. стр. 82 и 84).

Допускаемые контактные напряжения согласно формулам (3.59) и (3.59а)

$$[\sigma]_к = 28HBk_{рк}; \qquad [\sigma]_к = 2{,}75HBk_{рк};$$

для шестерни

$$([\sigma]_к)_ш = 28 \cdot 241 = 6750 \ кГ/см^2; \qquad ([\sigma]_к)_ш = 2{,}75 \cdot 241 = 641 \ Мн/м^2;$$

для колеса

$$([\sigma]_к)_к = 28 \cdot 152 = 4250 \ кГ/см^2. \qquad ([\sigma]_к)_к = 2{,}75 \cdot 152 = 418 \ Мн/м^2.$$

Для косозубых колес при значительном перепаде твердостей зубьев можно принять в соответствии с формулой (3.62) $[\sigma]_к = 0{,}5\{([\sigma]_к)_ш + ([\sigma]_к)_к\}$

$$[\sigma]_к = 0{,}5\ (6750 + 4250) = 5500 \ кГ/см^2; \qquad [\sigma]_к = 0{,}5\ (641 + 418) = 529{,}5 \ Мн/м^2;$$

так как $[\sigma]_к > 1{,}25\ ([\sigma]_к)_к$, то в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения принимаем $[\sigma]_к = 1{,}25\ ([\sigma]_к)_к$:

$$[\sigma]_к = 1{,}25 \cdot 4250 = 5300 \ кГ/см^2. \qquad [\sigma]_к = 1{,}25 \cdot 418 = 521 \ Мн/м^2.$$

4. Допускаемое напряжение изгиба при одностороннем действии нагрузки определяем по формуле (3.69)

$$[\sigma_0]_и = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{[n]\,k_\sigma}.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Принимая для нормализованных и улучшенных поковок $[n] = 1{,}5$, для шестерни $k'_\sigma = 1{,}6$ и для колеса $k''_\sigma = 1{,}5$ (см. стр. 84), получаем:

для шестерни

$$[\sigma_0]'_u = \frac{1{,}5 \cdot 32{,}2}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 20{,}1 \ кГ/мм^2;$$

$$[\sigma_0]'_u = \frac{1{,}5 \cdot 317}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 198 \ Мн/м^2;$$

для колеса

$$[\sigma_0]''_u = \frac{1{,}5 \cdot 22{,}4}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 14{,}9 \ кГ/мм^2.$$

$$[\sigma_0]''_u = \frac{1{,}5 \cdot 220}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 143{,}5 \ Мн/м^2.$$

5. Межосевое расстояние из условия контактной прочности определяем по формулам (3.6) и (3.6а)

$$A = (i_p + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{i_p \psi_A k_n}}.$$

$$A = (i_p + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}34 \cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{i_p \psi_A k_n}}.$$

а) Вращающий момент на валу шестерни

$$M_ш = 97\,430 \frac{N_1}{n_1} = 97\,430 \frac{8{,}63}{730} = 1150 \ кГ \cdot см.$$

$$M_ш = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{8630}{76{,}4} = 113 \ н \cdot м.$$

б) Зубчатые колеса в принятой схеме редуктора расположены симметрично относительно опор. Однако силы, действующие на звездочку цепной передачи, вызывают дополнительную деформацию ведомого вала, и условие контакта зубьев ухудшается. Упругая линия ведомого вала несимметрична, и коэффициент нагрузки следует выбирать как в случаях несимметричного расположения колес. Предварительно принимаем $K = 1{,}5$ (см. стр. 69). При этом расчетный момент на валу шестерни (см. табл. 3.1) $M_{рш} = M_ш K$:

$$M_{рш} = 1150 \cdot 1{,}5 = 1725 \ кГ \cdot см.$$

$$M_{рш} = 113 \cdot 1{,}5 = 170 \ н \cdot м.$$

в) Принимаем коэффициент ширины $\varphi_A = 0{,}4$.

г) Коэффициент повышения допускаемой нагрузки для непрямозубых колес из выбранного материала $k_n = 1{,}35$ (см. табл. 3.1); после подстановки выбранных величин получим

$$A = (6 + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{5300}\right)^2 \frac{1725}{6 \cdot 0{,}4 \cdot 1{,}35}} = 19{,}6 \ см,$$

$$A = (6 + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}34 \cdot 10^6}{521 \cdot 10^6}\right)^2 \frac{170}{6 \cdot 0{,}4 \cdot 1{,}35}} = 0{,}196 \ м,$$

принимаем $A = 195$ *мм*.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

6. Нормальный модуль зацепления по формуле (3.14)

$$m_n = (0{,}01 \div 0{,}02)\, A = (0{,}01 \div 0{,}02)\, 195 = 1{,}95 \div 3{,}9 \text{ мм}.$$

В соответствии с ГОСТ 9563-60 принимаем $m_n = 3$ мм (см. табл. 3.2).

7. Принимая предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10°$ по формуле (3.16), определяем суммарное число зубьев

$$z_c = \frac{2A\cos\beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 195 \cos 10°}{3} = 128.$$

Число зубьев шестерни $z_ш = \frac{z_c}{i_p + 1} = \frac{128}{6+1} = 18{,}3$. Принимаем $z_ш = 18$; тогда $z_к = z_c - z_ш = 128 - 18 = 110$.

Фактическое передаточное число редуктора $i_p = \frac{z_к}{z_ш} = \frac{110}{18} = 6{,}1$; угол наклона зубьев

$$\cos\beta = \frac{z_c m_n}{2A} = \frac{128 \cdot 3}{2 \cdot 195} = 0{,}9846;\ \beta = 10°05'.$$

8. Основные размеры зубчатой пары.

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса

$$d_{д1} = \frac{m_n}{\cos\beta} z_1 = \frac{3}{\cos 10°05'} 18 = 54{,}84 \text{ мм};\quad d_{д2} = \frac{m_n}{\cos\beta} z_2 = \frac{3}{\cos 10°05'} 110 = 335{,}16 \text{ мм}.$$

Диаметры делительных окружностей следует вычислять с точностью до двух знаков после запятой, не округлять их, и проверять, чтобы точно соблюдалось условие $\frac{d_{д1} + d_{д2}}{2} = A$.

В нашем случае $\frac{54{,}84 + 335{,}16}{2} = 195$ мм соблюдается точно.

Диаметры окружностей выступов

$$D_{e1} = d_{д1} + 2m_n = 54{,}84 + 2 \cdot 3 = 60{,}84 \text{ мм};\quad D_{e2} = d_{д2} + 2m_n = 335{,}16 + 2 \cdot 3 = 341{,}16 \text{ мм}.$$

Ширина:

зубчатого колеса $B_2 = \psi_A A = 0{,}4 \cdot 195 = 78$ мм;

шестерни $B_1 = B_2 + 5$ мм $= 78 + 5 = 83$ мм.

Примем $B_1 = 82$ мм.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

9. Проверяем коэффициенты ширины: $\psi_d = \frac{B_1}{d_{\partial 1}} = \frac{82}{54{,}84} \approx 1{,}5$. Рекомендуется $\frac{B_1}{d_{\partial ш}} \leqslant 1{,}5$, т. е. величина ψ_d не превышает допустимой;

$$\frac{2{,}5m_n}{A\sin\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 3}{195 \sin 10°5'} = 0{,}217 < \varphi_A = 0{,}4,$$

т. е. коэффициент φ_A выбран в допустимых пределах (см. стр. 49).

10. Окружная скорость колес и степень точности передачи:
окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_{\partial 1} n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}05484 \cdot 730}{60} = 2{,}1 \ м/сек.$$

$$v = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2} = \frac{76{,}4 \cdot 0{,}05484}{2} = 2{,}1 \ м/сек.$$

При данной скорости согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.11, можно принять 9-ю степень точности, но для уменьшения динамической нагрузки выбираем 8-ю степень.

11. Уточняем коэффициент нагрузки $K = K_{кц} K_{дин}$.

При $\frac{B_1}{d_{\partial 1}} = \frac{82}{54{,}84} \approx 1{,}5$ и несимметричном расположении колес относительно опор по табл. 3.12 и формуле (3.56) $K_{кц} = \frac{1{,}55 + 1}{2} = 1{,}28$; $K_{дин} = 1{,}1$ при $v < 3$ *м/сек* (см. табл. 3.10). $K = 1{,}28 \cdot 1{,}1 = 1{,}41$.

12. Рабочие (расчетные) контактные напряжения определяем по формулам (3.8) и (3.8а).
Передаточное число $i = 6{,}1$; расчетный момент на шестерне $M_{рш} = M_ш K$

$$M_{рш} = 1150 \cdot 1{,}41 = 1620 \ кГ \cdot см.$$

$$M_{рш} = 113 \cdot 1{,}41 = 159 \ н \cdot м.$$

Ширина колеса $B_2 = 78$ *мм*; при этом расчетные контактные напряжения

$$\sigma_к = \frac{1080}{A} \sqrt{\frac{M_{рш}(i_p + 1)^3}{B i_p k_n}} = \frac{1080}{19{,}5} \sqrt{\frac{1620 \ (6{,}1 + 1)^3}{7{,}8 \cdot 6{,}1 \cdot 1{,}35}} = 5260 \ кГ/см^2 < [\sigma]_к.$$

$$\sigma_к = \frac{0{,}34 \cdot 10^6}{A} \sqrt{\frac{M_{рш}(i_p + 1)^3}{B i_p k_n}} = \frac{0{,}34 \cdot 10^6}{0{,}195} \sqrt{\frac{159 \cdot (6{,}1 + 1)^3}{0{,}078 \cdot 6{,}1 \cdot 1{,}35}} = 518 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 518 \ Мн/м^2 < [\sigma]_к.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

13. Силы, действующие в зацеплении:

окружное усилие $P = \frac{2M_1}{d_{\partial 1}}$ $(M_1 = M_{ш})$:

$$P = \frac{2 \cdot 1150}{5{,}484} = 421 \ кГ;$$

$$P = \frac{2 \cdot 113}{0{,}05484} = 4130 \ н;$$

радиальное усилие $T = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$:

$$T = 421 \frac{\operatorname{tg} 20°}{\cos 10°05'} = 156 \ кГ;$$

$$T = 4130 \frac{\operatorname{tg} 20°}{\cos 10°05'} = 1530 \ н;$$

осевое усилие $Q = P \operatorname{tg} \beta$:

$$Q = 421 \operatorname{tg} 10°05' = 75 \ кГ.$$

$$Q = 4130 \operatorname{tg} 10°05' = 735 \ н.$$

14. Проверка прочности зубьев на изгиб (см. табл. 3.3):

$$\sigma_и = \frac{P_p}{y B m_n k_{пи}}.$$

а) фиктивные числа зубьев $z_{1ф} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 10°05'} \approx 19$; $z_{2ф} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{110}{\cos^3 10°05'} \approx 116$;

б) по табл. 3.4 находим коэффициенты формы зуба $y_1 = 0{,}363$, $y_2 = 0{,}484$;

в) сравнительная оценка прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса

$$y_1 [\sigma_0]'_и = 0{,}363 \cdot 20{,}1 = 7{,}30 \ кГ/мм^2;$$
$$y_2 [\sigma_0]''_и = 0{,}484 \cdot 14{,}9 = 7{,}22 \ кГ/мм^2;$$

$$y_1 [\sigma_0]'_и = 0{,}363 \cdot 198 = 71{,}9 \ Мн/м^2;$$
$$y_2 [\sigma_0]''_и = 0{,}484 \cdot 143{,}5 = 70{,}7 \ Мн/м^2;$$

проверять на изгиб следует зубья колеса, так как их прочность ниже, чем прочность зубьев шестерни;

г) коэффициент повышения прочности на изгиб непрямых зубьев по сравнению с прямыми $k_{пи} = 1{,}4$ (см. табл. 3.3);

д) $B = B_2 = 78 \ мм = 78 \cdot 10^{-3} \ м$;

е) расчетное окружное усилие $P_p = PK$

$$P_p = 421 \cdot 1{,}41 = 594 \ кГ;$$

$$P_p = 1430 \cdot 1{,}41 = 5830 \ н;$$

ж) рабочие (расчетные) напряжения изгиба в опасном сечении зуба колеса

$$\sigma_и = \frac{594}{0{,}363 \cdot 7{,}8 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}4} = 498 \ кГ/см^2 < [\sigma_0]''_и.$$

$$\sigma_и = \frac{5830}{0{,}363 \cdot 78 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}4} = 49{,}0 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 49{,}0 \ Мн/м^2.$$

Основные параметры редуктора сведены в табл. 13.1.

13.1. Сводная таблица основных параметров редуктора

Параметры	Значения параметров	Параметры	Значения параметров
Мощность на ведущем валу	$N_1 = 8{,}63$ *квт*	Коэффициент ширины колеса	$\psi_A = \frac{B}{A} = 0{,}4$
Передаточное число	$i_\rho = 6{,}1$	Диаметры делительных окружностей:	
Угловая скорость:		шестерни	$d_{\partial 1} = 54{,}84$ *мм*
ведущего вала	730 *об/мин* = 76,4 *рад/сек*	колеса	$d_{\partial 2} = 335{,}16$ *мм*
ведомого вала	122 *об/мин* = 12,7 *рад/сек*	Ширина шестерни	$B_1 = 82$ *мм*
Тип передачи	Косозубая	колеса	$B_2 = 78$ *мм*
Межосевое расстояние	$A = 195$ *мм*	Силы, действующие в зацеплении:	
Число зубьев шестерни	$z_1 = 18$	окружная	$P = 421$ *кГ* = 4130 *н*
колеса	$z_2 = 110$	радиальная	$T = 156$ *кГ* = 1530 *н*
Угол наклона зубьев	$\beta = 10°05'$	осевая	$Q = 75$ *кГ* = 735 *н*
Модуль нормальный	$m_n = 3$ *мм*		

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

III. Ориентировочный расчет валов редуктора

1. Крутящие моменты, возникающие в поперечных сечениях валов:

ведущего

$$M_{к1} = M_ш = 1150\ кГ \cdot см; \qquad M_{к1} = M_ш = 113\ н \cdot м;$$

ведомого

$$M_{к2} = M_{к1} i_р = 1150 \cdot 6{,}1 = 7020\ кГ \cdot см. \qquad M_{к2} = M_{к1} i_р = 113 \cdot 6{,}1 = 690\ н \cdot м.$$

2. Диаметры валов.

Ведущий вал. Диаметр выходного конца вала определяем из расчета на кручение, приняв допускаемое напряжение $[\tau]_к = 250\ кГ/см^2 = 24{,}8\ Мн/м^2$. При этом

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{к1}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{1150}{0{,}2 \cdot 250}} = 2{,}86\ см. \qquad d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{к1}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{113}{0{,}2 \cdot 24{,}8 \cdot 10^6}} = 0{,}0286\ м.$$

Согласно ГОСТ 6636-60 принимаем $d_1 = 30\ мм$. Диаметр вала под подшипником предварительно берем $d_1' = 35\ мм$ и под шестерней $d_1'' = 40\ мм$.

Ведомый вал. Учитывая влияние изгиба от натяжения цепи, принимаем для определения диаметра выходного конца вала пониженное допускаемое напряжение: $[\tau]_к = 200\ кГ/см^2 = 19{,}6\ Мн/м^2$. При этом

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{к2}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{7020}{0{,}2 \cdot 200}} = 5{,}61\ см. \qquad d_2 = \sqrt[3]{\frac{690}{0{,}2 \cdot 19{,}6 \cdot 10^6}} = 0{,}0561\ м.$$

Принимаем $d_2 = 55\ мм$, под подшипником $d_2' = 60\ мм$ и под зубчатым колесом $d_2'' = 65\ мм$. Диаметры остальных участков валов назначают конструктивно при компоновке редуктора.

IV. Конструктивные размеры зубчатой пары

Шестерня — выполняется без ступицы.

Зубчатое колесо — кованое (см. фиг. 11.1):

диаметр ступицы $d_{ст} = 1{,}6 d_2'' = 1{,}6 \cdot 65 = 104\ мм$; принимаем $d_{ст} = 105\ мм$;

длина ступицы $l_{ст} \geqslant 1{,}2 d_2'' \geqslant 1{,}2 \cdot 65 = 78\ мм$;

толщина обода $\delta_0 = 2{,}5 m_n = 2{,}5 \cdot 3 = 7{,}5\ мм$; принимаем $\delta_0 = 8\ мм$;

толщина диска $C = 0{,}3 B_2 = 0{,}3 \cdot 78 = 23{,}4$; принимаем $C = 24\ мм$.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

V. Размеры элементов корпуса и крышки редуктора (см. фиг. 11.19)

1. $\delta = 0{,}025A + 1 = 0{,}025 \cdot 195 + 1 = 5{,}85$ *мм*; принимаем $\delta = 8$ *мм*.
2. $\delta_1 = 0{,}02A + 1 = 0{,}02 \cdot 195 + 1 = 4{,}9$ *мм*; принимаем $\delta_1 = 8$ *мм*.
3. Толщина верхнего пояса корпуса $b = 1{,}5\ \delta = 1{,}5 \cdot 8 = 12$ *мм*.
4. Толщина пояса крышки $b_1 = 1{,}5\ \delta_1 = 1{,}5 \cdot 8 = 12$ *мм*.
5. Толщина нижнего пояса корпуса $p = 2{,}35\ \delta = 2{,}35 \cdot 8 = 19$ *мм*; принимаем $p = 20$ *мм*.
6. Диаметр фундаментных болтов $d_1 = 0{,}036\ A + 12 = 0{,}036 \cdot 195 + 12 = 19{,}2$ *мм*; принимаем фундаментные болты с резьбой М20.
7. $d_2 = 0{,}75 d_1 = 0{,}75 \cdot 20 = 15$ *мм*; принимаем болты М16.
8. $d_3 = (0{,}5 \div 0{,}6)\ d_1 = (0{,}5 \div 0{,}6)\ 20 = 10 \div 12$ *мм*; принимаем болты М12.
9. Глубина гнезда под подшипник $l_1 = x + K_2 + 3 = 2 + 39 + 3 = 44$ *мм*.

VI. Расчет цепной передачи

1. Уточняем передаточное число цепной передачи $i_ц = \dfrac{i}{i_p} = \dfrac{17}{6{,}1} = 2{,}78$.

2. Выбор типа цепи. Так как цепная передача является последней ступенью привода, то скорость цепи будет небольшой, а нагрузка значительной. Выбираем цепь втулочно-роликовую.

3. Передаваемая ведущей звездочкой мощность $N_2 = N_1 \eta_1 \eta_2^3 = 8{,}63 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99^2 = 8{,}26$ *квт*,

где $\eta_1 = 0{,}98$ — к. п. д. зубчатой передачи;
$\eta_2 = 0{,}99$ — к. п. д., учитывающий потери в одной паре подшипников качения.

4. Числа зубьев звездочек.

Так как передача тихоходная, то назначаем $z_3 = 15$, тогда $z_4 = z_3 i_ц = 15 \cdot 2{,}78 = 41{,}7$; примем $z_4 = 42$; при этом передаточное число будет $i_ц = \dfrac{z_4}{z_3} = \dfrac{42}{15} = 2{,}8$.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

5. Коэффициент нагрузки $k = k_1 k_2 k_3 = 1 \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 1{,}5$, где $k_1 = 1{,}0$ — нагрузка спокойная; $k_2 = 1{,}5$ — смазка периодическая; $k_3 = 1$ — работа в одну смену (см. стр. 148, 149).

6. Приближенное значение шага цепи по формуле (7.13)

$$t = 280\sqrt[3]{\frac{N_2 k}{z_3 n_2 [p]}} \text{ мм}$$

при $n_2 = 122$ *об/мин* < 200 *об/мин* согласно табл. 7.4 принимаем $[p] = 2{,}87$ *кГ/мм²*. При этом

$$t = 280\sqrt[3]{\frac{8{,}26 \cdot 1{,}5}{15 \cdot 122 \cdot 2{,}87}} = 37{,}3 \text{ мм}.$$

$$t = 28{,}2\sqrt[3]{\frac{N_2 k}{z_3 \omega_2 [p]}} \text{ м}$$

при $\omega_2 = 12{,}7$ *рад/сек* < 21 *рад/сек* согласно табл. 7.4 принимаем $[p] = 28{,}1$ *Мн/м²*. При этом

$$t = 28{,}2\sqrt[3]{\frac{8{,}26 \cdot 1{,}5}{15 \cdot 12{,}7 \cdot 28{,}1 \cdot 10^6}} = 0{,}0373 \text{ м}.$$

По табл. 7.1 принимаем шаг цепи $t = 35$ *мм*. Учитывая малую скорость цепи, принимаем $A_t = 25t$.

7. Для окончательного выбора цепи проверяем ее на прочность и износостойкость. Для удобства выполнения расчета выразим скорость и окружное усилие в функции шага

$$v = \frac{z_3 n_2 t}{60 \cdot 1000} = \frac{15 \cdot 122 t}{60 \cdot 1000} = 0{,}0305t \text{ м/сек},$$

(где t в *мм*)

$$P = \frac{102 N_2}{v} = \frac{102 \cdot 8{,}26}{0{,}0305t} = \frac{26\,600}{t} \text{ кГ}.$$

$$v = \frac{z_3 \omega_2 t}{2\pi} = \frac{15 \cdot 12{,}7 t}{2 \cdot 3{,}14} = 30{,}5t \text{ м/сек},$$

(где t в *м*)

$$P = \frac{N_2}{v} = \frac{8{,}26 \cdot 1000}{30{,}5t} = \frac{261}{t} \text{ н}.$$

Результаты расчета сводим в табл. 13.2. Расчет производим в двух вариантах: для цепи втулочно-роликовой приводной однорядной с шагом $t = 35$ *мм* по ГОСТ 586-41 и цепи втулочно-роликовой повышенной прочности и точности с таким же шагом $t = 35$ *мм* по ГОСТ 5528-50.

После выполнения расчета (см. табл. 13.2) окончательно выбираем цепь повышенной прочности и точности. Условное обозначение: *Цепь ВР 35 ГОСТ 5528-50*.

13.2. Расчет цепной передачи

№ по пор.	Наименование	В единицах МКГСС и внесистемных: Обозначение и формула	Числовое значение: по ГОСТ 586-41	Числовое значение: по ГОСТ 5528-50	В единицах СИ: Обозначение и формула	Числовое значение: по ГОСТ 586-41	Числовое значение: по ГОСТ 5528-50
1	Внутренний диаметр втулки	d в *мм*	12	10,5	d в *м*	$12 \cdot 10^{-3}$	$10{,}5 \cdot 10^{-3}$
2	Расстояние между внутренними пластинами	c в *мм*	22	21	c в *м*	$22 \cdot 10^{-3}$	$21 \cdot 10^{-3}$
3	Толщина пластин	s в *мм*	3	4,5	s в *м*	$3 \cdot 10^{-3}$	$4{,}5 \cdot 10^{-3}$
4	Разрушающая нагрузка	$Q_{раз}$ в *кГ*	5000	12 500	$Q_{раз}$ в *н*	49 030	122 600
5	Вес 1 *м* цепи	q в *кГ*	4,27	4,83	q в *н*	41,9	47,5
6	Длина втулки	$l_{вт} = c + 2s$ в *мм*	28	30	$l_{вт} = c + 2s$ в *м*	$28 \cdot 10^{-3}$	$30 \cdot 10^{-3}$
7	Проекция опорной поверхности . .	$F = l_{вт} d$ в *мм*^{2}	336	315	$F = l_{вт} d$ в *м*^{2}	$336 \cdot 10^{-6}$	$315 \cdot 10^{-6}$
8	Скорость цепи в *м/сек*	$v = 0{,}0305\, t$	1,06	1,06	$v = 30{,}5\, t$	1,06	1,06
9	Межосевое расстояние	$A_ц = 25\, t$ в *мм*	875	875	$A_ц = 25\, t$ в *м*	0,875	0,875
10	Число ударов в *сек*	Не определяем, так как скорость незначительна					
11	Окружное усилие	$P = \frac{26\,600}{t}$ в *кГ*	758	758	$P = \frac{261}{t}$ в *н*	7430	7430

Продолжение табл. 13.2

№ по пор.	Наименование	В единицах МКГСС и внесистемных			В единицах СИ		
		Обозначение и формула	Числовое значение		Обозначение и формула	Числовое значение	
			по ГОСТ 586-41	по ГОСТ 5528-50		по ГОСТ 586-41	по ГОСТ 5528-50
12	Удельное давление	$p = \frac{Pk}{F}$ в $кГ/мм^2$	3,39	3,61	$p = \frac{Pk}{F}$ в $н/м^2$	$34{,}2 \cdot 10^6$	$35{,}4 \cdot 10^6$
13	Допускаемое удельное давление . .	$[p]$ в $кГ/мм^2$ (по табл. 7.4)	$2{,}87 < p^*$	$1{,}3 \cdot 2{,}87 = 3{,}72 > p^{**}$	$[p]$ в $н/м^2$ (по табл. 7.4)	$28{,}1 \cdot 10^6 < p^*$	$1{,}3 \cdot 2{,}81 \times 10^6 = 36{,}5 \times 10^6 > p^{**}$
14	Усилие от провисания цепи	$P_f = k_f q A_ц$ в $кГ$ при $k_f = 1{,}5$ (см. стр. 149)	—	6,3	$P_f = k_f q A_ц$ в $н$ при $k_f = 1{,}5$ (см. стр. 149)	—	62
15	Усилие от центробежной силы . .	Не определяем ввиду малой скорости цепи					
16	Коэффициент запаса прочности . . .	$n = \frac{Q_{раз}}{k_1 P + P_f}$	—	16,4	$n = \frac{Q_{раз}}{k_1 P + P_f}$	—	16,4
17	Минимально допустимый коэффициент запаса прочности (интерполируя)	$[n]$ (см. табл. 7.7)	—	$7{,}6 < n$	$[n]$ (см. табл. 7.7)	—	$7{,}6 < n$
18	Давление на вал	$Q_ц = P + 2P_f$ в $кГ$	—	770	$Q_ц = P + 2P_f$ в $н$	—	7550

* $p > [p]$, дальнейший расчет не производим.
** Для цепи повышенной точности и прочности, согласно примечаниям к табл. 7.4, $[p]$ может быть увеличено на 30—40%.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

8. Основные размеры ведущей звездочки (фиг. 13.3) по формулам (7.1) и (7.8):

$$D_0 = \frac{t}{\sin\frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{35}{\sin\frac{180}{15}} = 168{,}3 \text{ мм};$$

$$D_e = t\left(0{,}6 + \operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z_1}\right) = 35\left(0{,}6 + \operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{15}\right) = 187{,}6 \text{ мм};$$

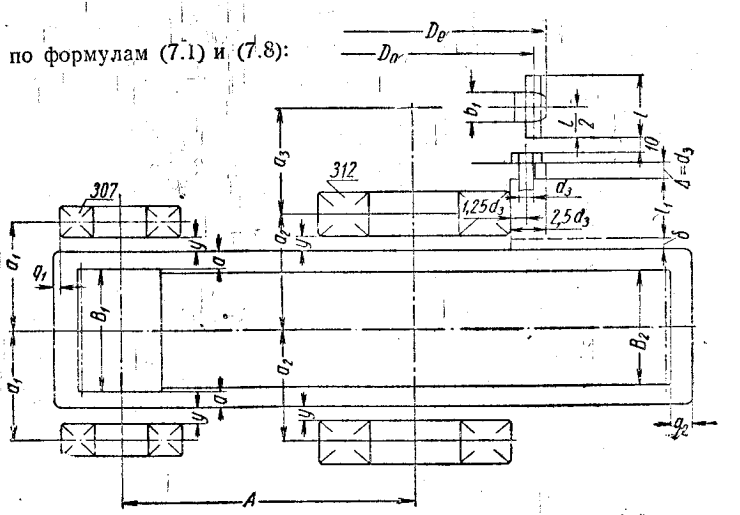
$$b_1 = 0{,}93\,c = 0{,}93 \cdot 21 = 19{,}5 \text{ мм},$$

где c — расстояние между внутренними пластинами цепи;

$$d_{cm} = 1{,}6 d_2 = 1{,}6 \cdot 55 = 88 \text{ мм},$$

принимаем $d_{cm} = 90$ мм; $l_{cm} \geqslant 1{,}2\,d_2 = 1{,}2 \cdot 55 = 66$ мм; округляем до $l_{cm} = 70$ мм.

Размеры ведомой звездочки определяем аналогично.



Фиг. 13.3. Предварительная компоновка редуктора (1-й этап эскизной компоновки).

VII. Первый этап эскизной компоновки редуктора (см. фиг. 13.3)

Этот этап эскизной компоновки имеет целью установить приближенно положение зубчатых колес и звездочки относительно опор, чтобы иметь возможность определить опорные реакции и подобрать подшипники.

Эскизную компоновку ведем на одной проекции — разрезе по осям валов (желательно в масштабе 1 : 1). Для того чтобы чертеж использовать для второго этапа компоновки, его выполняют тонкими линиями.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Порядок вычерчивания.

1. Посередине листа проводим горизонтальную осевую линию — ось симметрии редуктора, затем две вертикальные осевые линии, соответствующие осям валов, на расстоянии $A = 195$ *мм*, имея в виду, что на листе должно разместиться зубчатое колесо.

2. Вычерчиваем без разреза шестерню и зубчатое колесо вместе со ступицей (в нашем случае $l_{cm} = B_2$).

3. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса; при этом принимаем:

а) зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса $a = 1{,}2\,\delta$ (в случае, если длина ступицы зубчатого колеса $l_{cm} > B$, то зазор a берется от торца ступицы);

б) минимальное расстояние от окружности выступов колеса D_{e2} до внутренней стенки принимаем равным δ;

в) зазор $q_1 = \delta$. Если диаметр окружности выступов шестерни D_{e1} окажется больше наружного диаметра подшипника, то зазор q_1 берется от этого диаметра и не менее δ. Эту часть стенки вычерчивают после размещения подшипников ведущего вала.

4. Размещаем подшипники валов, нанося на чертеж их габариты. Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники средней серии. Габариты подшипников выбираем по диаметру вала, на который они насаживаются (см. стр. 332). Перед размещением подшипников решаем вопрос об их смазке. Так как скорость вращения зубчатых колес небольшая, то разбрызгивание не обеспечивает смазку подшипников; намечаем раздельную смазку зубчатого зацепления и подшипников. Подшипники будем смазывать консистентной смазкой. Для предотвращения вытекания разжиженной при нагреве редуктора консистентной смазки внутрь корпуса и попадания масла из зоны зацепления в подшипниковую камеру, устанавливаем на валах мазеудерживающие кольца. Размер y определяется шириной мазеудерживающего кольца ($y = 8 \div 12$ *мм*). Принимаем $y = 10$ *мм*. Замером находим расстояния $a_1 = 74$ *мм*; $a_2 = 80$ *мм*.

5. Для определения положения относительно опоры ведущей звездочки z_3 цепной передачи, посаженной консольно на ведомом валу, вычерчиваем гнездо подшипника (глубина его l_1 определена ранее — см. стр. 333) и крышку подшипника, ориентируясь на конструкцию по фиг. 9.50. Вычерчиваем также головку болта крепления крышки подшипника.

Наносим тонко соединительное звено цепи, длиной l, на расстоянии 10 *мм* от торца головки болта и на расстоянии $\frac{D_0}{2}$ от оси ведомого вала (размер l выбираем по табл. 7.1). На расстоянии $\frac{l}{2}$ проводим осевую линию, параллельную оси симметрии редуктора, и вычерчиваем профиль поперечного сечения зуба звездочки (см. фиг. 13.3). Замером устанавливаем расстояние $a_3 = 72$ *мм*, определяющее положение звездочки относительно прилегающей опоры ведомого вала.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

VIII. Подбор подшипников

Ведущий вал (фиг. 13.4).

1. В результате первого этапа эскизной компоновки имеем $a_1 = 74$ *мм*.
2. Из предыдущих расчетов $P = 421$ *кГ* $= 4130$ *н*, $T = 156$ *кГ* $= 1530$ *н*, $Q = 75$ *кГ* $= 735$ *н*.
3. Реакции опор:

в плоскости xz $R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{P}{2}$:

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{421}{2} = 210{,}5 \text{ кГ};$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{4130}{2} = 2065 \text{ н};$$

в плоскости yz $R_{Ay} = \frac{1}{2a_1}\left(Ta_1 + \frac{Qd_{ср1}}{2}\right)$, $R_{By} = T - R_{Ay}$:

$$R_{Ay} = \frac{1}{2 \cdot 7{,}4}\left(156 \cdot 7{,}4 + 75\frac{5{,}484}{2}\right) = 92 \text{ кГ};$$

$$R_{By} = 156 - 92 = 64 \text{ кГ}.$$

$$R_{Ay} = \frac{1}{2 \cdot 7{,}4}\left(1530 \cdot 7{,}4 + 735\frac{5{,}484}{2}\right) = 902 \text{ н};$$

$$R_{By} = 1530 - 902 = 628 \text{ н}.$$

Суммарные радиальные реакции $R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$, $R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$.

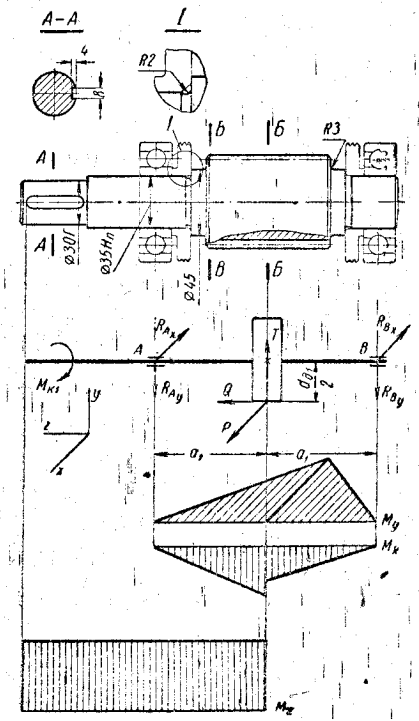
$$R_A = \sqrt{210{,}5^2 + 92^2} = 230 \text{ кГ};$$

$$R_B = \sqrt{210{,}5^2 + 64^2} = 220 \text{ кГ}.$$

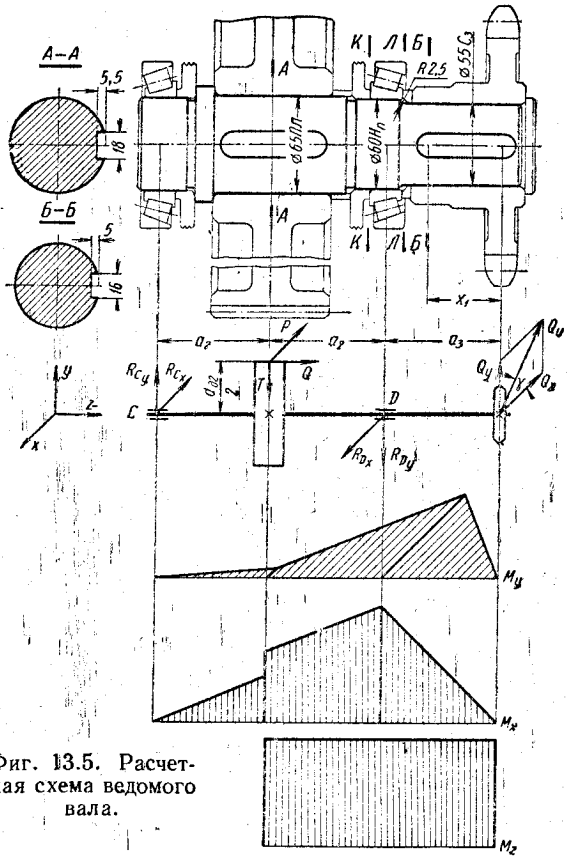
$$R_A = \sqrt{2065^2 + 902^2} = 2250 \text{ н};$$

$$R_B = \sqrt{2065^2 + 628^2} = 2160 \text{ н}.$$

4. Выбор типа подшипника. Подшипники подбираем по более нагруженной опоре A. Так как осевая нагрузка незначительна, то выбираем радиальные шарикоподшипники.
5. Условная нагрузка на подшипник (на опору A) $Q_A = (R_A K_к + mA)K_б K_T$.



Фиг. 13.4. Расчетная схема ведущего вала.



Фиг. 13.5. Расчетная схема ведомого вала.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

При вращении внутреннего кольца $K_к = 1$ (см. стр. 207); для радиальных шарикоподшипников $m = 1{,}5$ (см. табл. 9.5); принимаем $K_б = 1{,}3$ (см. табл. 9.3) и $K_T = 1$; (см. табл. 9.4); $A = Q$. При этом

$$Q_A = (230 + 1{,}5 \cdot 75)\,1{,}3 = 445 \text{ кГ}. \qquad Q_A = (2250 + 1{,}5 \cdot 735)\,1{,}3 = 4360 \text{ н}.$$

Для уменьшения габаритов подшипников и редуктора принимаем желаемый срок службы подшипника $h = 4000$ ч; при этом, ввиду длительного срока службы редуктора, возможно потребуется замена подшипников. Требуемый коэффициент работоспособности подшипника согласно формулам (9.1) и (9.2)

$$C = Q_A (n_1 h)^{0{,}3} = 445(730 \cdot 4000)^{0{,}3} = 38\,700. \qquad C = 0{,}2\, Q_A (\omega_1 h)^{0{,}3} = 0{,}2 \cdot 4360\,(76{,}4 \cdot 4000)^{0{,}3} = 38\,700.$$

6. Подбор подшипника. По каталогу (см. табл. П21) при диаметре вала под подшипник $d' = 35$ мм выбираем шарикоподшипник средней серии 307, у которого $C = 40\,000$. Размеры подшипника: $d \times D \times B = 35 \times 80 \times 21$.

Ведомый вал (фиг. 13.5).

1. Из эскизной компоновки $a_2 = 80$ мм, $a_3 = 72$ мм.

2. Давление на вал от цепной передачи $Q_ц = 770$ кГ $= 7550$ н (см. табл. 13.2). Составляющие этой силы $Q_x = Q_y = Q_ц \sin\gamma$:

$$Q_x = Q_y = 770 \sin 45^\circ = 543 \text{ кГ}. \qquad Q_x = Q_y = 7550 \sin 45^\circ = 5340 \text{ н}.$$

3. Реакции опор:

в плоскости yz $R_{D_y} = \frac{1}{2a_2}\left[Q_y (2a_2 + a_3) - Ta_2 - Q\frac{d_{\partial 2}}{2}\right]$, $R_{C_y} = T - Q_y + R_{D_y}$:

$$R_{D_y} = \frac{1}{2 \cdot 8}\left[543\,(2 \cdot 8 + 7{,}2) - 156 \cdot 8 - 75\,\frac{33{,}516}{2}\right] = 630 \text{ кГ};$$

$$R_{C_y} = 156 - 543 + 630 = 243 \text{ кГ};$$

$$R_{D_y} = \frac{1}{2 \cdot 8}\left[5340\,(2 \cdot 8 + 7{,}2) - 1530 \cdot 8 - 735\,\frac{33{,}516}{2}\right] = 6190 \text{ н};$$

$$R_{C_y} = 1530 - 5340 + 6190 = 2380 \text{ н};$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

в плоскости xz $R_{Dx} = \frac{1}{2a_2}[Pa_2 + Q_x(2a_2 + a_3)]$, $R_{Cx} = R_{Dx} - P - Q_x$:

$R_{Dx} = \frac{1}{2 \cdot 8}[421 \cdot 8 + 543(2 \cdot 8 + 7{,}2)] = 998$ кГ;

$R_{Cx} = 998 - 421 - 543 = 34$ кГ.

$R_{Dx} = \frac{1}{2 \cdot 8}[4130 \cdot 8 + 5340(2 \cdot 8 + 7{,}2)] = 9790$ н;

$R_{Cx} = 9790 - 4130 - 5340 = 320$ н.

Суммарные радиальные реакции $R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2}$, $R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2}$:

$R_C = \sqrt{34^2 + 243^2} = 246$ кГ;

$R_D = \sqrt{998^2 + 630^2} = 1180$ кГ.

$R_C = \sqrt{320^2 + 2380^2} = 2410$ н;

$R_D = \sqrt{9790^2 + 6190^2} = 11\,580$ н.

4. Выбор типа подшипника. Подбор подшипника ведем по опоре D.

Предварительно намечаем шарикоподшипники радиальные. Окончательно тип подшипника определится после нахождения требуемого коэффициента работоспособности.

5. Принимаем поправочные коэффициенты для определения условной нагрузки (см. стр. 207) и табл. 9.3, 9.4 и 9.5; $K_к = 1$; $m = 1{,}5$; $K_т = 1$; $K_б = 1{,}5$ — цепная передача создает неравномерную нагрузку; $A = Q$.

Условная нагрузка на подшипник $Q_D = (R_D K_к + mA) K_т K_б$:

$Q_D = (1180 + 1{,}5 \cdot 75)\,1{,}5 = 1940$ кГ.

$Q_D = (11\,580 + 1{,}5 \cdot 735)\,1{,}5 = 19\,030$ н.

6. Требуемый коэффициент работоспособности

$C = Q_D (n_2 h)^{0{,}3} = 1940\,(122 \cdot 4000)^{0{,}3} = 98\,700.$

$C = 0{,}2 Q_D (\omega_2 h)^{0{,}3} = 0{,}2 \cdot 19\,030\,(12{,}7 \cdot 4000)^{0{,}3} = 98\,700.$

7. Подбор подшипника по каталогу.

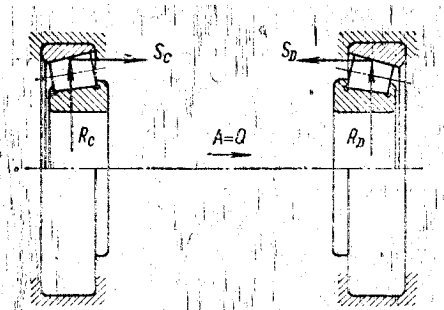
При диаметре вала под подшипник $d_2 = 60$ мм и требуемом коэффициенте работоспособности $C = 98\,700$ по каталогу (см. табл. П21) подходит шарикоподшипник тяжелой серии 412, у которого $C = 132\,000$.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Однако этот типоразмер подшипника имеет большой наружный диаметр $D = 150$ *мм*, что приводит к увеличению размеров крышек подшипников, гнезд под подшипники, т. е. — к увеличению веса редуктора.

Значительно меньшие габариты имеет роликоподшипник конический легкой серии 7212, у которого $C = 112\,000$. Размеры подшипника $d \times D \times T_{max} = 60 \times 110 \times 24$.

8. Определяем теоретический срок службы конического роликового подшипника. Подшипники устанавливаем, как показано на фиг. 13.6.



Фиг. 13.6. Расчетная схема роликовых конических подшипников ведомого вала.

Осевые составляющие радиальных нагрузок $S = 1{,}3R \operatorname{tg} \beta$, для принятого подшипника $\beta = 13°10'$, $m = 1{,}5$:

$$S_C = 1{,}3 \cdot 246 \operatorname{tg} 13°10' = 74{,}7 \text{ кГ};$$

$$S_D = 1{,}3 \cdot 1180 \operatorname{tg} 13°10' = 359 \text{ кГ}.$$

$$S_C = 1{,}3 \cdot 2410 \operatorname{tg} 13°10' = 734 \text{ н};$$

$$S_D = 1{,}3 \cdot 11\,580 \operatorname{tg} 13°10' = 3520 \text{ н}.$$

Суммарная осевая нагрузка $A_{сум} = Q + S_C - S_D$:

$$A_{сум} = 75 + 74{,}7 - 359 = -209{,}3 \text{ кГ}.$$

$$A_{сум} = 734 + 730 - 3520 = -2056 \text{ н}.$$

Эта нагрузка воспринимается подшипником C (на что указывает знак минус); условная нагрузка для этого подшипника (см. стр. 210) $Q_C = (R_C K_к + m A_{сум}) K_б K_T$.

При принятых коэффициентах

$$Q_C = (246 + 1{,}5 \cdot 209{,}3)\, 1{,}5 = 840 \text{ кГ}.$$

$$Q_C = (2410 + 1{,}5 \cdot 2056)\, 1{,}5 = 8240 \text{ н}.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

условная нагрузка на подшипник D: $Q_D = R_D K_к K_б K_т$:

$$Q_D = 1180 \cdot 1{,}5 = 1770 \text{ кГ}. \qquad Q_D = 11\,580 \cdot 1{,}5 = 17\,370 \text{ н}.$$

Следовательно, проверку срока службы нужно вести по подшипнику D.

$$(n_2 h)^{0{,}3} = \frac{C_{табл}}{Q_D} = \frac{112\,000}{1770} = 63{,}3, \qquad (\omega_2 h)^{0{,}3} = \frac{C_{табл}}{0{,}2\,Q_D} = \frac{112\,000}{0{,}2 \cdot 17\,370} = 32{,}3.$$

откуда $h \approx 8300$ ч, что значительно выше предварительно намеченной долговечности.

IX. Второй этап эскизной компоновки редуктора (фиг. 13.7)

Задача второго этапа компоновки — конструктивно оформить механизм редуктора (шестерню, зубчатое колесо, валы, корпус, подшипники) для последующей проверки прочности валов и других деталей. Вычерчивание производится в одной проекции (разрез по осям валов при снятой крышке редуктора в масштабе 1 : 1). Возможно использование чертежа, полученного после первого этапа компоновки конструкции. Примерный порядок выполнения этого этапа работы для данной конструкции следующий.

1. Оформляем конструкции шестерни и зубчатого колеса (разрез) по конструктивным размерам, найденным ранее (см. стр. 332).

Шестерню, ввиду сравнительно небольших размеров, выполняем заодно с валом.

2. Разрабатываем конструкцию узла ведущего вала:

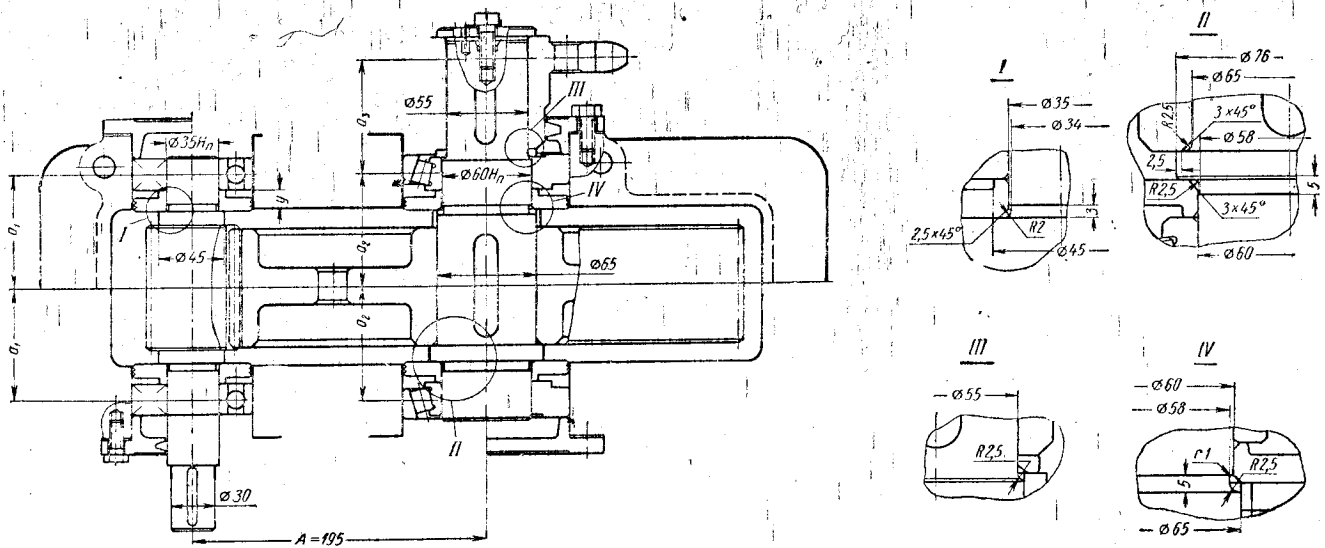
а) Оставив неизменным зазор $a = 10$ мм между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса, очерчиваем часть этой стенки, разрывая ее в соответствующих местах на величину, равную наружному диаметру подшипников. Определяем размеры гнезда под подшипник. Для этого от внутренней стенки корпуса проводим две параллельные прямые длиной, равной $\delta + l_1$ (значения δ и l_1 см. на стр. 333), симметрично относительно оси вала на расстоянии одна от другой, равном наружному диаметру подшипника (см. фиг. 13.7).

б) Не меняя расстояния $y = 10$ мм от торца подшипника до внутренней поверхности стенки корпуса (см. фиг. 13.7), вычерчиваем подшипники в разрезе [1]. Для экономии времени в разрезе можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй нанести лишь габариты.

[1] Если в конструкции нет мазеудерживающих колец, то размер y принимают равным 2—5 мм.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

в) Намечаем размеры мазеудерживающего кольца. Торец этого кольца должен выходить внутрь корпуса на 1—2 *мм* от внутренней стенки. Это делается для того, чтобы отбрасывать (за счет центробежной силы) частицы масла, стекающие с внутренних вертикальных стенок корпуса, или брызги масла с зубчатых колес и не допускать их проникновения в камеру подшипника. Концентрические канавки по наружному диаметру предохраняют от вытекания разжиженной при нагреве



Фиг. 13.7. Конструктивная разработка механизма редуктора (2-й этап эскизной компоновки).

консистентной смазки из подшипника внутрь корпуса редуктора. Размеры канавок приведены на фиг. 9.66. Для уменьшения числа ступеней вала (упрощения его конструкции) мазеудерживающее кольцо устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипник (ϕ 35 *мм*). Чтобы зафиксировать мазеудерживающее кольцо от осевого смещения, торец его, обращенный внутрь корпуса, имеет упор в увеличенный диаметр вала (ϕ 45 *мм*), а с другой стороны — в торец внутреннего кольца подшипника.

г) Размер вала ϕ 45 *мм* определяется конструкцией перехода. Имея в виду, что вал под подшипник будет шлифоваться, на валу для выхода шлифовального камня выполняем переход с ϕ 35 на ϕ 45 *мм* в виде проточки небольшой глубины (см. фиг. 13.7, место *I*) *. Размеры проточки принимаем по табл. 9.14. Участок вала ϕ 45 *мм* сопрягается с торцом шестерни, выполненной как одно целое с валом, радиусом $R = 3$ *мм*.

д) Далее вычерчиваем крышки подшипников (можно вычерчивать лишь половину каждой крышки) с уплотнительными прокладками (толщина ~ 1 *мм*) и болтами крепления их. Болт условно выносится на плоскость чертежа, что отмечается вырывом на плоскости разъема. Конструкцию крышек принимаем по фиг. 9.48 и 9.50.

е) Переход вала ϕ 35 *мм* к присоединительному концу ϕ 30 *мм* выполняется на расстоянии 5—10 *мм* (в нашем случае принято 10 *мм*) от наружной поверхности (торца) крышки подшипника, так, чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного (выходного) конца вала ϕ 30 *мм* определяется длиной ступицы муфты. В нашем случае будет применена муфта типа МУВП, размеры которой приведены в табл. 12.5.

3. Разрабатываем конструкцию узла ведомого вала.

Конструируем узел по аналогии с ведущим валом. Конструкция имеет следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса от осевых перемещений предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорного кольца — с другой (место перехода от ϕ 65 *мм* на ϕ 60 *мм* смещаем на 2—3 *мм* от торца мазеудерживающего кольца, с тем, чтобы обеспечить соприкосновение торца втулки и мазеудерживающего кольца);

б) сохраняя намеченные в первом этапе компоновки зазор между торцом ступицы зубчатого колеса и корпусом, а также расстояние y, вычерчиваем мазеудерживающее кольцо и подшипник;

в) вычерчиваем крышки подшипника (часть их) с регулировочными прокладками и болтами крепления крышек;

г) вычерчиваем звездочку цепной передачи, оставляя неизменным предварительно установленное расположение ее относительно опор вала.

---

* На фиг. 13.7 (место *II*) приведена упрощенная конструкция перехода с ϕ 65 на ϕ 75 *мм*, но в этом случае у шлифовального камня кромка должна заправляться в каждом отдельном случае различными радиусами, что нецелесообразно.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Переход от $\varnothing 60$ *мм* на $\varnothing 55$ смещаем на 2—3 *мм* от торца внутреннего кольца. Чтобы конец вала не выступал на большую длину за пределы редуктора, ступицу звездочки делаем несимметричной, сместив ее в сторону подшипника. Между внутренним кольцом подшипника и торцом ступицы устанавливаем кольцо, которое не допускает касания сепаратора подшипника со ступицей звездочки.

От осевого перемещения звездочка фиксируется на валу специальным торцовым креплением, размеры которого приведены в табл. 9.17.

На всех валах применяем шпонки призматические обыкновенные со скругленными торцами по ГОСТ 8788-58 и ГОСТ 8789-58. Вычерчиваем их по размерам, приведенным в табл. 8.8. Длины шпонок, округленные до стандартных значений, принимаем на 5—10 *мм* меньше длин ступиц.

4. Замером уточняем расстояние между опорами и расстояния, определяющие положение шестерни, зубчатого колеса и звездочки относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции и требуемые коэффициенты работоспособности подшипников. В рассматриваемом примере эти расстояния остались неизменными.

X. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические обыкновенные со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов по ГОСТ 8788-58, размеры шпонок по ГОСТ 8789-58 (табл. 8.8).

Материал шпонок — сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{dK(l-b)}.$$

Ведущий вал.

Шпонка 8×7×40, ГОСТ 8789-58; $K = 4{,}2$ *мм*;

$$M_{к1} = 1150 \text{ кГ}\cdot\text{см};$$

$$\sigma_{см} = \frac{1150}{3 \cdot 0{,}42\,(4 - 0{,}8)} = 285 \text{ кГ/см}^2.$$

$$M_{к1} = 113 \text{ н}\cdot\text{м};$$

$$\sigma_{см} = \frac{113}{0{,}03 \cdot 0{,}0042\,(0{,}04 - 0{,}008)} = 28{,}0 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Ведомый вал.

Расчет ведем для наиболее нагруженной шпонки, т. е. для шпонки под звездочкой (эта шпонка имеет меньшее сечение, чем шпонка зубчатого колеса и, кроме того, действующая на нее сила больше, так как она установлена на меньшем диаметре вала при одном и том же передаваемом моменте).

Шпонка 16×10×60, ГОСТ 8789-58; $K = 6{,}2$ *мм*;

$M_{к2} = 7020$ *кГ·см*;	$M_{к2} = 690$ *н·м*;
$\sigma_{см} = \frac{7020}{5{,}5 \cdot 0{,}62\,(6 - 1{,}6)} = 470$ *кГ/см²*.	$\sigma_{см} = \frac{690}{0{,}055 \cdot 0{,}0062\,(0{,}06 - 0{,}016)} = 46{,}1 \cdot 10^6$ *н/м²*.

В обоих случаях $\sigma_{см} < [\sigma]_{см}$ (см. стр. 178).

XI. Уточненный расчет валов

Определение коэффициентов запаса прочности производим для предположительно опасных сечений каждого из валов, принимая при этом, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, а касательные по пульсирующему.

Ведущий вал (см. фиг. 13.4).

Материал вала тот же, что и для шестерни, выполняемой заодно с валом, т. е. сталь 50Г; термообработка — улучшение (см. стр. 325).

$\sigma_{-1} = 32{,}2$ *кГ/мм²*;	$\sigma_{-1} = 317$ *Мн/м²*;
$\tau_{-1} = 0{,}58\,\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 32{,}2 = 18{,}65$ *кГ/мм²*.	$\tau_{-1} = 0{,}58\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 317 = 184$ *Мн/м²*.

Сечение А—А. Считаем, что эта часть вала при передаче вращающего момента через муфту от электродвигателя работает только на кручение.

Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Коэффициент запаса прочности

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m},$$

где

а) τ_v и τ_m — амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений;

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{к1}}{W_{к\ нетто}};$$

$W_{к\ нетто}$ — момент сопротивления кручению по сечению нетто;

$$W_{к\ нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d};$$

при $t = 4$ *мм*, $b = 8$ *мм* (см. табл. 8.8, исполнение *I*)

$$W_{к\ нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 3^3}{16} - \frac{0{,}8 \cdot 0{,}4\,(3-0{,}4)^2}{2 \cdot 3} = 4{,}942\ см^3;$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1150}{2 \cdot 4{,}942} = 116\ кГ/см^2;$$

$$W_{к\ нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^3}{16} - \frac{0{,}008 \cdot 0{,}004\,(0{,}03-0{,}004)^2}{2 \cdot 0{,}03} = 4{,}942 \cdot 10^{-6}\ м^3;$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{113}{4{,}942 \cdot 10^{-6}} = 11{,}4 \cdot 10^6\ н/м^2 = 11{,}4\ Мн/м^2;$$

б) принимаем $\psi_\tau = 0{,}1$ (см. стр. 167), $k_\tau = 1{,}65$ (см. табл. 8.5) и $\varepsilon_\tau = 0{,}85$ (см. табл. 8.1); после подстановки числовых данных имеем

$$n = n_\tau = \frac{1865}{116\left(\frac{1{,}65}{0{,}85} + 0{,}1\right)} = 7{,}88.$$

$$n = n_\tau = \frac{184}{11{,}4\left(\frac{1{,}65}{0{,}85} + 0{,}1\right)} = 7{,}88.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

Сечение Б—Б. В этом сечении возникает наибольший изгибающий момент. Однако, поскольку вал выполнен заодно с шестерней, его диаметр значительно возрос по сравнению с принятым по ориентировочному расчету. Поэтому коэффициент запаса прочности для этого сечения будет большим. То же относится и к сечению *В—В*, где имеет место концентрация напряжений в связи с резким переходом от диаметра $d = 45$ *мм* к диаметру D_{i1}. Момент в этом сечении небольшой, а размеры достаточно большие.

Ведомый вал (см. фиг. 13.5).

Материал вала — сталь 35 (см. табл. 3.15).

$\sigma_в = 52$ *кГ/мм²*; $\sigma_T = 27$ *кГ/мм²*;	$\sigma_в = 510$ *Мн/м²*; $\sigma_T = 265$ *Мн/м²*;
$\sigma_{-1} = 0{,}43\,\sigma_в = 0{,}43 \cdot 52 = 22{,}4$ *кГ/мм²*;	$\sigma_{-1} = 0{,}43\,\sigma_в = 0{,}43 \cdot 510 = 220$ *Мн/м²*;
$\tau_{-1} = 0{,}58\,\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 22{,}4 = 13$ *кГ/мм²*.	$\tau_{-1} = 0{,}58\,\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 220 = 127{,}5$ *Мн/м²*.

Сечение А—А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки. В сечении возникают изгибающий и крутящий моменты. Однако определение коэффициента запаса прочности в этом сечении не производим, так как оно заведомо менее опасно, чем сечения *К—К* и *Л—Л*.

Сечение К—К. В сечении возникают изгибающий и крутящий моменты. Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом.

1. Изгибающий момент $M_D = Q_ц a_3$:

$M_D = 770 \cdot 7{,}2 = 5550$ *кГ·см*.	$M_D = 7550 \cdot 0{,}072 = 545$ *н·м*.

2. Момент сопротивления $W = 0{,}1\,(d_2')^3$:

$W = 0{,}1 \cdot 6^3 = 21{,}6$ *см³*.	$W = 0{,}1 \cdot 0{,}06^3 = 21{,}6 \cdot 10^{-6}$ *м³*.

3. Амплитуда нормальных напряжений $\sigma_v = \sigma_{max} = \dfrac{M_D}{W}$:

$\sigma_v = \dfrac{5550}{21{,}6} = 257$ *кГ/см²*.	$\sigma_v = \dfrac{545}{21{,}6 \cdot 10^{-6}} = 25{,}2 \cdot 10^6$ *н/м²* $= 25{,}2$ *Мн/м²*.

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

4. Полярный момент сопротивления $W_p = 2\,W$:

$$W_p = 2 \cdot 21{,}6 = 43{,}2\ см^3. \qquad W_p = 2 \cdot 21{,}6 \cdot 10^{-6} = 43{,}2 \cdot 10^{-6}\ м^3.$$

5. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений $\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{кэ}}{2W_p}$:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{7020}{2 \cdot 43{,}2} = 81{,}3\ кГ/см^2. \qquad \tau_v = \tau_m = \frac{690}{2 \cdot 43{,}2 \cdot 10^{-6}} = 7{,}98 \cdot 10^6\ н/м^2 = 7{,}98\ Мн/м^2.$$

6. Коэффициенты снижения пределов выносливости находим по табл. 8.7:

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3{,}16; \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2{,}30;$$

принимаем $\psi_\sigma = 0{,}15$ и $\psi_\tau = 0{,}1$ (см. стр. 167).

7. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v}$:

$$n_\sigma = \frac{2240}{3{,}16 \cdot 257} = 2{,}75. \qquad n_\sigma = \frac{220}{3{,}16 \cdot 25{,}2} = 2{,}75.$$

8. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям $n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_v\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau\right)}$:

$$n_\tau = \frac{1300}{81{,}3\,(2{,}30 + 0{,}1)} = 6{,}67. \qquad n_\tau = \frac{127{,}5}{7{,}98 \cdot (2{,}30 + 0{,}1)} = 6{,}67.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

9. Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения $K—K$

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2{,}75 \cdot 6{,}67}{\sqrt{2{,}75^2 + 6{,}67^2}} = 2{,}54.$$

Действительный коэффициент запаса будет несколько выше, так как принятые коэффициенты концентрации относятся к сечениям, совпадающим с торцами подшипника, а в расчет было введено значение изгибающего момента для сечения под серединой подшипника.

Сечение Л—Л. В сечении возникают те же силовые факторы, что и в сечении $K—K$. Концентрация напряжений обусловлена переходом от ⌀ 60 на ⌀ 55 *мм*.

Оба сечения близко расположены к середине подшипника, поэтому приближенно можно принять моменты, возникающие в этом сечении, за расчетные.

1. Момент сопротивления сечения $W = 0{,}1\,(d_2'')^3$:

$$W = 0{,}1 \cdot 5{,}5^3 = 16{,}6\ см^3. \qquad W = 0{,}1 \cdot 0{,}055^3 = 16{,}6 \cdot 10^{-6}\ м^3.$$

2. Амплитуда нормальных напряжений $\sigma_v = \frac{M_D}{W}$:

$$\sigma_v = \frac{5550}{16{,}6} = 332\ кГ/см^2. \qquad \sigma_v = \frac{545}{16{,}6 \cdot 10^{-6}} = 32{,}6 \cdot 10^6\ н/м^2 = 32{,}6\ Мн/м^2.$$

3. Полярный момент сопротивления $W_p = 2W$:

$$W_p = 2 \cdot 16{,}6 = 33{,}2\ см^3. \qquad W_p = 2 \cdot 16{,}6 \cdot 10^{-6} = 33{,}2 \cdot 10^{-6}\ м^3.$$

4. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений $\tau_v = \tau_m = \frac{M_{к2}}{2W_p}$:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{7020}{2 \cdot 33{,}2} = 106\ кГ/см^2. \qquad \tau_v = \tau_m = \frac{690}{2 \cdot 33{,}2 \cdot 10^{-6}} = 10{,}4 \cdot 10^6\ н/м^2 = 10{,}4\ Мн/м^2.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

5. Коэффициент концентрации напряжений находим по табл. 8.2 при $\frac{D}{d} = \frac{60}{55} = 1{,}09$ и $\frac{r}{d} = \frac{2{,}25}{55} = 0{,}041$. Для принятого материала вала $k_\sigma = 1{,}71$, $k_\tau = 1{,}28$. Масштабные факторы (см. табл. 8.1) $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau = 0{,}77$.

6. Коэффициент запаса прочности $n_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v}$ и $n_\tau = \dfrac{\tau_{-1}}{\tau_v\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau\right)}$:

$$n_\sigma = \frac{2240}{\frac{1{,}71}{0{,}77} \cdot 332} = 3{,}04; \qquad n_\tau = \frac{1300}{106\left(\frac{1{,}28}{0{,}77} + 0{,}1\right)} = 6{,}94.$$

$$n_\sigma = \frac{220}{\frac{1{,}71}{0{,}77} \cdot 32{,}6} = 3{,}04; \qquad n_\tau = \frac{127{,}5}{10{,}4\left(\frac{1{,}28}{0{,}77} + 0{,}1\right)} = 6{,}94.$$

7. Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения *Л—Л*

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3{,}04 \cdot 6{,}94}{\sqrt{3{,}04^2 + 6{,}94^2}} = 2{,}78.$$

Сечение Б—Б

1. Изгибающий момент ($x_1 = 50$ *мм*) $M_Б = Q_ц x_1$:

$$M_Б = 770 \cdot 5 = 3850 \text{ кГ·см}. \qquad M_Б = 7550 \cdot 0{,}05 = 377{,}5 \text{ н·м}.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

2. Момент сопротивления сечения нетто $W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d}$, при $b = 18$ *мм* и $t = 5{,}5$ *мм* (см. табл. 8.8):

$$W_{нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 5{,}5^3}{32} - \frac{1{,}8 \cdot 0{,}55\,(5{,}5 - 0{,}55)^2}{2 \cdot 5{,}5} = 14{,}1\ см^3.$$

$$W_{нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}055^3}{32} - \frac{0{,}018 \cdot 0{,}0055\,(0{,}055 - 0{,}0055)^2}{2 \cdot 0{,}055} = 14{,}1 \cdot 10^{-6}\ м.$$

3. Амплитуда нормальных напряжений изгиба $\sigma_v = \frac{M_Б}{W_{нетто}}$:

$$\sigma_v = \frac{3850}{14{,}1} = 274\ кГ/см^2.$$

$$\sigma_v = \frac{377{,}5}{14{,}1 \cdot 10^{-6}} = 26{,}8 \cdot 10^6\ н/м^2 = 26{,}8\ Мн/м^2.$$

4. Коэффициент концентрации напряжений и масштабный фактор $k_\sigma = 1{,}52$ (по табл. 8.5), $\varepsilon_\sigma = 0{,}77$ (см. табл. 8.1).

5. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v}$:

$$n_\sigma = \frac{2240}{\frac{1{,}52}{0{,}77}274} = 4{,}14.$$

$$n_\sigma = \frac{220}{\frac{1{,}52}{0{,}77}26{,}8} = 4{,}14.$$

В единицах МКГСС и внесистемных	В единицах СИ

6. Момент сопротивления кручению сечения нетто $W_{к\ нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$:

$$W_{к\ нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 5{,}5^2}{16} - \frac{1{,}8 \cdot 0{,}55\,(5{,}5 - 0{,}55)^2}{2 \cdot 5{,}5} = 30{,}4\ см^3.$$

$$W_{к\ нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}055^3}{16} - \frac{0{,}018 \cdot 0{,}0055\,(0{,}055 - 0{,}0055)^2}{2 \cdot 0{,}055} = 30{,}4 \cdot 10^{-6}\ м^3.$$

7. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений $\tau_v = \tau_m = \frac{M_{к2}}{2W_{р\ нетто}}$:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{7020}{2 \cdot 30{,}4} = 115\ кГ/см^2.$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{690}{2 \cdot 30{,}4 \cdot 10^{-6}} = 11{,}3 \cdot 10^6\ н/м^2 = 11{,}3\ Мн/м^2.$$

8. Коэффициент концентрации и масштабный фактор:

$$k_\tau = 1{,}42,\quad \varepsilon_\tau = 0{,}77.$$

9. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям $n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_v\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau\right)}$:

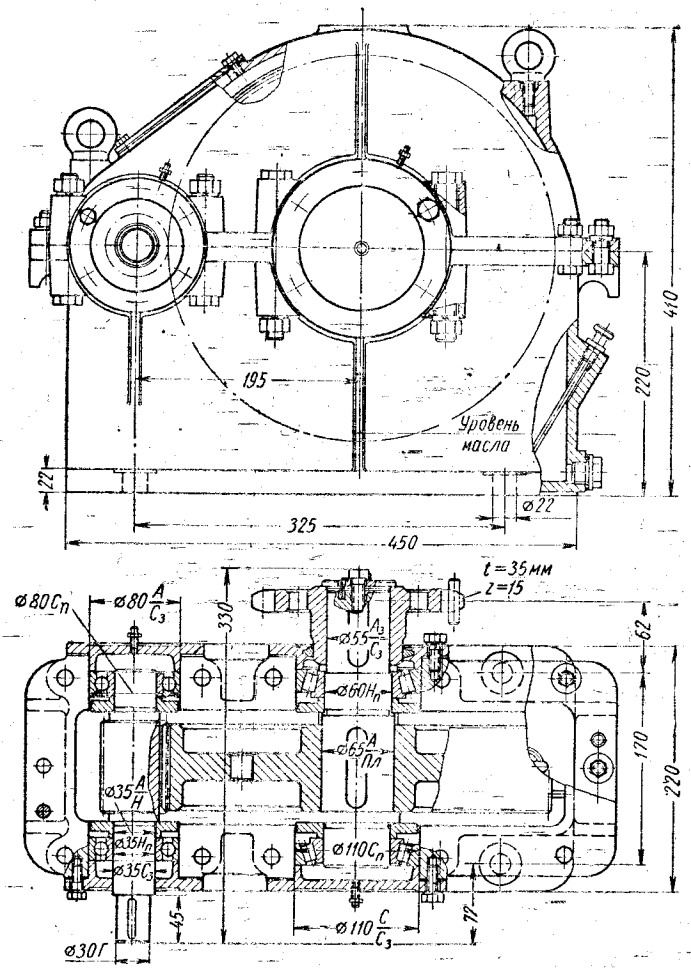
$$n_\tau = \frac{1300}{115\left(\frac{1{,}42}{0{,}77} + 0{,}1\right)} = 5{,}80.$$

$$n_\tau = \frac{127{,}5}{11{,}3\left(\frac{1{,}42}{0{,}77} + 0{,}1\right)} = 5{,}80.$$

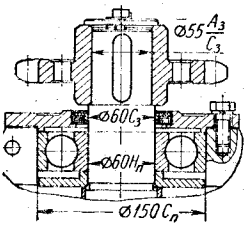
10. Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения *Б—Б*

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{4{,}14 \cdot 5{,}80}{\sqrt{4{,}14^2 + 5{,}80^2}} = 3{,}37.$$

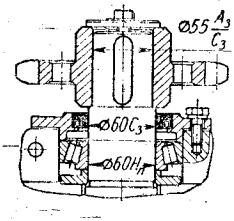
Для всех сечений $n > [n]$.



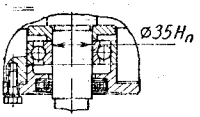
Вариант конструкции подшипникового узла с шариковым радиальным подшипником



Вариант конструкции крышки подшипника ведомого вала с касетным уплотнением



Вариант конструкции крышки подшипника ведущего вала с касетным уплотнением



Фиг. 13.8. Общий вид конструкции редуктора.

XII. Вычерчивание редуктора (фиг. 13.8)

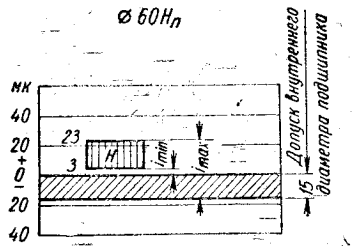
Редуктор вычерчивают в двух проекциях на листе формата 24 (594×841 *мм*) в масштабе 1 : 1 со штампом и спецификацией всех деталей, располагаемыми в правом нижнем углу чертежа. Спецификацию составляют аналогично приведенной в § 51.

XIII. Посадки подшипников, зубчатого колеса и звездочки цепной передачи

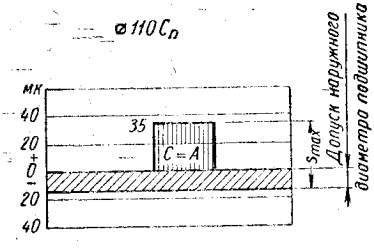
1. Выбор посадок. Посадки назначаем, руководствуясь указаниями, данными в § 33 и 44. Внутренние кольца шарикоподшипников устанавливаем на валы с напряженной подшипниковой посадкой, наружные — со скользящей подшипниковой посадкой по 2-му классу точности.

Зубчатое колесо насаживаем на вал с легкопрессовой посадкой по системе отверстия 2-го класса точности. Звездочку цепной передачи для удобства демонтажа подшипника при его смене устанавливаем на валу со скользящей посадкой по системе отверстия 3-го класса точности с дополнительным торцовым креплением.

2. Построение полей допусков и определение зазоров и натягов. В качестве примера выбран ведомый вал. Отклонения диаметров колец подшипника устанавливаем по таблице допусков для колец подшипников (см. табл. 9.7).



Фиг. 13.9. Схема посадки внутреннего кольца шарикоподшипника на вал.



Фиг. 13.10. Схема посадки наружного кольца шарикоподшипника в корпус.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал ⌀ 60H_n (фиг. 13.9) — натяг:

$$i_{max} = 15 + 23 = 38 \text{ мк} = 0{,}038 \text{ мм};$$

$$i_{min} = 0 + 3 = 3 \text{ мк} = 0{,}003 \text{ мм};$$

$$i_{cp} = \frac{38 + 3}{2} = 20{,}5 \text{ мк} = 0{,}0205 \text{ мм}.$$

Посадка наружного кольца в корпус ⌀ 110 C_n (фиг. 13.10) — зазор:

$$s_{max} = 15 + 35 = 50 \text{ мк} = 0{,}050 \text{ мм};$$

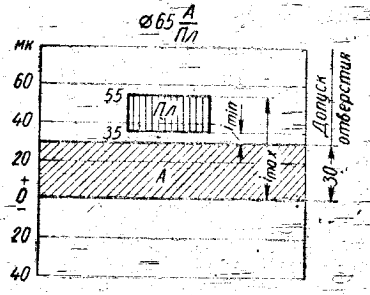
$$s_{min} = 0;$$

$$s_{cp} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мк} = 0{,}025 \text{ мм}.$$

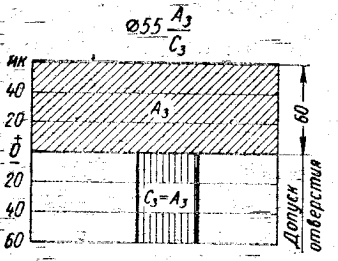
Посадка зубчатого колеса на вал $\varnothing 65 \frac{A}{Пл}$ (фиг. 13.11) — натяг:

$$i_{max} = 55 - 0 = 55 \text{ мк} = 0{,}055 \text{ мм}; \quad i_{min} = 35 - 30 = 5 \text{ мк} = 0{,}005 \text{ мм};$$

$$i_{ср} = \frac{55 + 5}{2} = 30 \text{ мк} = 0{,}030 \text{ мм}.$$



Фиг. 13.11. Схема посадки зубчатого колеса на вал.



Фиг. 13.12. Схема посадки ведущей звездочки на вал.

Посадка звездочки на вал $\varnothing 55 \frac{A_3}{C_3}$ (фиг. 13.12):

$$s_{max} = 60 + 60 = 120 \text{ мк} = 0{,}120 \text{ мм};$$

$$s_{min} = 0; \quad s_{ср} = \frac{120}{2} = 60 \text{ мк} = 0{,}060 \text{ мм}.$$

XIV. Смазка зубчатых колес и подшипников. Выбор сорта масла

Зубчатое зацепление смазывается окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса приблизительно на 10 *мм*, но не менее чем на высоту зуба. Объем масляной ванны определен из расчета 0,25 *л* масла на 1 *квт* передаваемой мощности; в нашем случае, объем равен примерно 2,1 *л*. По табл. 11.8 устанавливаем вязкость масла. При $v = 2{,}1$ *м/сек* рекомендуемая вязкость $\nu_{100} = 15$ *сст*. По табл. 11.10 выбираем авиационное масло МС-14.

Подшипники смазываем консистентной смазкой, закладываемой в их камеры при сборке редуктора.

Смазку периодически пополняют шприцем через прессмасленки. Сорт смазки выбираем по табл. 9.23. Для нашего случая подходит солидол УСс-3.

XV. Сборка редуктора

На сборку поступают детали, соответствующие чертежу и техническим требованиям на их изготовление. Перед сборкой внутреннюю часть корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской, обычно красного цвета. Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора.

Порядок сборки редуктора.

Перед общей сборкой собирают валы с насаживаемыми на них деталями.

Ведущий вал.

На оба конца вала первыми надевают мазеудерживающие кольца, согласно чертежу, а затем устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80—100° С,

Ведомый вал.

Вначале закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора его в буртик вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы вместе с подшипниками укладывают в основание корпуса редуктора. Далее надевают крышку корпуса с рым-болтами, устанавливают конические штифты, крышку и основание корпуса стягивают болтами. Предварительно плоскости стыка крышки и основания покрывают лаком. Далее на ведомый вал надевают распорное кольцо. После этого ставят крышки подшипников с прокладками, прикрепляют их к корпусу болтами. Проверяют проворачиванием вала отсутствие заклинивания подшипников (при малой толщине прокладки). Камеры подшипников набивают консистентной смазкой.

Перед постановкой крышек подшипников ведущего и ведомого валов в специальные проточки крышек закладывают фетровые уплотнения, предварительно пропитанные маслом. Далее на конец ведомого вала закладывают шпонку, устанавливают звездочку и закрепляют с торца шайбой и винтом, который стопорят специальной шайбой.

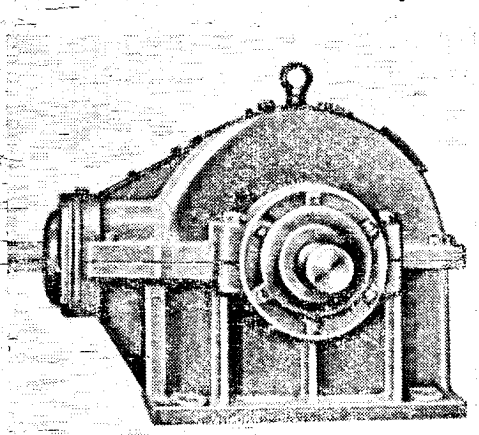
Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Перед постановкой крышки смотрового люка внутрь корпуса заливают масло, после чего крышку люка с прокладкой закрепляют болтами.

Собранный редуктор подвергают обкатке и испытанию.

§ 50. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Задание

Спроектировать горизонтальный конический одноступенчатый редуктор с прямозубыми колесами, подобный показанному на фиг. 13.13. Редуктор является первой от двигателя ступенью привода качающегося питателя бетонного завода. Мощность на тихоходном (выходном) валу редуктора $N_T = 6{,}6$ *квт*; угловая скорость тихоходного вала $n_2 = n_T = 295$ *об/мин* (допускаемое отклонение угловой скорости ± 5% от заданной). Расчет выполнить для двух вариантов.



Фиг. 13.13. Внешний вид редуктора.

Первый вариант — применяемые материалы для зубчатой пары имеют твердость менее *НВ* 350 (улучшенные и нормализованные).

Второй вариант — применяемые материалы имеют твердость более *НВ* 350 (поверхностная закалка). Редуктор предназначен для длительной эксплуатации.

ПЕРВЫЙ ВАРИАНТ

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

1. Определяем к. п. д. редуктора, принимая к. п. д. одной пары подшипников качения $\eta_п = 0{,}99$ и одной пары зубчатых колес $\eta_з = 0{,}97$:

$$\eta = \eta_п^2 \eta_з = 0{,}99^2 \cdot 0{,}97 \approx 0{,}95.$$

2. Определяем требуемую мощность двигателя:

$$N_Б = \frac{N_T}{\eta} = \frac{6{,}6}{0{,}95} = 6{,}94 \ квт.$$

Учитывая, что питатель может включаться под нагрузкой и что при транспортировании цемента имеет место пыление, следует ориентироваться на двигатель защищенного исполнения с повышенным пусковым моментом.

Выбираем по каталогу (см. табл. П1) электродвигатель АП 62-8 $N_{дв} = 7{,}0$ *квт*; $n_{дв} = n_Б = 725$ *об/мин*.

3. Определяем требуемое передаточное число редуктора:

$$i = \frac{n_Б}{n_T} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{725}{295} = 2{,}46.$$

II. Выбор материалов шестерни и колеса и определение допускаемых напряжений

1. Принимаем для шестерни и колеса одну и ту же марку стали, но с различной термообработкой, следуя указаниям, приведенным на стр. 74.

Полагаем, что диаметр заготовки шестерни будет около 100 *мм*, а колеса не более 300 *мм*.

Принимаем для шестерни сталь 45 улучшенную с механическими характеристиками (см. табл. 3.15): $\sigma_в = 70$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_T = 40$ *кГ/мм*^{2}; *НВ* 194; $\sigma_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 70 \approx 30$ *кГ/мм*^{2}; для колеса — сталь 45 нормализованную с механическими характеристиками: $\sigma_в = 58$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_T = 29$ *кГ/мм*^{2}; *НВ* 170; $\sigma_{-1} \approx 0{,}43 \times 58 \approx 25$ *кГ/мм*^{2}.

2. Определяем допускаемое контактное напряжение для материала колеса (см. стр. 80):

$$[\sigma]_к = 28 HB k_{рк} = 28 \cdot 170 = 4760 \ кГ/см^2,$$

где $k_{рк} = 1$ при длительной работе редуктора (см. стр. 82).

3. Определяем по формуле (3.69) допускаемые напряжения изгиба при одностороннем действии нагрузки:

для шестерни

$$[\sigma_0]'_u = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{nk_\sigma} = \frac{1{,}5 \cdot 30{,}0}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 20{,}0 \ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$[\sigma_0]''_u = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{nk_\sigma} = \frac{1{,}5 \cdot 25{,}0}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 16{,}7 \ кГ/мм^2,$$

где принято $n = 1{,}5$; $k_\sigma = 1{,}5$ (см. стр. 84).

III. Определение основных размеров колес из расчета на контактную прочность (фиг. 13.14)

1. Выбираем числа зубьев шестерни и колеса. Принимаем $z_1 = z_ш = 20$; тогда

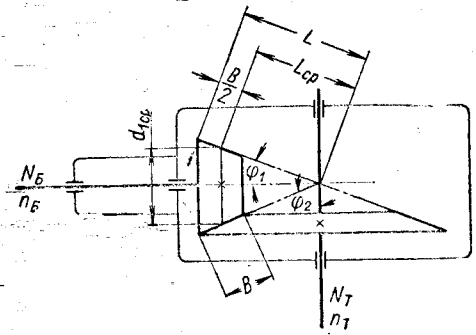
$$z_2 = z_к = iz_1 = 2{,}46 \cdot 20 \approx 49.$$

2. Фактическое значение передаточного числа

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{49}{20} = 2{,}45.$$

3. Фактическая угловая скорость тихоходного вала

$$n_T = \frac{n_Б}{i} = \frac{725}{2{,}45} = 296 \ об/мин.$$



Фиг. 13.14. Кинематическая схема редуктора.

Отклонение фактической угловой скорости тихоходного вала от заданной

$$\frac{296 - 295}{295} \cdot 100 \approx 0{,}33\%,$$

что укладывается в установленные пределы.

4. Вращающие моменты на валах редуктора [1]:

ведущий вал

$$M_Б = M_1 = 97\,430 \frac{N_Б}{n_Б} = 97\,430 \frac{6{,}94}{725} = 932 \ кГ \cdot см,$$

ведомый вал

$$M_T = M_2 = M_1 i = 932 \cdot 2{,}45 = 2280 \ кГ \cdot см.$$

[1] Потери в зацеплении и в опорах не учитываем.

5. Определение среднего конусного расстояния по формуле (3.30):

$$L_{cp} = \sqrt{i^2 + 1}\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{\psi_L i k_{пк}}},$$

где $M_{рш} = M_1 K = 932 \cdot 1{,}5 = 1398$ *кГ·см*; $K = 1{,}5$ (см. стр. 69); $\psi_L = 0{,}4$ (см. табл. 3.6); $k_{пк} = 0{,}85$ — для прямозубых конических колес (см. табл. 3.6).

После подстановки получаем

$$L_{cp} = \sqrt{2{,}45^2 + 1}\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{4750}\right)^2 \frac{1398}{0{,}4 \cdot 2{,}45 \cdot 0{,}85}} = 11{,}8 \text{ см}.$$

6. Длина зуба и конусное расстояние

$$B = \psi_L L_{cp} = 0{,}4 \cdot 118 \approx 48 \text{ мм};$$

$$L = L_{cp} + \frac{B}{2} = 118 + \frac{48}{2} = 142 \text{ мм}.$$

7. Определяем углы при вершинах начальных конусов:

$$\operatorname{ctg} \varphi_1 = i = 2{,}45; \quad \varphi_1 = 22°12';$$

$$\varphi_2 = 90° - \varphi_1 = 90° - 22°12' = 67°48'.$$

8. Определяем по формуле (3.37) значение производственного (максимального) модуля:

$$m = \frac{2L \sin \varphi_1}{z_1} = \frac{2 \cdot 142 \sin 22°12'}{20} = 5{,}36 \text{ мм}.$$

Принимаем $m = 5{,}5$ по ГОСТ 9563-60 (см. табл. 3.2).

9. Фактическое конусное расстояние

$$L = \frac{m z_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{5{,}5 \cdot 20}{2 \sin 22°12'} = 145{,}6 \text{ мм}.$$

10. Фактическое среднее конусное расстояние и средний модуль

$$L_{cp} = L - \frac{B}{2} = 145{,}6 - \frac{48}{2} = 121{,}6 \text{ мм};$$

$$m_{cp} = m - \frac{B \sin \varphi_1}{z_1} = 5{,}5 - \frac{48 \sin 22°12'}{20} = 4{,}59 \text{ мм}.$$

11. Уточнение коэффициента нагрузки:

а) средний диаметр шестерни

$$d_{1cp} = m_{cp} z_1 = 4{,}59 \cdot 20 = 91{,}8 \text{ мм};$$

б) средняя скорость и выбор степени точности передачи

$$v_{cp} = \frac{\pi d_{1cp} n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 91{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 725}{60} = 3{,}49 \text{ м/сек};$$

для уменьшения динамических нагрузок при такой окружной скорости принимаем 7-ю степень точности (вместо рекомендованной 8-й) изготовления зубчатого зацепления (см. табл. 3.11);

в) коэффициент нагрузки

$$K = K_{дин} K_{кц} = 1{,}6 \cdot 1{,}1 = 1{,}76,$$

где $K_{дин} = 1{,}6$ — динамический коэффициент (по табл. 3.9);
$K_{кц} = 1{,}1$ — коэффициент концентрации нагрузки при $\frac{B}{d_{1ср}} = \frac{48}{91{,}8} = 0{,}52$ и консольном расположении шестерни на валу [см. табл. 3.12 и формулу (3.56)].

12. Рабочие контактные напряжения [по формуле (3.31)]

$$\sigma_к = \frac{1080}{L_{ср}} \sqrt{\frac{M_{рш} (\sqrt{i^2 + 1})^3}{B i k_{пк}}} = \frac{1080}{12{,}16} \sqrt{\frac{1640 (\sqrt{2{,}45^2 + 1})^3}{4{,}8 \cdot 2{,}45 \cdot 0{,}85}} =$$

$$= 4900 \ кГ/см^2,$$

где $M_{рш} = M_1 K = 932 \cdot 1{,}76 = 1640 \ кГ \cdot см.$

Перенапряжение $\frac{\sigma_к - [\sigma_к]}{[\sigma]_к} 100 = \frac{4900 - 4750}{4750} 100 = 3{,}15\%$,

что вполне допустимо.

13. Определяем основные размеры шестерни и колеса:

а) длина зубьев шестерни и колеса $B = 48$ *мм*;

б) размеры шестерни:

диаметр делительной окружности

$$d_{дш} = mz_1 = 5{,}5 \cdot 20 = 110 \ мм;$$

диаметр окружности выступов

$$D_{ешт} = d_{дш} + 2m \cos \varphi_1 = 110 + 2{,}0 \cdot 5{,}5 \cos 22°12' = 120{,}18 \ мм;$$

диаметр окружности впадин

$$D_{iш} = d_{дш} - 2{,}4m \cos \varphi_1 = 110 - 2{,}4 \cdot 5{,}5 \cos 22°12' = 97{,}78 \ мм;$$

угол головки зуба

$$\operatorname{tg} \Delta' = \frac{h'}{L} = \frac{m}{L} = \frac{5{,}5}{145{,}6} = 0{,}0378; \quad \Delta' = 2°10';$$

угол ножки зуба

$$\operatorname{tg} \Delta'' = \frac{h''}{L} = \frac{1{,}2m}{L} = \frac{1{,}2 \cdot 5{,}5}{145{,}6} = 0{,}0454; \quad \Delta'' = 2°36';$$

угол конуса выступов (угол обточки)

$$\varphi_{e1} = \varphi_1 + \Delta' = 22°12' + 2°10' = 24°22';$$

в) размеры колеса:

диаметр делительной окружности

$$d_{дк} = mz_2 = 5{,}5 \cdot 49 = 269{,}5 \ мм;$$

диаметр окружности выступов

$$D_{ек} = d_{дк} + 2m \cos \varphi_2 = 269{,}5 + 2 \cdot 5{,}5 \cos 67°48' = 273{,}66 \ мм;$$

диаметр окружности впадин

$$D_{ik} = d_{dk} - 2{,}4m\cos\varphi_2 = 269{,}5 - 2{,}4 \cdot 5{,}5\cos 67°48' = 264{,}51 \text{ мм};$$

углы головки и ножки зуба

$$\Delta' = 2°10'; \qquad \Delta'' = 2°36'$$

(см. определение размеров шестерни);

угол обточки

$$\varphi_{e2} = \varphi_2 + \Delta' = 67°48' + 2°10' = 69°58'.$$

IV. Проверка зубьев шестерни и колеса на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_u = \frac{P_p}{y m_{cp} B} \leqslant [\sigma_0]_u.$$

1. Фиктивные (эквивалентные) числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{1\phi} = \frac{z_1}{\cos\varphi_1} = \frac{20}{\cos 22°12'} \approx 22;$$

$$z_{2\phi} = \frac{z_2}{\cos\varphi_2} = \frac{49}{\cos 67°48'} \approx 130.$$

2. Определяем коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса по табл. 3.4: для шестерни $y_1 = 0{,}383$; для колеса $y_2 = 0{,}486$.

3. Средний модуль: $m_{cp} = 4{,}59$ *мм*.

4. Расчетное окружное усилие

$$P_p = PK = 203 \cdot 1{,}76 = 358 \text{ кГ},$$

где

$$P = \frac{102N}{v_{cp}} = \frac{102 \cdot 6{,}94}{3{,}49} = 203 \text{ кГ}.$$

5. Сравнительная оценка прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

для шестерни

$$y_1 [\sigma_0]'_u = 0{,}383 \cdot 20 = 7{,}66 \text{ кГ/мм}^2;$$

для колеса

$$y_2 [\sigma_0]''_u = 0{,}486 \cdot 16{,}7 = 8{,}11 \text{ кГ/мм}^2.$$

Дальнейший расчет ведем по зубу шестерни как менее прочному.

6. Рабочее напряжение изгиба в опасном сечении зуба шестерни

$$\sigma_u = \frac{358}{0{,}383 \cdot 0{,}459 \cdot 4{,}8} = 416 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma_0]'_u.$$

Результаты двух вариантов расчетов зубчатого зацепления редуктора сведены в табл. 13.3 (второй вариант расчета см. стр. 380—382).

13.3. Сводная таблица основных параметров зубчатого зацепления редукторов

Наименование параметра	Первый вариант	Второй вариант
Мощность на ведущем валу в *квт*	$N_1 = 6{,}94$	
Передаточное число	$i = 2{,}45$	
Угловые скорости в *об/мин*:		
ведущего вала	$n_1 = 725$	
ведомого вала	$n_2 = 296$	
Тип передачи	Коническая прямозубая	
Конусное расстояние в *мм*	$L = 145{,}6$	$L = 105{,}82$
Углы при вершинах начальных конусов:		
шестерни	$\varphi_1 = 22°12'$	
зубчатого колеса	$\varphi_2 = 67°48'$	
Число зубьев шестерни	$z_1 = 20$	
» » колеса	$z_2 = 49$	
Модуль максимальный в *мм*	$m = 5{,}5$	$m = 4$
Диаметры делительных окружностей в *мм*:		
шестерни	$d_{\partial 1} = 110$	$d_{\partial 1} = 80$
колеса	$d_{\partial 2} = 269{,}5$	$d_{\partial 2} = 196$
Длина зуба в *мм*	$B = 48$	$B = 36$
Окружное усилие в *кГ*	$P = 203$	$P = 282$

V. Ориентировочный расчет валов

Ведущий вал.

1. Крутящий момент $M_{к1} = M_1 = 932$ *кГ·см* (см. стр. 361).

2. Диаметр конца вала под муфту определяем из условия прочности на кручение.

Принимая $[\tau]_к = 250$ *кГ/см*^{2}, получаем

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{к1}}{0{,}2[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{932}{0{,}2 \cdot 250}} = 2{,}66 \text{ см}.$$

Конструкцию подшипникового узла принимаем по фиг. 9.30. Намечаем $d_1 = 30$ *мм*, диаметр вала под подшипником $d_1' = 40$ *мм* и под шестерней $d_1'' = 36$ *мм*.

Ведомый вал.

1. Крутящий момент (см. стр. 361) $M_{к2} = M_2 = 2280$ *кГ·см*.

2. Диаметр конца вала под муфту и остальные участки вала определяем по аналогии с расчетом ведущего вала

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{к2}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{2280}{0{,}2 \cdot 250}} = 3{,}58 \text{ см}.$$

Принимаем $d_2 = 35$ *мм*, диаметр под подшипником $d_2' = 40$ *мм* и под зубчатым колесом $d_2'' = 42$ *мм*.

VI. Конструктивные размеры зубчатой пары (см. фиг. 11.6)

Коническая шестерня z_1.

Сравнительно небольшие размеры шестерни по отношению к диаметру вала позволяют не выделять ступицу.

Длина посадочного отверстия под вал $l_{cm} \approx 1{,}4\, d_1'' = 1{,}4 \cdot 36 = 50{,}4$ *мм*. Принимаем $l_{cm} = 50$ *мм*.

Коническое зубчатое колесо z_2 (см. фиг. 11.6).

Диаметр ступицы $d_{cm} = 1{,}6\, d_2'' = 1{,}6 \cdot 42 = 67{,}2$ *мм*. Принимаем $d_{cm} = 70$ *мм*.

Длина ступицы $l_{cm} = 1{,}3\, d_2'' = 1{,}3 \cdot 42 = 54{,}5$ *мм*. Принимаем $l_{cm} = 55$ *мм*.

Толщина обода

$$\delta_0 = (3 \div 4)\, m = (3 \div 4)\, 5{,}5 = 16{,}5 \div 22 \text{ мм}; \quad \delta_0 = 18 \text{ мм}.$$

Толщина диска

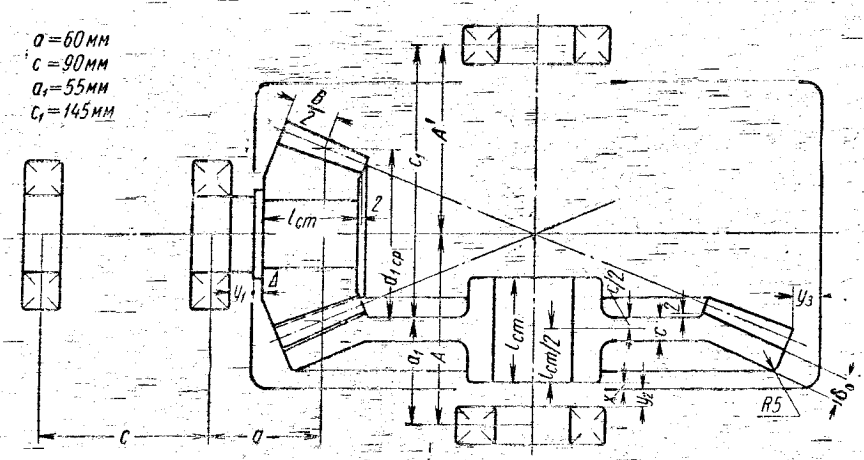
$C = 0{,}1L = 0{,}1 \cdot 145{,}6 = 14{,}56$ *мм*. Принимаем $C = 15$ *мм*.

Диаметр отверстия в диске $d_{отв} = 20$ *мм*.

VII. Первый этап эскизной компоновки редуктора (фиг. 13.15)

Цель эскизной компоновки подробно изложена в § 49.

Перед вычерчиванием выбираем способ смазки зацепления зубчатой пары и подшипников. Зацепление смазывается окунанием



Фиг. 13.15. Эскизная компоновка (первый этап).

зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса редуктора. Подшипники смазываются консистентной смазкой, закладываемой в подшипниковые камеры. Раздельная смазка необходима ввиду

удаленности одного из подшипников ведущего вала от места зубчатого зацепления, что затрудняет попадание масла в подшипник. Кроме того, раздельная смазка предохраняет подшипники от попадания вместе с маслом частиц металла от износа зубьев (особенно во время приработки). Камеры подшипников отделяем от внутренней полости корпуса мазеудерживающими кольцами.

Порядок вычерчивания:

1. Установив масштаб чертежа, исходя из возможности размещения одной проекции (разрез по осям валов) на листе формата 24 (594 × 841 *мм*) проводим посередине листа горизонтальную осевую линию — ось ведущего вала. Намечаем положение ведомого вала и проводим вертикальную осевую линию.

2. Вычерчиваем в зацеплении шестерню и колесо. Далее конструктивно оформляем шестерню и колесо по найденным выше размерам. Для уменьшения расстояния между опорами ведомого вала ступицу колеса выполняем симметричной относительно диска.

3. Выбираем конструкцию подшипникового узла ведущего вала по фиг. 9.30.

4. Ориентировочно намечаем для валов роликоподшипники конические легкой серии.

5. Размещаем подшипники ведущего вала. Приняв толщину буртика вала для упора шестерни $\Delta = 5$ *мм* и зазор между торцами буртика и подшипника $y_1 = 12$ *мм* (для размещения мазеудерживающего кольца), наносим габариты подшипника. Определяем замером размер a от середины подшипника до среднего диаметра шестерни. Приняв размер $c = 1{,}5a$ [обычно $c \approx (1{,}5 \div 2{,}5)\,a$], вычерчиваем габариты второго подшипника.

6. Размещаем подшипники ведомого вала, ориентируясь на конструкцию узла, представленного на фиг. 9.19. На расстоянии $x = 5$ *мм* от торца ступицы колеса проводим внутреннюю стенку корпуса. Приняв $y_2 = 12$ *мм* (для размещения мазеудерживающего кольца), наносим габариты подшипника. Замером определяем размер A (расстояние от оси ведущего вала до середины подшипника, прилегающего к зубчатому колесу). Корпус редуктора выполняем симметричным относительно оси ведущего вала; приняв $A' = A$, наносим габариты второго подшипника ведомого вала.

7. Замеряем расстояние между опорами и определяем положение зубчатой пары относительно опор (размеры приведены на фиг. 13.15).

8. Очерчиваем ориентировочно контур внутренней стенки корпуса, приняв $y_3 = 1{,}5\,\delta$, где $\delta = 9$ *мм* — толщина стенки корпуса.

VIII. Подбор подшипников

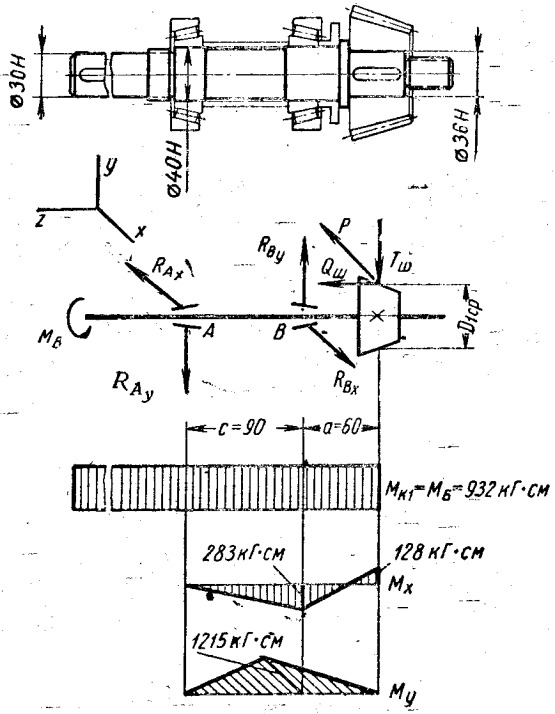
Ведущий вал (фиг. 13.16)

1. Силы, действующие в зацеплении.

Окружное усилие $P = 203$ *кГ* (см. стр. 364).

Осевое усилие шестерни, равное радиальному усилию колеса,

$$Q_ш = T_к = P \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_1 = 203 \operatorname{tg} 20° \sin 22°12' = 27{,}9 \ кГ.$$



Фиг. 13.16. Расчетная схема ведущего вала.

Осевое усилие колеса, равное радиальному усилию шестерни,

$$Q_к = T_ш = P \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_2 = 203 \operatorname{tg} 20° \sin 67°48' = 68{,}4 \ кГ.$$

2. Опорные реакции.

В плоскости yz

$$\Sigma m_B = T_ш a - Q_ш \frac{d_{1ср}}{2} - R_{A_y} c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{T_ш a - Q_ш \frac{d_{1ср}}{2}}{c}; \quad d_{1ср} = m_{ср} z_1 = 4{,}59 \cdot 20 = 91{,}8 \ мм,$$

$$R_{A_y} = \frac{68{,}4 \cdot 6 - 27{,}9 \frac{9{,}18}{2}}{9} = 31{,}4 \ кГ;$$

$$\Sigma Y = R_{By} - T_ш - R_{Ay} = 0; \quad R_{By} = T_ш + R_{Ay} = 68{,}4 + 31{,}4 = 99{,}8 \ кГ.$$

В плоскости xz

$$\Sigma m_B = -Pa + R_{A_x} c = 0;$$

$$R_{A_x} = P\,\frac{a}{c} = 203\,\frac{6}{9} = 135\ кГ;$$

$$\Sigma X = -P - R_{A_x} + R_{B_x} = 0;$$

$$R_{B_x} = P + R_{A_x} = 203 + 135 = 338\ кГ.$$

Суммарные радиальные нагрузки подшипников

$$R_A = \sqrt{R_{A_x}^2 + R_{A_y}^2} = \sqrt{135^2 + 31{,}4^2} = 139\ кГ;$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_x}^2 + R_{B_y}^2} = \sqrt{338^2 + 99{,}8^2} = 352\ кГ.$$

3. Выбор типа подшипника.

Ориентируясь на конструкцию подшипникового узла, представленную на фиг. 9.30 (см. указания на стр. 367), намечаем роликовые конические подшипники.

4. Требуемый коэффициент работоспособности

$$C = Q\,(nh)^{0,3}.$$

Условная нагрузка Q подшипника определяется по формуле (9.11), в которой принято $K_к = 1{,}0$ и $K_т = 1{,}0$ (см. стр. 207, 209). Ориентируясь на применение конических роликоподшипников легкой серии, принимаем $m = 1{,}5$ (см. табл. 9.5). По табл. 9.3 принимаем коэффициент динамичности $K_б = 1{,}4$.

Осевые составляющие от радиальных нагрузок [формула (9.9)]

$$S_A = 1{,}3 R_A \operatorname{tg}\beta = 1{,}3 \cdot 139 \operatorname{tg} 12^\circ = 38{,}5\ кГ;$$

$$S_B = 1{,}3 R_B \operatorname{tg}\beta = 1{,}3 \cdot 352 \operatorname{tg} 12^\circ = 98{,}0\ кГ.$$

Для конических роликоподшипников угол конусности $\beta = 12 \div 16^\circ$. Принято $\beta = 12^\circ$.

Суммарная осевая нагрузка

$$A_{сум} = Q_ш + S_B - S_A = 27{,}9 + 98 - 38{,}5 = 87{,}4\ кГ.$$

Эта нагрузка воспринимается подшипником A, для которого условная нагрузка

$$Q_A = (R_A K_к + m A_{сум})\, K_б K_т = (139 + 1{,}5 \cdot 87{,}4)\, 1{,}4 = 378\ кГ.$$

Условная нагрузка на подшипник B

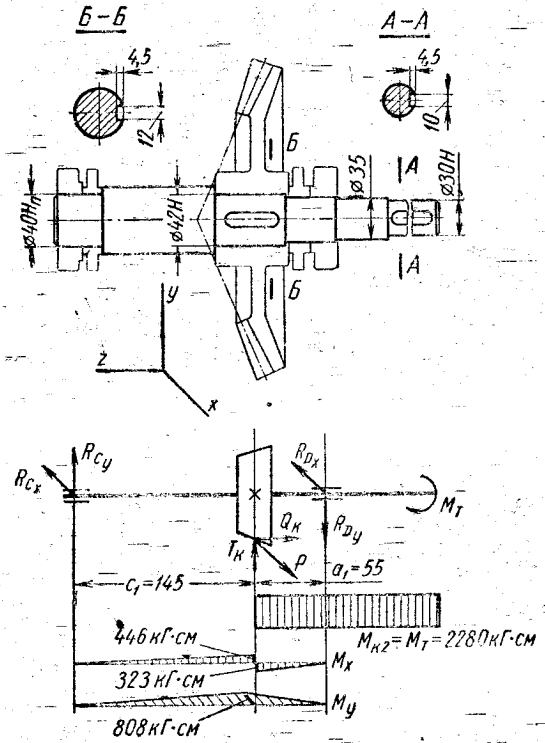
$$Q_B = R_B K_к K_б K_т = 352 \cdot 1{,}4 = 492\ кГ.$$

Требуемый коэффициент работоспособности подсчитываем для подшипника B (более нагруженного).

Задаемся желаемой долговечностью $h = 15\,000$ ч; при этом

$$C = Q_B\,(nh)^{0,3} = 492\,(725 \cdot 15\,000)^{0,3} = 63\,600.$$

При диаметре вала $d = 40$ *мм* по каталогу (см. табл. П27) принимаем подшипник 7208 легкой серии, имеющий $C = 66\,000$. Диаметр



Фиг. 13.17. Расчетная схема ведомого вала.

в месте установки манжетного уплотнения (см. ниже чертеж общего вида редуктора) принимаем равным 35 *мм* и диаметр выходного конца 30 *мм*.

Ведомый вал (фиг. 13.17)

1. Реакции опор.

В плоскости yz

$$\Sigma m_D = R_{C_y}(a_1 + c_1) - Q_к \frac{d_{2cp}}{2} + T_к a_1 = 0;$$

$$d_{2cp} = m_{cp} z_2 = 4{,}59 \cdot 49 = 225 \text{ мм};$$

$$R_{C_y} = \frac{Q_к \frac{d_{2cp}}{2} - T_к a_1}{c_1 + a_1} = \frac{68{,}4\,\frac{22{,}5}{2} - 27{,}9 \cdot 5{,}5}{14{,}5 + 5{,}5} = 30{,}8 \text{ кГ};$$

$$\Sigma Y = R_{C_y} + T_к - R_{D_y} = 0;$$

$$R_{D_y} = T_к + R_{C_y} = 27{,}9 + 30{,}8 = 58{,}7 \text{ кГ}.$$

В плоскости xz

$$\sum m_C = -R_{D_x}(c_1 + a_1) + Pc_1 = 0;$$

$$R_{D_x} = P\frac{c_1}{c_1 + a_1} = 203\,\frac{14{,}5}{14{,}5 + 5{,}5} = 147\ кГ;$$

$$\sum X = -R_{C_x} + P - R_{D_x} = 0;$$

$$R_{C_x} = P - R_{D_x} = 203 - 147 = 56\ кГ.$$

2. Суммарные радиальные реакции

$$R_C = \sqrt{R_{C_x}^2 + R_{C_y}^2} = \sqrt{56^2 + 30{,}8^2} = 64\ кГ;$$

$$R_D = \sqrt{R_{D_x}^2 + R_{D_y}^2} = \sqrt{147^2 + 58{,}7^2} = 158\ кГ.$$

3. Выбор типа подшипника.

Ориентируясь на конструкцию подшипникового узла, представленную на фиг. 9.19, намечаем роликовые конические подшипники.

4. Требуемый коэффициент работоспособности. Подшипник D несет бо́льшую радиальную нагрузку и одновременно воспринимает осевую нагрузку. Передача осевой нагрузки на подшипник, несущий меньшую радиальную нагрузку, привела бы к усложнению конструкции подшипниковых узлов и затруднила бы регулировку подшипников.

Принимаем коэффициент динамичности $K_б = 1{,}4$ (табл. 9.3); $m = 1{,}5$ (табл. 9.5), $K_к = 1$ (вращается внутреннее кольцо, см. стр. 207), $K_T = 1$.

Осевые составляющие от радиальных нагрузок

$$S_C = 1{,}3R_C \operatorname{tg}\beta = 1{,}3 \cdot 64 \operatorname{tg} 12° = 17{,}6\ кГ;$$

$$S_D = 1{,}3R_D \operatorname{tg}\beta = 1{,}3 \cdot 158 \operatorname{tg} 12° = 43{,}6\ кГ.$$

Суммарная осевая нагрузка

$$A_{сум} = Q_к + S_C - S_D = 68{,}4 + 17{,}6 - 43{,}6 = 42{,}4\ кГ.$$

Условная нагрузка подшипника D

$$Q_D = (R_D K_к + mA_{сум}) K_б K_T = (158 + 1{,}5 \cdot 42{,}4)\,1{,}4 = 310\ кГ.$$

Требуемый коэффициент работоспособности при $h = 15\,000$ ч

$$C = Q_D (nh)^{0{,}3} = 310\,(296 \cdot 15\,000)^{0{,}3} = 30\,600.$$

5. Подбор подшипника. Поскольку диаметр вала под подшипником равен 40 *мм*, принимаем подшипник 7208, т. е. такой же, как и на быстроходном валу, что весьма целесообразно, так как обеспечивает унификацию подшипниковых узлов. Поэтому, хотя коэффициент работоспособности принятого подшипника значительно выше, чем требуется, замена его подшипником особо легкой серии нерациональна.

IX. Второй этап эскизной компоновки (фиг. 13.18)

Задача этого этапа работы — конструктивно оформить основные детали редуктора для последующей проверки их прочности. Вычерчиваем одну проекцию — разрез по осям валов при снятой крышке редуктора (масштаб 1 : 1). Целесообразно использовать чертеж первого этапа компоновки редуктора. Так как многие детали симметричны, то вычерчивать можно лишь одну их половину.

Примерный порядок разработки конструкции (при использовании чертежа первого этапа компоновки) следующий:

Узел ведущего вала.

1. Намеченные ранее диаметры вала под шестерню, подшипники, а также выходной конец (под муфту) и толщина буртика $\Delta = 5$ *мм* остаются неизменными (см. ориентировочный расчет валов и подбор подшипников).

2. Вычерчиваем шестерню по ранее установленным размерам (если не используется чертеж первого этапа компоновки редуктора).

3. Приняв конструкцию подшипникового узла по фиг. 9.30 и оставив неизменным зазор $y_1 = 12$ *мм* (см. фиг. 13.15), вычерчиваем подшипник, прилегающий к конической шестерне. Типоразмер подшипника установлен ранее. На расстоянии $c = 90$ *мм* (см. фиг. 13.15) вычерчиваем второй подшипник. Вычерчиваем стакан для размещения в нем подшипников. Толщину стакана принимаем 0,08—0,12 от наружного диаметра подшипника. Для фиксации наружных колец подшипников от осевых перемещений у стакана делается упор (см. фиг. 13.18, место *I*) величиной K. Значение K выбираем по указаниям, приведенным в табл. 9.14. Кольцо второго подшипника фиксируется торцовым выступом крышки подшипника через распорное (промежуточное) кольцо.

4. Наносим линию внутренней стенки корпуса на расстоянии $y_1 - 2 = 10$ *мм* от торца правого подшипника (см. фиг. 13.15).

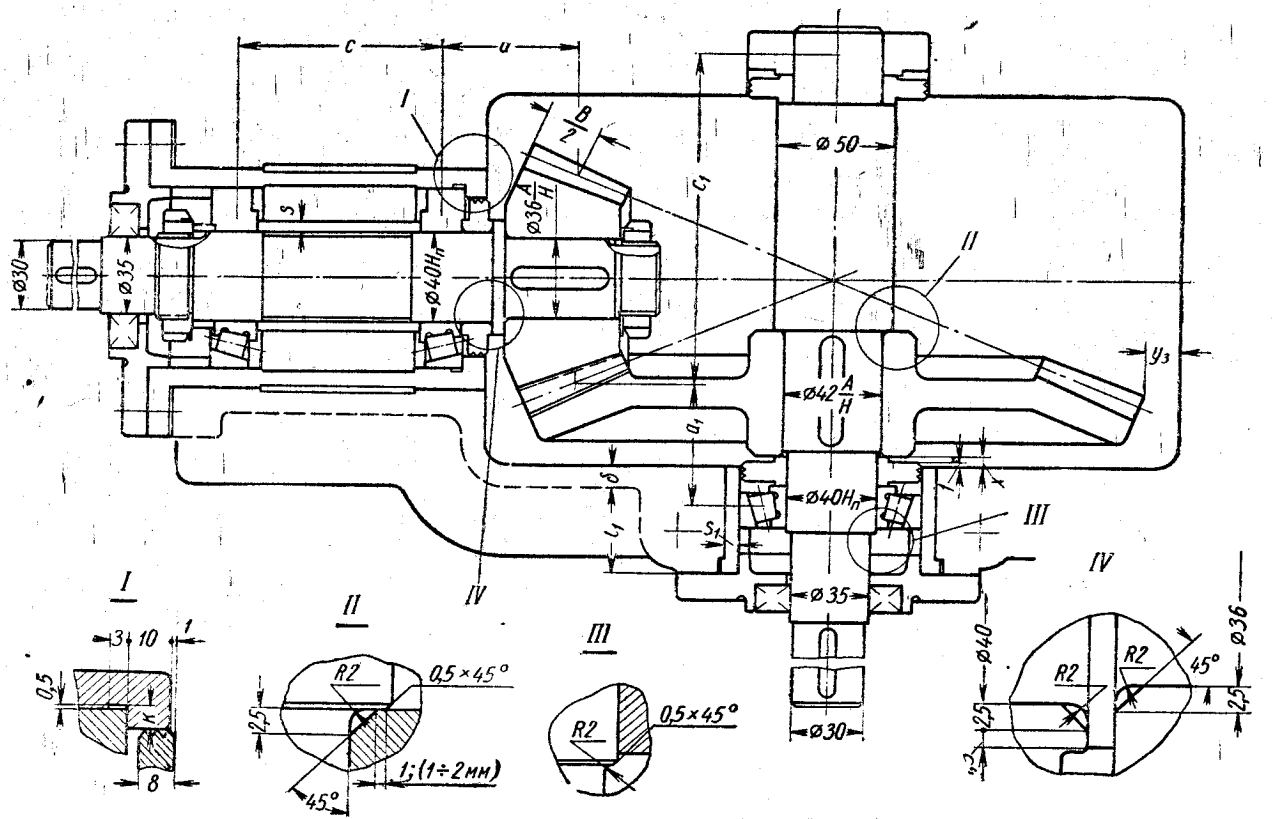
5. Вычерчиваем мазеудерживающее кольцо по размерам, приведенным на фиг. 9.66.

Сопряжение мазеудерживающего кольца со смежными деталями см. на фиг. 13.18, места *I* и *IV*. Значения радиусов галтелей и фасок принимаются по данным гл. VIII и IX.

6. Взаимное расположение подшипников фиксируется распорной втулкой и специальной гайкой со стопорной шайбой (см. табл. 9.16). Толщина стенки втулки $s = (0{,}1 \div 0{,}15) d_{вала}$.

7. Для сокращения чистовой обработки и облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к шестерне, диаметр вала уменьшают на 0,5—1 *мм* на длине, несколько меньшей чем длина распорной втулки.

8. Вычерчиваем остальные детали узла: гайку с шайбой для крепления шестерни, крышку подшипника и т. д.



Фиг. 13.18. Эскизная компоновка (второй этап).

Узел ведомого вала

1. Оставляем неизменными намеченные ранее диаметры вала под зубчатое колесо и подшипники, а также диаметр выходного конца вала.

2. Вычерчиваем зубчатое колесо в зацеплении с шестерней (если не используется чертеж первого этапа компоновки) по размерам, приведенным на стр. 366.

3. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса, сохраняя принятые в первом этапе компоновки зазоры x и y_3.

4. Ориентируясь на конструкцию подшипникового узла, показанного на фиг. 9.19, вычерчиваем подшипники, углубив их на величину $y_2 = 12$ *мм* (см. фиг. 13.15). Типоразмер подшипника установлен ранее.

5. Вычерчиваем мазеудерживающие кольца.

6. Оформляем конструкцию вала. Для фиксации зубчатого колеса увеличиваем диаметр вала с одной стороны ступицы. Необходимая величина выступа определяется величиной радиуса галтели и фаской отверстия под вал у ступицы колеса (см. фиг. 13.18, место *II*). Значение радиуса галтели и фасок принимают по данным § 27. Диаметры остальных участков вала назначают, исходя из удобства монтажа подшипников.

7. Определяем размеры основных элементов корпуса (см. фиг. 11.19).

8. На расстоянии $l_1 + \delta$ от стенки вычерчиваем крышки подшипниковых узлов, предварительно вычертив стаканы под подшипники.

9. Вычерчиваем шпонки.

X. Подбор и проверка шпонок

Применяем шпонки призматические обыкновенные со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов по ГОСТ 8788-58, размеры шпонок по ГОСТ 8789-58 (см. табл. 8.8). Длины шпонок берем на 5—10 *мм* меньше длин ступиц. Материал шпонок — сталь 45 нормализованная. Прочность проверяем по указаниям § 28.

XI. Уточненный расчет валов

Считаем, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, а касательные — по пульсирующему.

Ведущий вал (см. фиг. 13.16)

Материал вала — сталь 35.

$\sigma_в = 52$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_т = 27$ *кГ/мм*^{2} (см. табл. 3.15);

$\sigma_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 52 = 22{,}4$ *кГ/мм*^{2};

$\tau_{-1} = 0{,}58\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 22{,}4 = 13{,}0$ *кГ/мм*^{2}.

1. Определяем коэффициент запаса прочности для сечений входного конца быстроходного вала.

Принимаем, что вал связан с электродвигателем через муфту; тогда рассматриваемая часть вала работает только на кручение. Считаем, что напряжения кручения меняются по пульсирующему циклу. Концентрация напряжений вызывается шпоночной канавкой.

Номинальное напряжение

$$\tau_{max} = \frac{M_{к1}}{W_{к\ нетто}}.$$

Момент сопротивления кручению сечения нетто

$$W_{к\ нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d};$$

по табл. 8.8 имеем $b = 10$ *мм*; $t = 4{,}5$ *мм*.

Диаметр входного конца вала принят 30 *мм*;

$$W_{к\ нетто} = \frac{3{,}14 \cdot 3{,}0^3}{16} - \frac{1 \cdot 0{,}45\,(3{,}0-0{,}45)^2}{2 \cdot 3{,}0} = 5{,}29 - 0{,}488 \approx 4{,}8\ см^3;$$

$$\tau_{max} = \frac{932}{4{,}8} = 194\ кГ/см^2.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m}.$$

Коэффициент концентрации напряжений от шпоночной канавки $k_\tau = 1{,}42$ (табл. 8.5) и масштабный фактор $\varepsilon_\tau = 0{,}87$ (табл. 8.1):

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1{,}42}{0{,}87} = 1{,}64.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{194}{2} = 97\ кГ/см^2;$$

$$\psi_\tau = 0{,}1 \quad \text{(см. стр. 167)}.$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = n_\tau = \frac{1300}{1{,}64 \cdot 97 + 0{,}1 \cdot 97} = 7{,}7.$$

2. Определяем коэффициент запаса прочности для сечения быстроходного вала в месте посадки подшипника, расположенного со стороны шестерни (опора B). Концентрация напряжений вызвана давлением напрессовки от посадки внутреннего кольца подшипника на вал.

Величины изгибающих моментов M_x и M_y указаны на фиг. 13.16.

Суммарный изгибающий момент

$$M_B = \sqrt{M_{B_x}^2 + M_{B_y}^2} = \sqrt{283^2 + 1215^2} = 1245\ кГ \cdot см.$$

Момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 4^3}{32} = 6{,}28 \ см^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M_B}{W} = \frac{1245}{6{,}28} = 198 \ кГ/см^2.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v};$$

по табл. 8.7 $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2{,}67$;

$$n_\sigma = \frac{2240}{2{,}67 \cdot 198} = 4{,}24.$$

Полярный момент сопротивления сечения

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3{,}14 \cdot 4^3}{16} = 12{,}57 \ см^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{к1}}{W_p} = \frac{1}{2} \cdot \frac{932}{12{,}56} = 36{,}8 \ кГ/см^2,$$

где $M_{к1} = 932 \ кГ \cdot см$ (см. стр. 361).

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m}; \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2{,}02 \text{ (см. табл. 8.7)};$$

$$\psi_\tau = 0{,}1 \text{ (см. стр. 167)};$$

$$n_\tau = \frac{1300}{2{,}02 \cdot 36{,}8 + 0{,}1 \cdot 36{,}8} = 16{,}7.$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{4{,}24^2 \cdot 16{,}7^2}{4{,}24^2 + 16{,}7^2}} = 4{,}10.$$

Действительный коэффициент запаса прочности несколько выше вычисленного, так как концентрация напряжений от напрессовки в основном проявляется у края посаженной детали (подшипника), а в расчет был введен изгибающий момент, возникающий в сечении вала под серединой подшипника.

Ведомый вал (см. фиг. 13.17)

Материал вала — сталь 35 с теми же механическими характеристиками, что и у ведущего вала.

Определяем коэффициент запаса прочности под серединой конического колеса. Концентрация напряжений вызывается шпоночной канавкой.

Суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении (см. фиг. 13.17)

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{446^2 + 808^2} = 924 \ кГ \cdot см.$$

Момент сопротивления сечения нетто

$$W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 4{,}2^3}{32} - \frac{1{,}2 \cdot 0{,}45\,(4{,}2-0{,}45)^2}{2 \cdot 4{,}2} =$$

$$= 7{,}3 - 0{,}91 = 6{,}39 \ см^3;$$

$b = 12$ *мм*; $t = 4{,}5$ *мм* (см. табл. 8.8 и фиг. 3.17).

Номинальные напряжения изгиба

$$\sigma_{max} = \sigma_v = \frac{M}{W_{нетто}} = \frac{924}{6{,}39} = 145 \ кГ/см^2.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2240}{\frac{1{,}52}{0{,}84}\,145} = 8{,}34,$$

где эффективный коэффициент концентрации напряжений от влияния шпоночной канавки $k_\sigma = 1{,}52$ (табл. 8.5); масштабный фактор $\varepsilon_\sigma = 0{,}84$ (табл. 8.1).

Момент сопротивления кручению нетто сечения

$$W_{к\ нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 4{,}2^3}{16} - \frac{1{,}2 \cdot 0{,}45\,(4{,}2-0{,}45)^2}{2 \cdot 4{,}2} =$$

$$= 14{,}55 - 0{,}91 = 13{,}64 \ см^3.$$

Крутящий момент $M_{к2} = 2280 \ кГ \cdot см$ (см. стр. 361).

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2}\tau_{max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{к2}}{W_{к\ нетто}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2280}{13{,}64} = 83{,}5 \ кГ/см^2.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1300}{1{,}69 \cdot 83{,}5 + 0{,}1 \cdot 83{,}5} = 8{,}68,$$

где $k_\tau = 1{,}42$ (по табл. 8.5): $\varepsilon_\tau = 0{,}84$ (по табл. 8.1);

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1{,}42}{0{,}84} = 1{,}69.$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{8{,}34^2 \cdot 8{,}68^2}{8{,}34^2 + 8{,}68^2}} = 6{,}0.$$

Следует также проверить коэффициент запаса прочности для выходного конца вала и для сечения у края ступицы колеса.

XII. Вычерчивание редуктора

Редуктор вычерчивают в двух проекциях на листе формата 24 (584 × 841 *мм*) в масштабе 1 : 1 с основной надписью и угловой спецификацией.

Проектируемый редуктор имеет следующие конструктивные особенности (фиг. 13.19).

1. Подшипниковый узел быстроходного вала. Подшипники смонтированы в общем стакане.

Осевое усилие от шестерни передается через заплечик вала на мазеудерживающее кольцо, затем на внутреннее кольцо правого подшипника, распорную втулку и внутреннее кольцо левого подшипника, а через этот подшипник, промежуточное кольцо, крышку и болты — на корпус редуктора. Промежуточное кольцо облегчает установку крышки в стакан. Этот узел уплотнен со стороны корпуса мазеудерживающим кольцом, а со стороны крышки — манжетным уплотнением.

Посадочные места под подшипники обработаны с допусками, соответствующими напряженной посадке 2-го класса точности; при этом обеспечивается посадка подшипников на вал с гарантированным натягом.

2. Подшипниковые узлы тихоходного вала. Система уплотнений та же, что и на быстроходном валу. Осевое усилие от зубчатого колеса передается через мазеудерживающее кольцо на внутреннее кольцо подшипника, через ролики на наружное кольцо, далее через промежуточное кольцо, крышку и болты — на корпус редуктора.

3. Подшипники регулируют набором прокладок, устанавливаемых между подшипниковыми крышками и фланцами стаканов.

4. Зацепление регулируют наборами прокладок, помещаемых между фланцем стакана ведущего вала и бобышкой корпуса, а также прокладками под крышками подшипников ведомого вала.

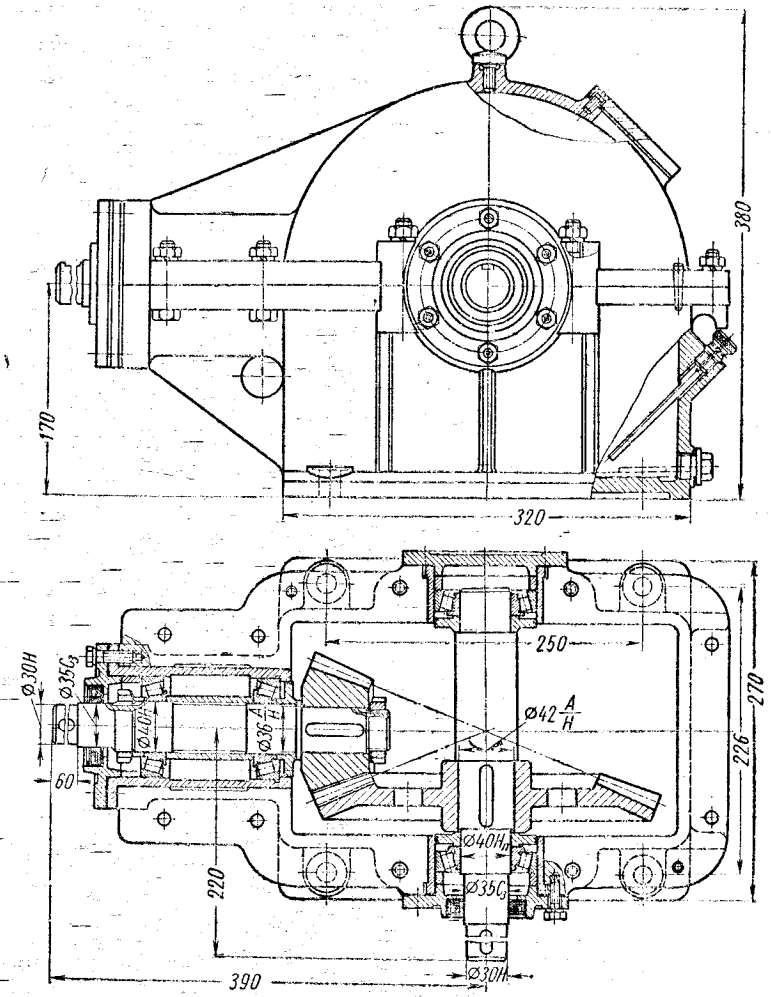
5. Для заливки масла и осмотра зацепления имеется окно, закрытое крышкой.

6. Спуск масла через отверстие, закрываемое пробкой, а контроль уровня — жезловым маслоуказателем, служащим одновременно отдушиной.

7. Для подъема редуктора имеется рым-болт (грузовой винт).

8. Относительное расположение верхней и нижней частей корпуса фиксируется (при совместной расточке подшипников) коническими штифтами.

9. Редуктор крепится к плите или раме четырьмя фундаментными болтами (см. вид сверху). Проверочный расчет фундаментных болтов обязателен (см. § 41).



Фиг. 13.19. Общий вид редуктора.

XIII. Посадки основных деталей редуктора

При назначении посадок руководствуемся § 33 и 44. Схемы посадок строим по аналогии с предыдущим примером (см. стр. 357 и 358).

XIV. Смазка зубчатых колес, подшипников и выбор сорта смазки

1. Выбираем смазку для зацепления. Для выбора сорта смазочного масла для зубчатого зацепления пользуемся табл. 11.8 и 11.10.

Требуемая вязкость масла при окружной скорости $v = 2{,}5 \div 5$ *м/сек*, $\nu = 85$ *сст*; подходит по вязкости автотракторное масло АК10.

2. Выбираем смазку для подшипников качения (см. табл. 9.23). Принимаем консистентную смазку — консталин УТ-1.

XV. Сборка редуктора

Порядок и технология сборки аналогичны описанным в предыдущем примере. Особенностью является регулировка конического зацепления и роликовых конических подшипников.

ВТОРОЙ ВАРИАНТ

Исходные данные те же, что и в первом варианте: $N_Б = 6{,}94$ *квт*; $n_1 = 725$ *об/мин*; $i = 2{,}45$; $z_1 = 20$; $z_2 = 49$.

I. Выбор материалов для шестерни и колеса, определение допускаемых напряжений

1. Принимаем для шестерни и колеса сталь 45. После нарезания зубьев они подвергаются поверхностной закалке токами высокой частоты (т. в. ч.) до твердости порядка *HRC* 50.

2. Допускаемое контактное напряжение [см. формулу (3.60) и табл. 3.18] $[\sigma]_к = cHRC\ k_{рк} = 245 \cdot 50 \cdot 0{,}585 = 7160$ *кГ/см*^{2}, где $k_{рк} = 0{,}585$ при $N_{цк} = 25 \cdot 10^7$ (см. стр. 83).

3. Полагая, что после термообработки сердцевина зуба будет иметь механические свойства, близкие к свойствам нормализованной стали, принимаем те же допускаемые напряжения изгиба, что и в первом варианте.

II. Расчет зубчатого зацепления

1. Среднее конусное расстояние из условия контактной прочности

$$L_{ср} = \sqrt{i^2 + 1}\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{\psi_L i k_{пк}}} =$$

$$= \sqrt{2{,}45^2 + 1}\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{7160}\right)^2 \frac{1398}{0{,}4 \cdot 2{,}45 \cdot 0{,}85}} = 8{,}9\ см.$$

Все данные (кроме $[\sigma]_к$) взяты из первого варианта.

2. Длина зуба и конусное расстояние

$$B = \psi_L L_{cp} = 0{,}4 \cdot 8{,}9 \approx 36 \text{ мм};$$

$$L = L_{cp} + \frac{B}{2} = 89 + \frac{36}{2} = 107 \text{ мм}.$$

3. Максимальный модуль

$$m = \frac{2L \sin \varphi_1}{z_1} = \frac{2 \cdot 107 \cdot \sin 22°12'}{20} = 4{,}04 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9569-60 принимаем $m = 4$ мм.

4. Фактическое конусное расстояние

$$L = \frac{mz_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{4 \cdot 20}{2 \sin 22°12'} = 105{,}82 \text{ мм}.$$

5. Уточненное (фактическое) значение среднего конусного расстояния и средний модуль

$$L_{cp} = L - \frac{B}{2} = 105{,}82 - \frac{36}{2} = 87{,}82 \text{ мм};$$

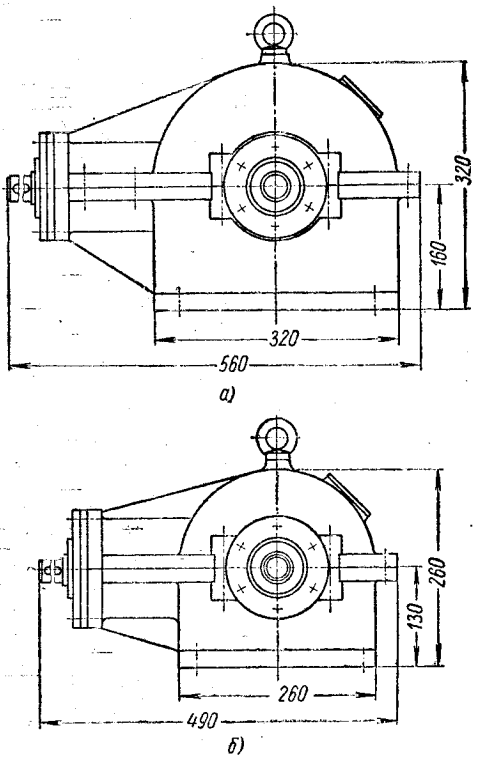
$$m_{cp} = m - \frac{B \sin \varphi_1}{z_1} = 4 - \frac{36 \sin 22°12'}{20} = 3{,}32 \text{ мм}.$$

6. Уточнение коэффициента нагрузки, проверка рабочих (расчетных) контактных напряжений и напряжений изгиба. Не приводя расчетов, укажем, что $\sigma_к$ и $\sigma_и$ меньше соответствующих допускаемых напряжений.

7. Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса

$$d_{дш} = mz_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{дк} = mz_2 = 4 \cdot 49 = 196 \text{ мм}.$$



Фиг. 13.20. Сравнительные размеры редукторов:

а — первый вариант; *б* — второй вариант.

Расчет валов, подбор подшипников и эскизные компоновки выполняем аналогично первому варианту. Усилия в зацеплении здесь несколько больше, чем в первом варианте, поэтому подшипники устанавливаем с более высоким коэффициентом работоспособности, чем у

принятых ранее, — здесь подходят подшипники 7508 легкой широкой серии.

Для сравнения габаритных размеров редукторов, выполненных по первому и второму вариантам, на фиг. 13.20 показаны их общие виды (см. также сводную таблицу основных параметров редуктора).

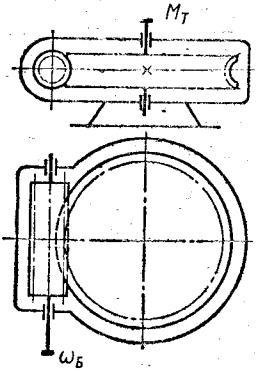
§ 51. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Задание

Спроектировать червячный редуктор с боковым расположением червяка (фиг. 13.21).

Исходные данные для проектирования:
момент на тихоходном валу $M_T = 100$ *н·м*;
угловая скорость червячного вала $\omega_Б = 155$ *рад/сек*;
передаточное число редуктора $i = 15{,}5$.

Редуктор общего назначения; предназначен для длительной эксплуатации.



Фиг. 13.21. Кинематическая схема редуктора.

Расчет и конструирование

I. Расчет передачи на контактную прочность

1. При передаточном числе $i = 15{,}5$ принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$ (см. табл. 4.1); число зубьев червячного колеса $z_к = iz_1 = 15{,}5 \cdot 2 = 31$. Угловая скорость вала колеса

$$\omega_T = \frac{\omega_Б}{i} = \frac{155}{15{,}5} = 10 \text{ рад/сек}.$$

2. Выбор материалов червяка и венца червячного колеса.

Поскольку к проектируемому редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии принимаем для венца колеса безоловянную бронзу — алюминиевожелезную бронзу Бр. АЖ 9-4Л (отливка в землю). Материал червяка — сталь 45 с закалкой до твердости более *HRC*45 и последующей шлифовкой.

3. Для безоловянных бронз коэффициент режима при расчете на контактную прочность $k_{рк} = 1$. При длительной работе редуктора число циклов нагружения зубьев колеса $N_{цк} > 25 \cdot 10^7$ и поэтому коэффициент режима при расчете на изгиб $\min k_{ри} = 0{,}543$ (см. стр. 99). Скорость скольжения в зацеплении предполагается $v_{ск} \approx 3$ *м/сек*, соответственно принято допускаемое контактное напряжение (табл. 4.8) $[\sigma]_к = 167$ *Мн/м*^{2}; допускаемое напряжение изгиба (см. табл. 4.7) $[\sigma_0]_и = [\sigma_0]_и k_{ру} = 98{,}1 \cdot 0{,}543 = 53{,}3$ *Мн/м*^{2}.

4. Расчетная нагрузка. Предварительно принято число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка $q = 8$; при $z_1 = 2$ коэффициент деформации червяка (см. табл. 4.5) $\theta = 57$. Поскольку редуктор общего назначения, нагрузка может колебаться в значительных пределах. Величину x, характеризующую неравномерность нагрузки, принимаем $x = 0{,}5$. При этом коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{кц} = 1 + \left(\frac{z_к}{\theta}\right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{31}{57}\right)^3 (1 - 0{,}5) = 1{,}08.$$

Степень точности передачи принята 8-Ш. В этом случае динамический коэффициент (см. табл. 4.6) $K_{дин} = 1{,}3$ и коэффициент нагрузки $K = K_{кц} K_{дин} = 1{,}08 \cdot 1{,}3 = 1{,}4$.

Расчетный момент на колесе

$$M_{рк} = M_T K = 100 \cdot 1{,}4 = 140 \; н \cdot м.$$

5. Межосевое расстояние из условия контактной прочности [формула (4.20)]

$$A = \left(\frac{z_к}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{1{,}69 \cdot 10^5}{\frac{z_к}{q}[\sigma]_к}\right)^2 M_{рк}} =$$

$$= \left(\frac{31}{8} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{1{,}69 \cdot 10^5}{\frac{31}{8} 167 \cdot 10^6}\right)^2 140} = 0{,}104 \; м = 104 \; мм.$$

II. Основные размеры передачи

1. Модуль зацепления [формула (4.21)]

$$m_s = \frac{2A}{q + z_к} = \frac{2 \cdot 104}{8 + 31} = 5{,}33 \; мм.$$

Ближайшие стандартные параметры червяка (см. табл. 4.2) $m_s = 5$ *мм* и $q = 10$. При этом межосевое расстояние

$$A = \frac{m_s (q + z_к)}{2} = \frac{5 (10 + 31)}{2} = 102{,}5 \; мм.$$

2. Основные размеры червяка:

диаметр делительного цилиндра

$$d_{дч} = m_s q = 5 \cdot 10 = 50 \; мм;$$

диаметры цилиндров выступов и впадин

$$D_{ец} = d_{дч} + 2m_s = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \; мм;$$

$$D_{iч} = d_{дч} - 2{,}4 m_s = 50 - 2{,}4 \cdot 5 = 38 \; мм.$$

Длина нарезанной части червяка (шлифованного)

$$L \geqslant (11 + 0{,}06z_к)\, m_s + 25 = (11 + 0{,}06 \cdot 31)\, 5 + 25 = 89{,}3 \text{ мм};$$

принимаем $L = 90$ мм.

Угол подъема витка по делительному цилиндру (см. табл. 4.3) $\lambda = 11°18'36''$.

3. Основные размеры зубчатого венца колеса:

диаметр делительной окружности в среднем сечении

$$d_{дк} = m_s z_к = 5 \cdot 31 = 155 \text{ мм};$$

диаметры окружностей выступов и впадин в среднем сечении

$$D_{ек} = d_{дк} + 2m_s = 155 + 2 \cdot 5 = 165 \text{ мм};$$

$$D_{iк} = d_{дк} - 2{,}4m_s = 155 - 2{,}4 \cdot 5 = 143 \text{ мм};$$

наружный диаметр при $z_ч = 2$

$$D_н \leqslant D_{ек} + 1{,}5m_s = 165 + 1{,}5 \cdot 5 = 172{,}5 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_н = 172$ мм.

Ширина зубчатого венца при $z_ч = 2$

$$B_к = 0{,}75D_{еч} = 0{,}75 \cdot 60 = 45 \text{ мм}.$$

Поскольку редуктор предназначен для единичного производства, то межосевое расстояние необязательно должно быть стандартным или выражаться целым числом. Для принятых m_s и q межосевое расстояние в виде целого числа можно получить двумя путями:

а) изменением числа зубьев колеса и соответствующим изменением передаточного числа. Например, взяв $z_к = 32$, получим

$$A = \frac{5(10 + 32)}{2} = 105 \text{ мм} \quad \text{и} \quad i = \frac{32}{2} = 16;$$

б) применением коррекции зацепления. Пусть требуемое межосевое расстояние $A_1 = 105$ мм. Для получения этого расстояния необходимо при нарезании червячного колеса сместить червячную фрезу на $\Delta A = A_1 - A = 105 - 102{,}5 = 2{,}5$ мм от оси заготовки. Коэффициент смещения $\xi = \frac{\Delta A}{m_s} = \frac{2{,}5}{5} = 0{,}5$. При этом размеры червяка и червячного колеса определятся следующими зависимостями:

диаметр делительного цилиндра червяка

$$d_{дч} = m_s q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм};$$

диаметр начального цилиндра червяка

$$d_ч = m_s (q + 2\xi) = 5 (10 + 2 \cdot 0{,}5) = 55 \text{ мм};$$

диаметры начальной и делительной окружностей колеса в среднем сечении

$$d_к = d_{дк} = m_s z_к = 5 \cdot 31 = 155 \text{ мм}.$$

диаметры окружностей выступов и впадин колеса в среднем сечении

$$D_{ек} = 2A_1 - d_ч + 2m_s = 2 \cdot 105 - 55 + 2 \cdot 5 = 170 \text{ мм};$$

$$D_{iк} = 2A_1 - d_ч - 2{,}4m_s = 2 \cdot 105 - 55 - 2{,}4 \cdot 5 = 148 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние

$$A_1 = m_s\left(\frac{q + z_к}{2} + \xi\right) = 5\left(\frac{10 + 31}{2} + 0{,}5\right) = 105 \text{ мм}.$$

III. К. п. д. редуктора; усилия в зацеплении

1. Скорость скольжения [формула (4.16)]

$$v_{ск} = \frac{m_s \omega_ч}{2000}\sqrt{z_ч^2 + q^2} = \frac{5 \cdot 155}{2000}\sqrt{2^2 + 10^2} = 3{,}92 \text{ м/сек}.$$

При данной скорости коэффициент трения в случае безоловянной бронзы и шлифованного червяка (табл. 4.4) $f = 0{,}023 \cdot 1{,}3 = 0{,}03$ и угол трения $\rho = 1°41'$. К. п. д. редуктора с учетом потерь в опорах, а также на разбрызгивание и перемешивание масла,

$$\eta = 0{,}95\,\frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = 0{,}95\,\frac{\operatorname{tg} 11°18'36''}{\operatorname{tg}(11°18'36'' + 1°41')} = 0{,}83.$$

2. Усилия в зацеплении:

окружное усилие на червячном колесе, равное осевому усилию на червяке,

$$P_к = Q_ч = \frac{2M_T}{d_{∂к}} = \frac{2 \cdot 100}{0{,}155} = 1290 \text{ н};$$

осевое усилие на колесе, равное окружному усилию на червяке,

$$Q_к = P_ч = \frac{2M_ч}{d_{∂ч}} = \frac{2 \cdot 7{,}76}{50 \cdot 10^{-3}} = 310 \text{ н},$$

где момент на валу червяка (быстроходном)

$$M_ч = M_Б = \frac{M_T}{i\eta} = \frac{100}{15{,}5 \cdot 0{,}83} = 7{,}76 \text{ н} \cdot \text{м};$$

радиальные усилия на колесе и червяке

$$T_к = T_ч = P_к \operatorname{tg}\alpha_s = 1290 \operatorname{tg} 20° = 470 \text{ н}.$$

IV. Проверочный расчет передачи

1. Уточнение расчетной нагрузки.

При $z_ч = 2$ и $q = 10$ коэффициент деформации червяка $\theta = 86$. Тогда при $x = 0{,}5$ и $z_к = 31$ коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{кц} = 1 + \left(\frac{31}{86}\right)^3 (1 - 0{,}5) = 1{,}023.$$

При степени точности 8-Ш по ГОСТ 3675-56 и скорости скольжения $v_{ск} = 3{,}92$ м/сек динамический коэффициент $K_{дин} = 1{,}4$. Коэффициент нагрузки $K = 1{,}023 \cdot 1{,}4 = 1{,}43$ и расчетная нагрузка

$$P_{рк} = P_к K = 1290 \cdot 1{,}43 = 1845 \text{ н};$$
$$M_{рк} = M_к K = 100 \cdot 1{,}43 = 143 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

2. Проверка передачи на контактную прочность.

Расчетные контактные напряжения [формула (4.24)]

$$\sigma_к = \frac{4{,}76 \cdot 10^5}{d_{дк}} \sqrt{\frac{M_{рк}}{d_{дч}}} = \frac{4{,}76 \cdot 10^5}{0{,}155} \sqrt{\frac{143}{50 \cdot 10^{-3}}} =$$
$$= 1645 \cdot 10^5 \ н/м^2 = 164{,}5 \ Мн/м^2.$$

При полученной скорости скольжения допускаемые контактные напряжения (см. табл. 4.8) $[\sigma]_к = 161 \ Мн/м^2$; следовательно, $\sigma_к > [\sigma]_к$ на 2,17%, что допустимо.

3. Проверка зубьев червячного колеса на изгиб.

Фиктивное (приведенное) число зубьев червячного колеса

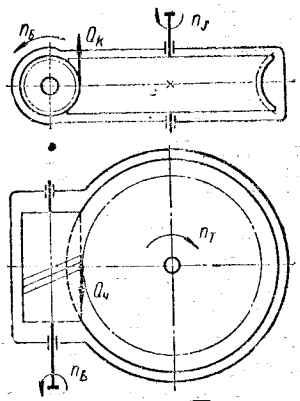
$$z_{фк} = \frac{z_к}{\cos^3 \lambda} = \frac{31}{\cos^3 11°18'36''} = 32{,}5.$$

При этом коэффициент формы зуба (см. табл. 3.4) $y = 0{,}423$ и рабочие (расчетные) напряжения изгиба в зубьях червячного колеса [формула (4.25) при $\gamma = 1{,}0$]

$$\sigma_и = \frac{0{,}6 P_{рк} \gamma}{m_S d_{дч} y} = \frac{0{,}6 \cdot 1845}{5 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}423} = 10{,}45 \cdot 10^6 \ н/м^2 =$$
$$= 10{,}45 \ Мн/м^2 < [\sigma_0]_и.$$

V. Некоторые исходные данные для расчета основных деталей редуктора

1. Редуктор общего назначения должен быть рассчитан на различные, подчас неблагоприятные, условия работы; в частности, следует предусмотреть возможность перемены направления вращения и соединение выходного вала с рабочей машиной не только посредством муфты, но и через ту или иную передачу (ременную, цепную и др.). В последнем случае в поперечных сечениях выходного конца тихоходного вала кроме крутящего момента возникает также изгибающий момент от консольной нагрузки.



Фиг. 13.22. Направление вращения червяка и червячного колеса и направления осевых усилий.

2. Анализ параметров ряда выполненных редукторов показывает, что допускаемая консольная нагрузка на тихоходном валу ($Q_{т0}$) определена так, чтобы при ее действии в поперечном сечении вала, совпадающем с серединой опоры, возникал изгибающий момент ($M_{и0}$), примерно равный вращающему моменту, передаваемому этим валом, т. е. $M_{и0} = M_т$.

3. Если нет специальных требований к передаче, то червяк должен иметь правое направление витка. Для принятой схемы ре-

дуктора в этом случае направления вращения червяка и червячного колеса (если смотреть со стороны выходных концов валов) противоположны, т. е. при вращении червяка по часовой стрелке червячное колесо вращается против часовой стрелки и наоборот (фиг. 13.22).

Направления осевых усилий червяка и червячного колеса при выбранных направлениях вращения и правой резьбе червяка даны на фиг. 13.22.

VI. Предварительный расчет валов

1. Диаметр выходного конца тихоходного вала предварительно определяем из расчета на изгиб с кручением:

$$d_{T0} = \sqrt[3]{\frac{M_{экв}}{0{,}1\,[\sigma]}}.$$

По гипотезе наибольших касательных напряжений эквивалентный момент

$$M_{экв} = \sqrt{M_{и0}^2 + M_к^2}.$$

Согласно п. 2 предыдущего раздела расчета

$$M_{и0} = M_к = M_T = 100\ н \cdot м$$

и

$$M_{экв} = 1{,}41 M_T = 141\ н \cdot м.$$

Для вала выбираем сталь 45 с пределом прочности

$$\sigma_в = 590\ Мн/м^2.$$

При приближенном расчете валов (по эквивалентному моменту) допускаемое напряжение принимают как для симметричного цикла изменения напряжений. По данным учебника [45] принимаем

$$[\sigma] = [\sigma_{-1}] = 54\ Мн/м^2;$$

при этом

$$d_{T0} = \sqrt[3]{\frac{141}{0{,}1 \cdot 54 \cdot 10^6}} = 0{,}0296\ м = 29{,}6\ мм.$$

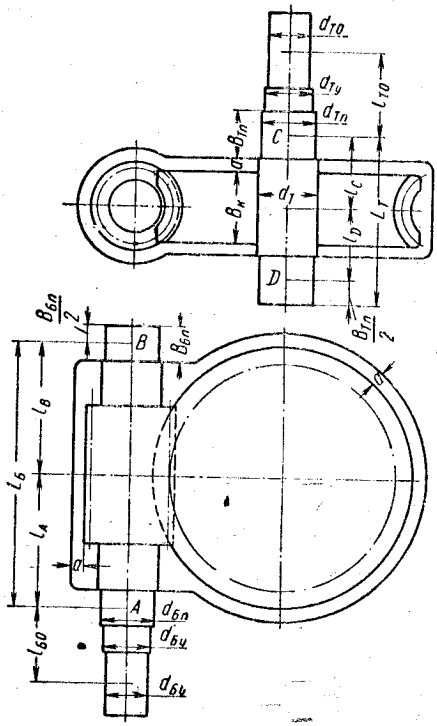
Диаметр выходного конца тихоходного вала принят $d_{T0} = 30\ мм$, диаметр под уплотнения $d_{Ty} = 32\ мм$, диаметр под подшипники $d_{Tп} = 35\ мм$ и диаметр под колесом $d_T = 36\ мм$.

2. Быстроходный вал выполнен заодно с червяком. Предварительно диаметры ступеней червячного вала определяют, исходя из диаметра червяка. При $D_{i1} = 38\ мм$ диаметр ненарезанной части червяка берем $\sim 35\ мм$; учитывая необходимость упорных буртиков для подшипников, диаметры под подшипники приняты $d_{Бп} = 25\ мм$; диаметры под уплотнения $d_{Бy} = 24\ мм$ и диаметр выходного конца быстроходного вала $d_{Б0} = 22\ мм$.

3. Расчетная длина быстроходного вала — расстояние между опорами — принята $L_Б = D_н = 170$ *мм*.

4. Для определения длины тихоходного вала устанавливаем зазор между колесом (и другими деталями) и корпусом

$$a = 0{,}045A + 3 = \\ = 0{,}045 \cdot 102{,}5 + 3 \approx 8 \text{ мм}.$$



Фиг. 13.23. Эскизная компоновка редуктора.

5. Предварительно ширину подшипников (вместе с крепящими деталями и мазеудерживающими кольцами) принимаем равной их диаметру: $B_{Tn} = d_{Tn} = 35$ *мм* и $B_{Бn} = d_{Бn} = 25$ *мм*.

6. После определения размеров основных деталей выполняем эскизную компоновку редуктора: на миллиметровой бумаге в масштабе 1 : 1 вычерчиваем передачу, валы, внутренний контур корпуса и отмечаем ширину подшипников (фиг. 13.23). Червяк и червячное колесо располагаем симметрично относительно опор. По эскизной компоновке уточняем положение опор и определяем соответствующие длины. Для проектируемого редуктора $L_Б = 170$ *мм*; $l_A = l_B = 85$ *мм*; $L_T = 96$ *мм*; $l_C = l_D = 48$ *мм*. Расстояние от середин выходных концов валов до ближайших опор принимаем $l_0 \approx 2\,d_0$: $l_{T0} = 70$ *мм*; $l_{Б0} = 50$ *мм*.

VII. Подбор подшипников

Быстроходный вал

1. Для подбора подшипников составляем расчетную схему вала (фиг. 13.24) и определяем опорные реакции:

$$R_{A_x} = \frac{1}{L_Б}\left(T_ц l_B + Q_ц \frac{d_{0ц}}{2}\right) = \frac{1}{170}\left(470 \cdot 85 + 1290\,\frac{50}{2}\right) = 425 \text{ н};$$

$$R_{B_x} = T_ц - R_{A_x} = 470 - 425 = 45 \text{ н};$$

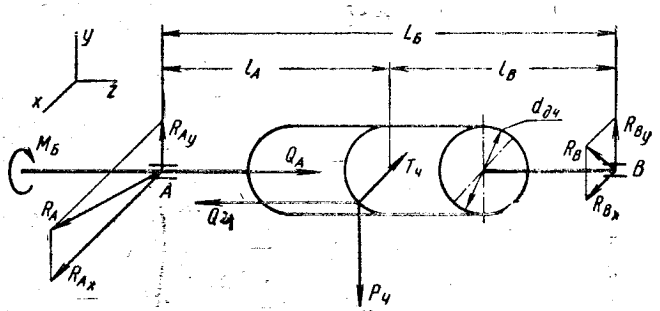
$$R_{A_y} = P_ц \frac{l_B}{L_B} = 310\,\frac{85}{170} = 155 \text{ н};$$

$$R_{B_y} = P_ч - R_{A_y} = 310 - 155 = 155 \text{ н};\ Q_A = Q_ч = 1290 \text{ н};$$

$$R_A = \sqrt{R_{A_x}^2 + R_{A_y}^2} = \sqrt{425^2 + 155^2} = 452 \text{ н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_x}^2 + R_{B_y}^2} = \sqrt{45^2 + 155^2} = 161 \text{ н}.$$

2. При сравнительно небольших нагрузках на опоры и незначительной длине вала на каждой опоре устанавливаем радиально-

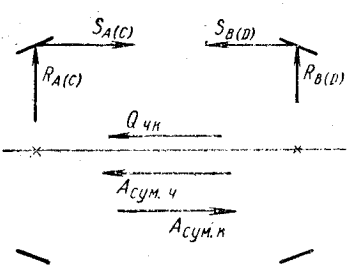


Фиг. 13.24. Расчетная схема вала червяка.

упорный подшипник. В проектируемом редукторе приняты конические роликоподшипники, воспринимающие большие осевые нагрузки и упрощающие сборку редуктора.

При угле конусности $\beta \approx 12°$ осевые составляющие радиальных нагрузок $S = 1{,}3R \operatorname{tg} \beta = 1{,}3\ R \operatorname{tg} 12° = 0{,}276\ R$:

$$S_A = 0{,}276 \cdot 452 = 125 \text{ н} \quad \text{и} \quad S_B = 0{,}276 \cdot 161 = 44{,}4 \text{ н}.$$



Фиг. 13.25. Схема нагружения подшипников.

3. Суммарная осевая нагрузка (фиг. 13.25)

$$A_{сум} = Q_ч + S_B - S_A = 1290 + 44{,}4 - 125 \approx 1209 \text{ н}.$$

Эта нагрузка воспринимается подшипником A.

Условная нагрузка на этот подшипник [формула (9.11)]

$$Q_A = (R_A K_к + m A_{сум}) K_б K_т.$$

При вращающемся вале кинематический коэффициент $K_к = 1$; коэффициент приведения для роликоподшипников принимаем (см. табл. 9.5) $m = 1{,}5$; коэффициент динамичности для редукторов согласно табл. 9.3 принимаем $K_б = 1{,}3$. Так как температура

подшипникового узла редуктора менее 100° С, то $K_T = 1$; при этом

$$Q_A = (452 + 1{,}5 \cdot 1209)\, 1{,}3 = 2940 \text{ н}.$$

4. Для уменьшения требуемых размеров подшипников и подшипниковых узлов срок службы подшипников принимаем сравнительно небольшой: $h = 5000$ ч; при этом, учитывая длительную эксплуатацию редуктора, возможно потребуется смена подшипников. Требуемый коэффициент работоспособности подшипника [(9.2)]

$$C_{тр} = 0{,}2 Q_A (\omega_Б h)^{0{,}3} = 0{,}2 \cdot 2940\, (155 \cdot 5000)^{0{,}3} = 32\,600.$$

По диаметру вала $d_{Бп} = 25$ мм и требуемому коэффициенту работоспособности выбираем конические роликоподшипники однорядные 7205 легкой серии по ГОСТ 333-59 с размерами и коэффициентом работоспособности: $d \times D \times T_{\max} = 25 \times 52 \times 16{,}5$ мм, $C = 35000$.

Тихоходный вал

1. Подшипники подбираем по наибольшей нагрузке, возникающей при наименее благоприятных условиях нагружения выходного конца вала. Направление консольной нагрузки может быть любым, поэтому расчет ведем для случая, когда направления опорных реакций от консольной нагрузки и усилий в зацеплении совпадают. Определяем нагрузки на опоры от усилий в зацеплении, затем устанавливаем опасное направление консольной нагрузки и находим дополнительные нагрузки на опоры. По суммарным нагрузкам подбираем подшипники.

2. Схема нагружения вала усилиями в зацеплении показана на фиг. 13.26, *а*. Опорные реакции от усилий в зацеплении

$$R'_{C_x} = \frac{1}{L_T}\left(T_к l_D + Q_к \cdot \frac{d_{Dк}}{2}\right) = \frac{1}{96}\left(470 \cdot 48 + 310 \cdot \frac{155}{2}\right) = 485 \text{ н};$$

$$R'_{D_x} = R_{C_x} - T_к = 485 - 470 = 15 \text{ н};$$

$$R'_{C_y} = P_к \frac{l_D}{L_T} = 1290 \cdot \frac{48}{96} = 645 \text{ н};$$

$$R'_{D_y} = P_к - R'_{C_y} = 1290 - 645 = 645 \text{ н};$$

$$R'_C = \sqrt{\left(R'_{C_x}\right)^2 + \left(R'_{C_y}\right)^2} = \sqrt{485^2 + 645^2} = 807 \text{ н};$$

$$R'_D = \sqrt{\left(R'_{D_x}\right)^2 + \left(R'_{D_y}\right)^2} = \sqrt{15^2 + 645^2} = 646 \text{ н};$$

$$Q'_C = Q_к = 310 \text{ н}.$$

Направления реакций

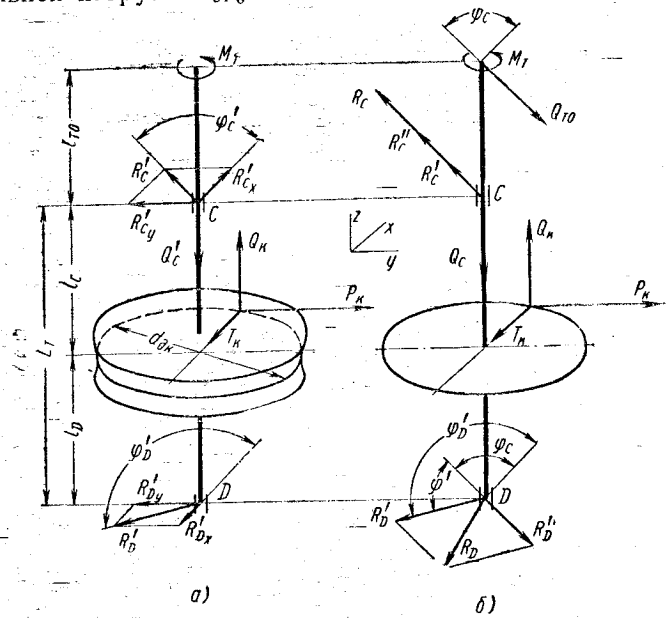
$$\operatorname{tg} \varphi'_C = \frac{R'_{C_y}}{R'_{C_x}} = \frac{645}{485} = 1{,}331, \quad \varphi'_C = 53°05';$$

$$\operatorname{tg} \varphi'_D = \frac{R'_{D_y}}{R'_{D_x}} = \frac{645}{-15} = -43{,}0, \quad \varphi'_D = 91°20'.$$

Угол между плоскостями действия радиальных реакций

$$\varphi' = \varphi'_D - \varphi'_C = 91°20' - 53°05' = 38°25'.$$

3. Так как опора C более нагружена, то плоскость действия консольной нагрузки Q_{T0} совмещаем с плоскостью действия реак-



Фиг. 13.26. Схема нагружения вала червячного колеса:

а — нагружение усилиями, возникающими в зацеплении; *б* — общая схема нагружения.

ции R'_C, а саму нагрузку направляем так, чтобы она догружала опору C, т. е. в сторону, противоположную действию R'_C. Величина консольной нагрузки (фиг. 13.26, *б*)

$$Q_{T0} = \frac{M_{u0}}{l_{T0}} = \frac{100}{0{,}07} = 1430 \text{ н}.$$

Дополнительные реакции опор

$$R''_D = Q_{T0} \cdot \frac{l_{T0}}{L_T} = 1430 \cdot \frac{70}{96} = 1040 \text{ н};$$

$$R''_C = Q_{T0} + R''_D = 1430 + 1040 = 2470 \text{ н}.$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = R'_C + R''_C = 807 + 2470 = 3277 \text{ н};$$

$$R_D = \sqrt{(R'_D)^2 + (R''_D)^2 + 2R'_D R''_D \cos(180° - \varphi')} =$$

$$= \sqrt{646^2 + 1040^2 + 2 \cdot 646 \cdot 1040 \cdot \cos(180° - 38°25')} = 666 \text{ н}.$$

4. Тихоходный вал устанавливаем, как и быстроходный, на конических роликоподшипниках. Осевые составляющие радиальных нагрузок

$$S_C = 0{,}276 \cdot 3277 = 903 \text{ } н \quad \text{и} \quad S_D = 0{,}276 \cdot 666 = 184 \text{ } н.$$

Суммарная осевая нагрузка (см. фиг. 13.25)

$$A_{сум} = Q_к + S_D - S_C = 310 + 184 - 903 = -409 \text{ } н;$$

знак минус указывает, что эта нагрузка направлена навстречу $Q_к$ и, следовательно, воспринимается подшипником D.

5. При поправочных коэффициентах $K_к = 1$, $m = 1{,}5$, $K_б = 1{,}3$ и $K_T = 1$, условная нагрузка на подшипник D будет

$$Q_D = (R_D K_к + mA_{сум}) K_б K_T = (666 + 1{,}5 \cdot 409)\, 1{,}3 = 1660 \text{ } н.$$

Условная нагрузка на подшипник C [формула (9.4)]

$$Q_C = R_C K_к K_б K_T = 3277 \cdot 1{,}3 = 4250 \text{ } н.$$

Подбираем подшипник по бо́льшей условной нагрузке. При угловой скорости тихоходного вала $\omega_T = 10$ *рад/сек* требуемый коэффициент работоспособности подшипника

$$C_{тр} = 0{,}2 Q_C (\omega_T h)^{0{,}3} = 0{,}2 \cdot 4250\, (10 \cdot 5000)^{0{,}3} = 21\,900.$$

По диаметру вала $d_{Tп} = 35$ *мм* и требуемому коэффициенту работоспособности выбраны роликоподшипники конические однорядные 2007107 особо легкой серии по ГОСТ 333-59 с размерами $d \times D \times T_{\max} = 35 \times 62 \times 18{,}2$ *мм* и $C = 37\,500$. Теоретический срок службы этих подшипников в данных условиях $h \approx 30\,500$. Не трудно убедиться, что если консольную нагрузку направить так, чтобы она догружала подшипник D, воспринимающий осевую нагрузку $A_{сум}$, то и в этом случае более нагруженным будет подшипник C, но величина условной нагрузки будет несколько меньше (4100 *н* вместо 4250 *н*).

VIII. Конструирование корпуса. Выбор арматуры. Компоновка редуктора

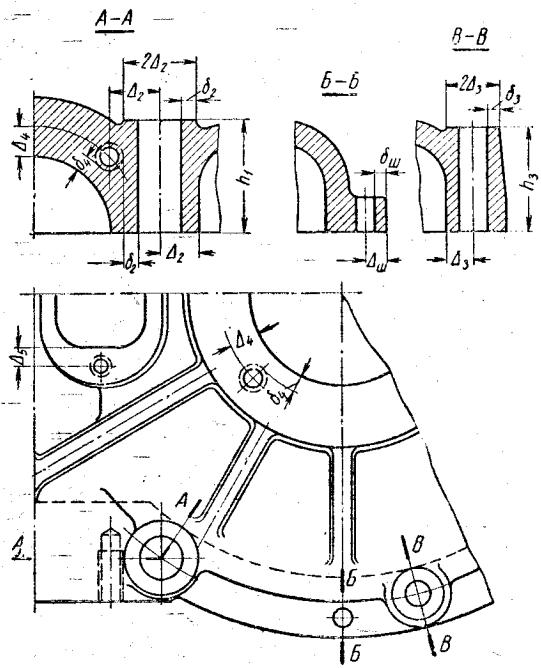
1. Для удобства сборки редуктора корпус выполняем разъемным; плоскость разъема совмещена со средней плоскостью колеса. Корпус и крышка литые из серого чугуна СЧ15-32. При несущих корпусе и крышке корпуса толщины их стенок одинаковые. Расчетная толщина стенки $\delta = 0{,}045A + 2 = 0{,}045 \cdot 102{,}5 + 2 = 6{,}1$ *мм* $<$ $<$ 8 *мм*. Принимаем $\delta = 8$ *мм*.

2. Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = 0{,}036A + 12 = 0{,}036 \cdot 102{,}5 + 12 \approx 16 \text{ } мм.$$

Для уменьшения габаритов и веса редуктора крышку и корпус соединяем шпильками, ввернутыми в корпус. Диаметры шпилек: у подшипников $d_2 = 0{,}75d_1 = 0{,}75 \cdot 16 = 12$ *мм*; для соединения крышки с корпусом $d_3 = 0{,}5d_1 = 0{,}5 \cdot 16 = 8$ *мм*.

Крышки подшипников при диаметрах гнезд 52 и 62 *мм* прикреплены каждая четырьмя болтами диаметром $d_4 = 8$ *мм*. Для снятия крышки корпуса предусмотрен отжимной болт.



Фиг. 13.27. Определение положения болтов и шпилек.

Болты, шпильки и установочные штифты располагаем так, чтобы между ними (или соответствующими отверстиями для них) и ближайшей свободной поверхностью или отверстием оставалось тело толщиной не менее $\delta_i = (0{,}55 \div 0{,}6)d_i$, где d_i — диаметр соответствующей детали; оси этих деталей должны располагаться на расстояниях $\Delta_i \approx 2\delta_i \approx (1{,}1 \div 1{,}25)d_i$ от ближайшего отверстия или поверхности. Кроме того, должна быть обеспечена возможность поворота гаечного ключа.

На фиг. 13.27 показано, как определить положения шпилек, болтов и штифтов в проектируемом редукторе; индексы у величин δ_i и Δ_i соответствуют индексам болтов и шпилек. Высоту бобышек (приливов) h определяют графически так, чтобы обеспечить опорную поверхность диаметром $2\Delta_i$.

3. В принятой схеме редуктора подшипники находятся в нижнем положении; во избежание их заливания маслом из корпуса применены мазеудерживающие кольца. Нижний подшипник вала колеса, кроме того, предохраняется приливом в корпусе, выступающим над уровнем масла. При такой конструкции редуктора подшипники смазывают консистентной смазкой через прессмасленки.

4. При небольших габаритах редуктора для контроля уровня масла применен жезловый маслоуказатель, ввернутый вертикально в крышку корпуса; он же служит отдушиной.

5. Определив основные размеры корпуса и арматуры, приступаем к компоновке редуктора, выполняя ее на том же чертеже, где сделана эскизная компоновка (миллиметровая бумага, масштаб 1 : 1).

Компоновка узла червячного колеса.

1. Определяем все конструктивные размеры зубчатого венца и ступицы колеса и наносим их на чертеж.

2. Определяем размеры мазеудерживающих колец и наносим их на чертеж так, чтобы они выступали на 1 *мм* внутрь корпуса.

3. Вычерчиваем подшипники вала колеса.

4. Определяем положение сверлений для подачи масла через прессмасленки.

5. Определяем размеры подшипниковых гнезд, крышек подшипников, уплотнений и наносим эти детали на чертеж.

6. Определяем толщину поясов, высоту бобышек для шпилек и проводим наружный контур корпуса.

Форму и размеры основания корпуса определяем конструктивно в зависимости от положения редуктора и способа его крепления к фундаменту.

Компоновка узла червячного вала.

1. Размещаем подшипники в соответствии с выбранным расстоянием между ними ($L_Б$).

2. Выбираем размеры мазеудерживающих колец и наносим их на чертеж.

3. Определяем места расположения прессмасленок, размеры гнезд под подшипники, крышек подшипников и уплотнений и все эти детали наносим на чертеж.

4. Обводим внутренний контур корпуса так, чтобы мазеудерживающие кольца выступали на 1 *мм* внутрь корпуса.

5. Проводим наружный контур корпуса на второй проекции.

IX. Тепловой расчет редуктора

1. Получив предварительно размеры корпуса, производим тепловой расчет редуктора. Для проектируемого редуктора площадь поверхности $F = 0{,}19\ м^2$. При данной конструкции корпуса обеспечивается достаточно хорошая циркуляция воздуха и можно при-

нять коэффициент теплопередачи $k_t = 17$ *вт/м²·град*. При температуре окружающей среды $t_в = 20°$ С температура масла

$$t_м = \frac{M_ч \omega_ч (1 - \eta)}{k_t F} + t_в = \frac{7{,}76 \cdot 155 (1 - 0{,}83)}{17 \cdot 0{,}19} + 20° = 64° + 20° \approx 83°,$$

что превышает допустимое значение температуры нагрева масла.

2. Для увеличения поверхности охлаждения корпус редуктора сделан ребристым. Площадь поверхности ребер $F_p = 0{,}07$ *м²*. Общая площадь поверхности охлаждения редуктора $F' = F + 0{,}5F_p = 0{,}19 + 0{,}5 \cdot 0{,}07 = 0{,}225$ *м²*. При этом температура нагрева масла $t_м = 63° \frac{0{,}19}{0{,}225} + 20° \approx 73°$, что вполне допустимо.

X. Смазка зацепления и подшипников

1. Зацепление смазывается окунанием червяка в масляную ванну. При скорости скольжения $v_{ск} = 3{,}92$ *м/сек* по табл. 11.9 рекомендуемая вязкость масла $\nu_{100} = 20$. По табл. 11.10 выбрано масло трансмиссионное автотракторное зимнее.

2. Смазка подшипников консистентная. Для роликоподшипников конических при рабочей температуре $< 110°$ С по табл. 9.23 выбран консталин синтетический УТс-1.

XI. Посадки основных деталей

1. Согласно табл. 11.12 выбрана легкопрессовая посадка червячного колеса на вал $\left(\frac{A}{Пл}\right)$.

2. При вращающихся валах и неподвижном корпусе, в соответствии с табл. 9.8 и 9.9, выбираем посадки подшипников: на валы — напряженная подшипниковая ($H_п$), в корпус — скользящая подшипниковая ($C_п$).

XII. Подбор и проверочный расчет шпонок

Для крепления червячного колеса на валу диаметром $d_T = 36$ *мм* выбрана шпонка призматическая с размерами $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 45$ *мм* (см. табл. 8.8); рабочая длина шпонки $l_p = l - b = 45 - 10 = 35$ *мм*; расчетная высота плоскости смятия $K = 4{,}2$ *мм*. При этом напряжения смятия на рабочих гранях

$$\sigma_{см} = \frac{2M_T}{d_T l_p K} = \frac{2 \cdot 100}{0{,}036 \cdot 0{,}035 \cdot 0{,}0042} = 38 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 38 \text{ Мн/м}^2 < [\sigma]_{см}.$$

XIII. Проверка червяка на прочность и жесткость

1. Материал червяка сталь 45, закаленная, для которой можно принять $\sigma_в = 760$ *Мн/м²*; $\sigma_{-1} = 325$ *Мн/м²*; $\tau_{-1} = 0{,}58\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 325 = 195$ *Мн/м²*; $\psi_\sigma = 0{,}2$; $\psi_\tau = 0{,}1$.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений от нарезки (см. стр. 169) $k_\sigma = 2{,}5$ и $k_\tau = 1{,}9$. При $D_{iч} = 38$ *мм* масштабные факторы (см. табл. 8.1) $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau = 0{,}81$.

2. Изгибающий момент в опасном сечении червяка (см. фиг. 13.24)

$$M_u = R_A l_A = 452 \cdot 0{,}085 = 38{,}4 \ н \cdot м.$$

Максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{\frac{\pi D_{iч}^3}{32}} = \frac{38{,}4}{\frac{3{,}14\,(38 \cdot 10^{-3})^3}{32}} = 7{,}11 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 7{,}11 \ Мн/м^2.$$

Напряжения сжатия

$$\sigma_c = \frac{4Q_A}{\pi D_{iч}^2} = \frac{4 \cdot 1290}{3{,}14\,(38 \cdot 10^{-3})^2} = 1{,}14 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 1{,}14 \ Мн/м^2.$$

Максимальные напряжения кручения

$$\tau_{max} = \frac{M_Б}{\frac{\pi D_{iч}^3}{16}} = \frac{7{,}76 \cdot 16}{3{,}14\,(38 \cdot 10^{-3})^3} = 0{,}72 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 0{,}72 \ Мн/м^2.$$

3. Нормальные напряжения изменяются по асимметричному циклу с амплитудой $\sigma_v = \sigma_u = 7{,}11 \ Мн/м^2$ и средним напряжением $\sigma_m = -1{,}14 \ Мн/м^2$. В этом случае коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям (учитывая, что при $\sigma_m < 0$ принимают $\psi_\sigma = 0$)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_v \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}} = \frac{325}{7{,}11 \frac{2{,}5}{0{,}81}} = 14{,}8.$$

4. Принимаем, что касательные напряжения кручения изменяются по пульсирующему циклу, для которого

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{0{,}72}{2} = 0{,}36 \ Мн/м^2.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_v \left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \right)} = \frac{195}{0{,}36 \left(\frac{1{,}9}{0{,}81} + 0{,}1 \right)} = 221.$$

5. Коэффициент запаса прочности червяка

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{14{,}8^2} + \frac{1}{221^2}}} = 14{,}7.$$

6. Проверка червяка на жесткость.

Приведенный момент инерции сечения червяка

$$J_{пр} = \frac{\pi D_{iч}^4}{64}\left(0{,}375 + 0{,}625 \cdot \frac{D_{eч}}{D_{iч}}\right) = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}038^4}{64}\left(0{,}375 + 0{,}625 \cdot \frac{60}{38}\right) =$$
$$= 13{,}9 \cdot 10^{-8}\ м^4.$$

Стрела прогиба

$$f = \frac{L_Б^3 \sqrt{T_ч^2 + P_ч^2}}{48 E J_{пр}} = \frac{0{,}17 \sqrt[3]{470^2 + 310^2}}{48 \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 13{,}9 \cdot 10^{-8}} =$$
$$= 1{,}95 \cdot 10^{-6}\ м = 0{,}00195\ мм.$$

Допустимый прогиб

$$[f] = \frac{m_s}{200} = \frac{5}{200} = 0{,}025\ мм,\ \text{т. е.}\ f \ll [f].$$

XIV. Расчет вала колеса на выносливость

1. Материал вала — сталь 45, нормализованная, для которой можно принять $\sigma_в = 600\ Мн/м^2$, $\sigma_{-1} = 260\ Мн/м^2$; $\tau_{-1} = 0{,}58\,\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 260 = 151\ Мн/м^2$;

$$\psi_\sigma = 0{,}2;\ \psi_\tau = 0{,}1.$$

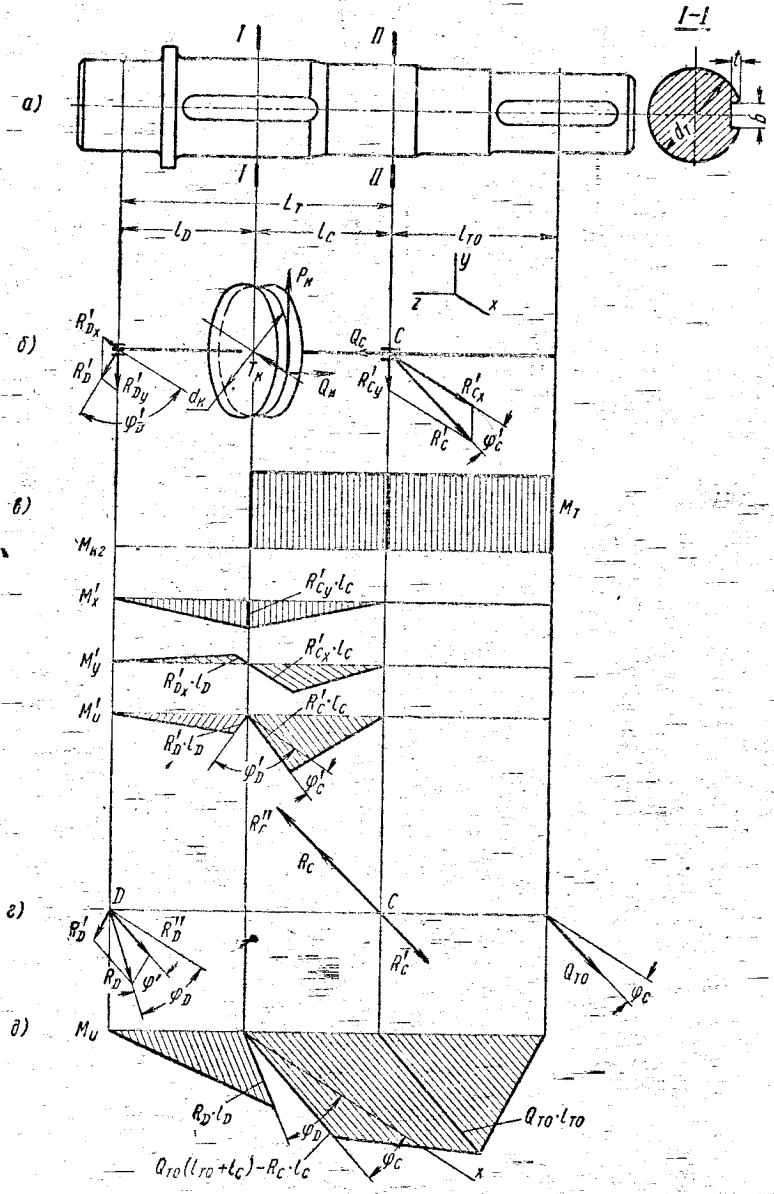
При расчете вала будем учитывать действие консольной нагрузки Q_{T0}, причем выберем ее направление так, чтобы максимальный изгибающий момент получился наибольшим. На фиг. 13.28, *а — в* показаны эскиз вала, схема его нагружения усилиями в зацеплении, эпюра крутящих моментов и эпюры изгибающих моментов от этих усилий: M'_x и M'_y — изгибающие моменты относительно координатных осей и $M'_и = \sqrt{(M'_x)^2 + (M'_y)^2}$ — суммарный изгибающий момент. Более нагружен участок от выходного конца вала до сечения под колесом. Для увеличения изгибающего момента на этом участке консольная нагрузка Q_{T0} должна действовать в плоскости действия реакции R'_C; направление этих сил должно совпадать [1]. Схема нагружения вала консольной нагрузкой и соответствующие опорные реакции показаны на фиг. 13.28, *г*. На фиг. 13.28, *д* дана эпюра изгибающих моментов от суммарного действия усилий в зацеплении и консольной нагрузки.

2. По данным разд. VII суммарные опорные реакции

$$R_C = R''_C - R'_C = 2470 - 807 = 1663\ н;$$

$$R_D = \sqrt{(R'_D)^2 + (R''_D)^2 + 2R'_D R''_D \cos\varphi'} =$$
$$= \sqrt{646^2 + 1040^2 + 2 \cdot 646 \cdot 1040 \cdot \cos 38^\circ 25'} = 1597\ н.$$

[1] При определении наибольшей нагрузки подшипника C было принято противоположное направление консольной нагрузки.



Фиг. 13.28. К расчету вала червячного колеса.

Изгибающий момент в сечении *I—I* (под серединой колеса) (фиг. 13.28, *д*):

со стороны опоры *D*

$$M_{ID} = R_D l_D = 1597 \cdot 0{,}048 = 76{,}5 \ н \cdot м;$$

со стороны опоры *C*

$$M_{IC} = Q_{T0}(l_{T0} + l_C) - R_C l_C = 1430\,(0{,}07 + 0{,}048) - \\ - 1663 \cdot 0{,}048 = 89{,}1 \ н \cdot м;$$

Изгибающий момент в сечении *II—II* (под серединой опоры *C*)

$$M_{II} = Q_{T0} l_{T0} = M_{a0} = 100 \ н \cdot м.$$

Крутящий момент

$$M_{к2} = M_T = 100 \ н \cdot м.$$

Расчет на выносливость производим для сечения *II — II*, где возникает наибольший изгибающий момент и имеется концентрация напряжений, обусловленная напрессовкой подшипника, и для сечения *I — I*, в котором возникает несколько меньший изгибающий момент и концентрация напряжений обусловлена шпоночным пазом и посадкой колеса.

3. Проверка прочности в сечении *I — I*. Осевой момент сопротивления с учетом шпоночного паза размерами $b \times t = 10 \times 4{,}5$ *мм*

$$W_{нетто} = \frac{\pi d_T^3}{32} - \frac{bt\,(d_T - t)^2}{2d_T} = \frac{3{,}14 \cdot 36^3}{32} - \frac{10 \cdot 4{,}5\,(36 - 4{,}5)^2}{2 \cdot 36} = \\ = 3960 \ мм^3 = 3{,}96 \cdot 10^{-6} \ м^3.$$

Момент сопротивления кручению нетто сечения

$$W_{к\,нетто} = \frac{\pi d_T^3}{16} - \frac{bt\,(d_T - t)^2}{2d_T} = \frac{3{,}14 \cdot 36^3}{16} - \frac{10 \cdot 4{,}5\,(36 - 4{,}5)^2}{2 \cdot 36} = \\ = 8540 \ мм^3 = 8{,}54 \cdot 10^{-6} \ м^3.$$

Нормальные напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу с амплитудой

$$\sigma_v = \sigma_a = \frac{M_{IC}}{W_{нетто}} = \frac{89{,}1}{3{,}96 \cdot 10^{-6}} = 22{,}5 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 22{,}5 \ Мн/м^2.$$

Принимаем, что касательные напряжения кручения изменяются по пульсирующему циклу с амплитудой и средним напряжением

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{к2}}{2W_{к\,нетто}} = \frac{100}{2 \cdot 8{,}54 \cdot 10^{-6}} = \\ = 5{,}86 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 5{,}86 \ Мн/м^2.$$

При легкопрессовой посадке колеса на вал по табл. 8.7 *

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2{,}94; \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2{,}19.$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений от шпоночного паза (см. табл. 8.5) $k_\sigma = 1{,}60$ и $k_\tau = 1{,}50$; масштабные факторы (см. табл. 8.1) $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau = 0{,}82$. При этом

$$\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right)_ш = \frac{1{,}60}{0{,}82} = 1{,}95;$$

$$\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right)_ш = \frac{1{,}50}{0{,}82} = 1{,}83;$$

следовательно, должна учитываться концентрация напряжений от напрессовки колеса. Коэффициенты запаса прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_v \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}} = \frac{260}{22{,}5 \cdot 2{,}94} = 3{,}93;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_v \left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau\right)} = \frac{151}{5{,}86\,(2{,}19 + 0{,}1)} = 11{,}2.$$

Коэффициент запаса прочности для сечения $I - I$

$$n_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{3{,}93^2} + \frac{1}{11{,}2^2}}} = 3{,}70.$$

4. Проверка прочности в сечении $II - II$.

Диаметр вала в этом сечении $d_{Tn} = 35$ *мм*. Моменты сопротивления

$$W = \frac{\pi d_{Tn}^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 35^3}{32} = 4210\,мм^3 = 4{,}21 \cdot 10^{-6}\ м^3;$$

$$W_p = 2W = 2 \cdot 4{,}21 \cdot 10^{-6} = 8{,}42 \cdot 10^{-6}\ м^3.$$

Максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_v = \sigma_u = \frac{100}{4{,}21 \cdot 10^{-6}} = 23{,}9 \cdot 10^6\ н/м^2 = 23{,}9\ Мн/м^2.$$

Напряжения кручения

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{100}{2 \cdot 8{,}42 \cdot 10^{-6}} = 5{,}93 \cdot 10^6\ н/м^2 = 5{,}93\ Мн/м^2.$$

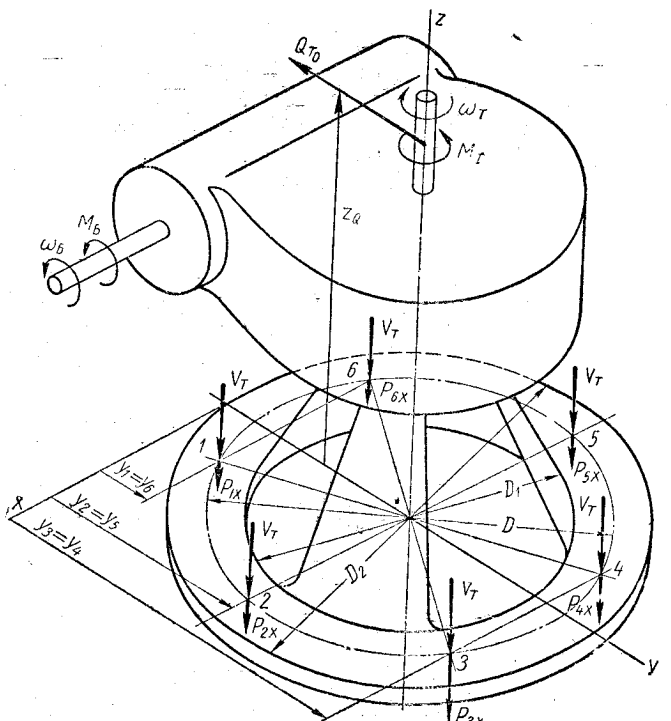
---

* Концентрацию напряжений, вызванную посадкой на вал внутреннего кольца подшипника (то же червячного колеса), следует учитывать для сечений, совпадающих с торцами кольца (ступицы колеса), но для некоторого упрощения расчета (в запас надежности) влияние указанных концентраторов отнесено к сечениям, совпадающим с серединами насаженных на вал деталей.

Коэффициенты снижения пределов выносливости $\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}, \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right)$ имеют для сечения *II—II* примерно те же значения, что и для сечения *I—I*. Поскольку номинальные напряжения в сечении *II—II* меньшие, чем в сечении *I—I*, то коэффициент запаса прочности для второго сечения будет выше и расчетным коэффициентом запаса прочности вала является $n = 3{,}70$.

XV. Расчет фундаментных болтов

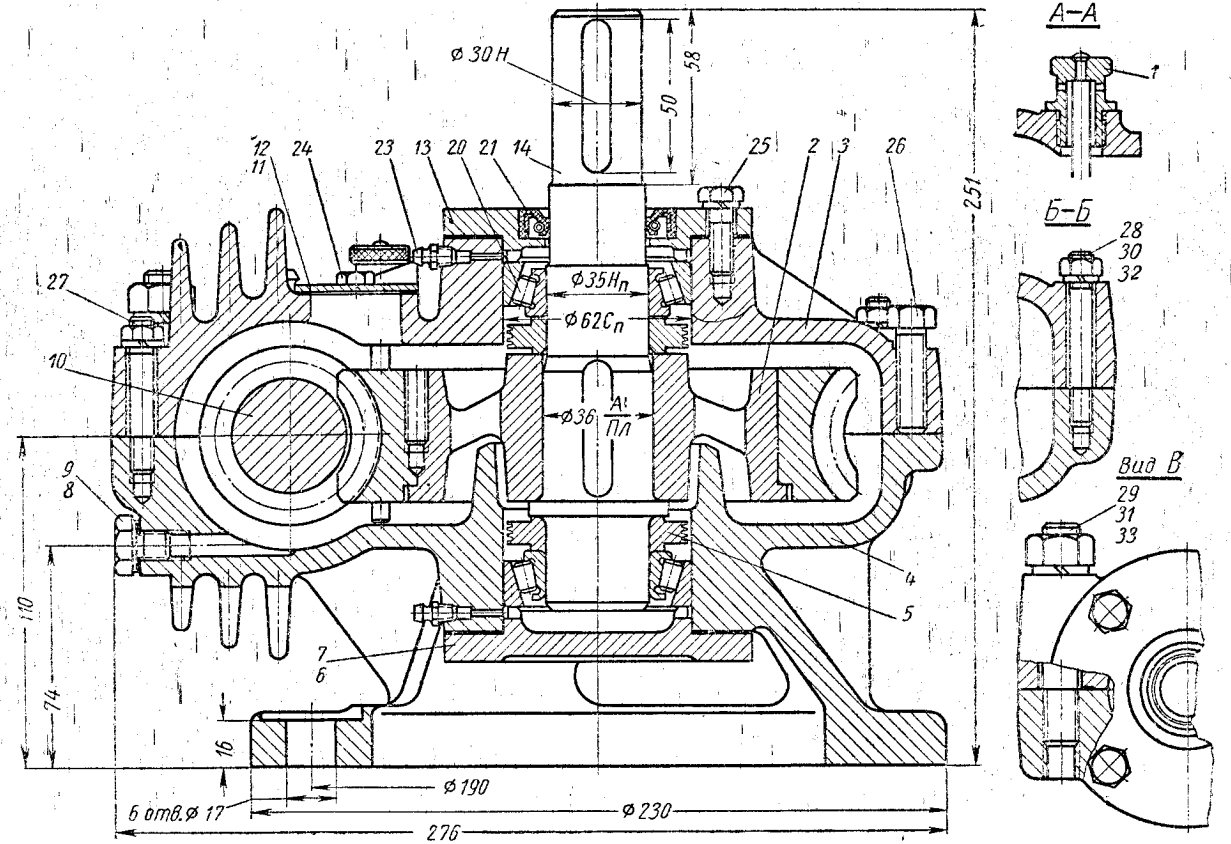
1. Опорная поверхность редуктора, соприкасающаяся с фундаментной плитой, имеет форму кольца диаметрами $D_1 = 150$ *мм* и $D_2 = 230$ *мм* (фиг. 13.29). Редуктор крепят шестью болтами,

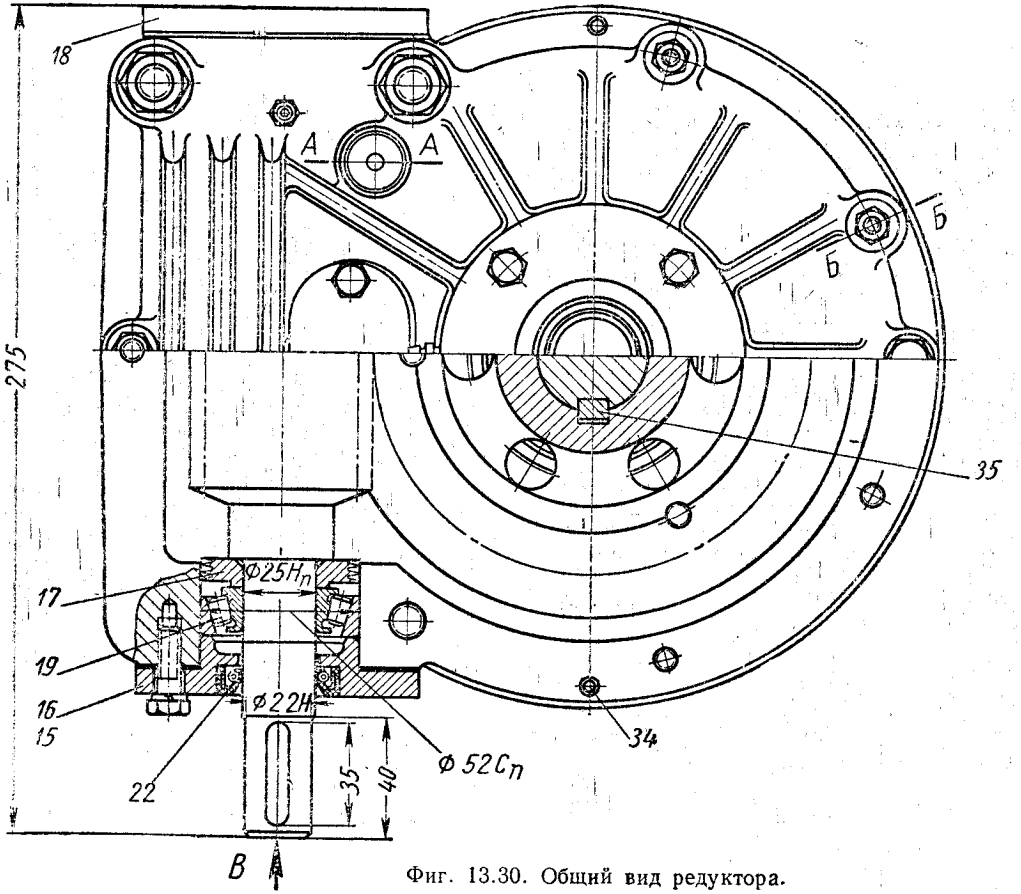


Фиг. 13.29. К расчету фундаментных болтов.

расположенными равномерно по окружности $D = 190$ *мм*. Приняты болты М16 с внутренним диаметром резьбы $d_1 = 13{,}835$ *мм* и площадью сечения $F = 145$ *мм*^{2} $= 145 \cdot 10^{-6}$ *м*^{2} (см. табл. П38).

2. Момент M_T и сила Q_{T0} стремятся сместить редуктор по опорной плоскости; кроме того, момент $M_Б$ и сила Q_{T0} (момент $M_Q = Q_{T0} z_Q$) стремятся опрокинуть редуктор. Наибольшая нагрузка на болты


А–А
Б–Б
Вид В
ø 30 Н
50
58
251
12
11
24
23
13
20
21
14
25
2
3
26
27
10
ø 35 Нп
ø 62 Сп
ø 36 А1/Пл
9
8
4
5
7
6
110
74
16
ø 190
6 отв. ø 17
ø 230
276
1
28
30
32
29
31
33



Фиг. 13.30. Общий вид редуктора.

Поз.	Обозначение	Наименование	Количество	Вес	Материал	Примечание
35		Шпонка 10×8×45	1		Сталь 45	ГОСТ . . .
34		Штифт конический 6×30	2		Сталь 45	ГОСТ . . .
33		Шайба пружинная 12	4		Сталь 65Г	ГОСТ . . .
32		Шайба пружинная 8	21		Сталь 65Г	ГОСТ . . .
31	—	Гайка М12	4		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
30		Гайка М8	5		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
29		Шпилька М12×75 А1-0	4		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
28		Шпилька М8×60 А1-0	4		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
27		Шпилька М8×55 А1-0	1		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
26		Болт М10×40	1		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
25		Болт М8×25	16		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
24		Болт М6×20	2		Сталь Ст.3	ГОСТ . . .
23		Масленка 1-Б2	4			ГОСТ . . .
22		Уплотнение манжетное 24×40×10	1			ГОСТ . . .
21		Уплотнение манжетное 32×52×10	1			ГОСТ . . .
20		Роликоподшипник конический 2007107	2			ГОСТ . . .
19		Роликоподшипник конический 7205	2			ГОСТ . . .
18	РЧ.00.16	Крышка подшипника	1		Чугун СЧ 12-28	
17	РЧ.00.15	Кольцо мазеудерживающее	2		Чугун СЧ 12-28	
16	РЧ.00.14	Крышка подшипника	1		Чугун СЧ 12-28	
15	РЧ.00.13	Прокладки регулировочные			Сталь 10	Набор
14	РЧ.00.12	Вал	1		Сталь 45	
13	РЧ.00.11	Крышка подшипника	1		Чугун СЧ 12-28	
12	РЧ.00.10	Крышка люка	1		Сталь Ст.3	
11	РЧ.00.09	Прокладка	1		Прессшпан	
10	РЧ.00.08	Червяк	1		Сталь 45	
9	РЧ.00.07	Прокладка	1		Резина маслостойкая	
8	РЧ.00.06	Пробка	1		Сталь Ст. 3	
7	РЧ.00.05	Прокладки регулировочные			Сталь 10	Набор
6	РЧ.00.04	Крышка подшипника	1		Чугун СЧ 12-28	
5	РЧ.00.03	Кольцо мазеудерживающее	2		Чугун СЧ 12-28	
4	РЧ.00.02	Корпус редуктора	1		Чугун СЧ 15-32	
3	РЧ.00.01	Крышка корпуса	1		Чугун СЧ 15-32	
2	РЧ.02.00	Червячное колесо	1		—	Узел
1	РЧ.01.00	Маслоуказатель — отдушина	1		—	Узел

Изм.	Кол.	№ док.	Подп.	Дата	Редуктор червячный	РЧ.00.00		
						Литера	Вес	Масштаб
Констр.								1 : 1
Провер.						Лист	Листов	
Принял						Техникум . . . . . Гр.		

к фиг. 13.30

от действия опрокидывающих моментов соответствует случаю, когда оба момента расположены в параллельных плоскостях, т. е. когда сила Q_{T0} параллельна оси y. В этом случае суммарный опрокидывающий момент (относительно оси x)

$$M_x = M_E + Q_{T0} z_Q = 7{,}76 + 1430 \cdot 0{,}22 = 322 \ н \cdot м.$$

3. Сила, действующая на наиболее нагруженный болт, определится по формуле (см. гл. XI)

$$P_{ix} = \frac{M_x y_{\max}}{\Sigma y_i^2},$$

где y_i — координаты центров болтов;

$y_{\max} = y_3 = y_4$ — координата центра болта, наиболее удаленного от оси опрокидывания;

$$y_1 = y_6 = \frac{D_2}{2} - \frac{D}{2} \cos 30^\circ = \frac{0{,}23}{2} - \frac{0{,}19}{2} 0{,}866 = 0{,}0328 \ м;$$

$$y_2 = y_5 = \frac{D_2}{2} = \frac{0{,}23}{2} = 0{,}115 \ м;$$

$$y_3 = y_4 = \frac{D_2}{2} + \frac{D}{2} \cos 30^\circ = \frac{0{,}23}{2} + \frac{0{,}19}{2} 0{,}866 = 0{,}197 \ м.$$

При этом

$$\Sigma y_i^2 = 2 (0{,}0328^2 + 0{,}115^2 + 0{,}197^2) = 0{,}1061 \ м^2$$

и наибольшая сила, растягивающая болт (на фиг. 13.28 показаны реакции болтов),

$$P_{3x} = P_{4x} = \frac{322 \cdot 0{,}197}{0{,}1061} = 598 \ н.$$

4. Для определения требуемого усилия затяжки болтов (принимаем, что все болты затянуты одинаково) раздельно рассмотрим действие силы Q_{T0} и момента M_T. Если учитывать только сдвигающее действие силы Q_{T0}, то равнодействующая сил трения на стыке должна быть несколько больше Q_{T0}. Примем, что указанная равнодействующая равна 1,2 Q_{T0}, тогда каждый из болтов должен быть затянут с силой

$$V_T' = \frac{1{,}2 Q_{T0}}{fz},$$

где $z = 6$ — число болтов;

$f = 0{,}15$ — коэффициент трения на стыке.

Подставив числовые данные, получим

$$V_T' = \frac{1{,}2 \cdot 1430}{0{,}15 \cdot 6} = 1907 \ н.$$

Применяя формулу для определения момента сил трения на кольцевой поверхности и полагая, что этот момент должен быть на 20% больше M_T, получаем

$$\frac{V_T'' zf\,(D_2^3 - D_1^3)}{3\,(D_2^2 - D_1^2)} = 1{,}2M_T,$$

откуда требуемая сила затяжки болта (V_T'') при учете только влияния M_T

$$V_T'' = \frac{1{,}2 \cdot 3\,(D_2^2 - D_1^2)\,M_T}{zf\,(D_2^3 - D_1^3)} = \frac{1{,}2 \cdot 3\,(0{,}23^2 - 0{,}15^2)\,100}{6 \cdot 0{,}15\,(0{,}23^3 - 0{,}15^3)} = 1445 \text{ н}.$$

Условно (в запас надежности расчета) примем, что полное усилие затяжки каждого болта должно быть равно сумме усилий V_T и V_T'':

$$V_T = V_T' + V_T'' = 1907 + 1445 = 3352 \text{ н}.$$

5. Для того чтобы после приложения сил P_x стык не раскрылся и в болтах сохранилась требуемая сила затяжки V_T, каждый болт должен быть предварительно затянут силой

$$V_0 = V_T + P_x.$$

Для болтов *3* и *4*, максимально нагружаемых от влияния опрокидывающих моментов, получаем

$$V_{0\,max} = V_T + P_{3x} = 3352 + 598 = 3950 \text{ н}.$$

6. Условие прочности для затянутого болта

$$\sigma_{экв} = \frac{1{,}3V_{0\,max}}{F} \leqslant [\sigma]_p.$$

Расчетное напряжение

$$\sigma_{экв} = \frac{1{,}3 \cdot 3950}{145 \cdot 10^{-6}} = 35{,}4 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 35{,}4 \text{ Мн/м}^2.$$

Полученное напряжение ниже допускаемого для болтов М16 из стали Ст. 3 (см. § 41).

Общий вид редуктора показан на фиг. 13.30.

Глава XIV

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДОВ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМИ РЕДУКТОРАМИ И ОТКРЫТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ

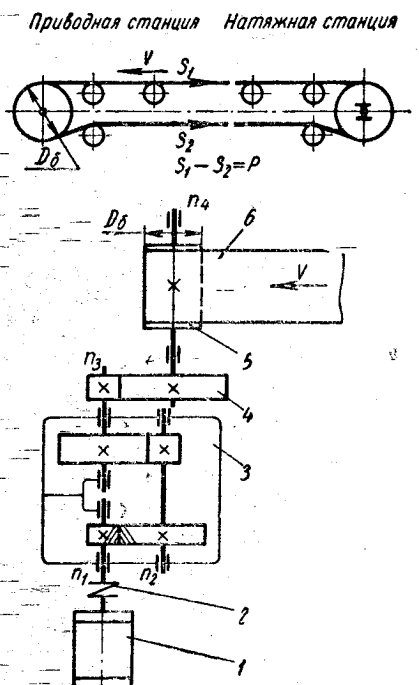
§ 52. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

Задание

Спроектировать зубчатый цилиндрический двухступенчатый соосный редуктор для приводной станции ленточного конвейера по схеме, показанной на фиг. 14.1. Конвейер предназначен для транспортировки сыпучих грузов и расположен внутри помещения. В соответствии с общей схемой привода оси валов редуктора должны лежать в горизонтальной плоскости.

Основные данные: полезное усилие, передаваемое лентой конвейера, $P = 1750$ *кГ*; скорость ленты $v = 0{,}6$ *м/сек*; диаметр барабана $D_б = 500$ *мм*. Приводная станция предназначена для длительной эксплуатации.

Производство конвейеров — серийное.



Фиг. 14.1. Кинематическая схема привода конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — муфта упругая; *3* — редуктор зубчатый цилиндрический соосный; *4* — открытая зубчатая передача; *5* — барабан; *6* — лента конвейера.

I. Выбор электродвигателя

1. Приближенно определяем к. п. д. всей установки, принимая по данным, приведенным в § 1:

а) к. п. д. пары зубчатых колес при работе в масляной ванне $\eta_1 = 0{,}98$;

б) к. п. д. открытой зубчатой пары $\eta_2 = 0{,}93$;

в) к. п. д., учитывающий потери в одной паре подшипников качения, $\eta_3 = 0{,}99$;

г) к. п. д., учитывающий потери в паре подшипников скольжения (вал барабана смонтирован на подшипниках скольжения), $\eta_4 = 0{,}98$.

Общий к. п. д. привода

$$\eta = \eta_1^2 \eta_2 \eta_3^3 \eta_4 = 0{,}98^2 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}99^3 \cdot 0{,}98 \approx 0{,}85.$$

2. Требуемая мощность электродвигателя

$$N_1 = \frac{Pv}{102\eta} = \frac{1750 \cdot 0{,}6}{102 \cdot 0{,}85} = 12{,}1 \text{ } квт.$$

По каталогу (табл. П1) выбираем асинхронный электродвигатель АОП 63-4; $N_{дв} = 14$ *квт*; $n_{дв} = 1460$ *об/мин*; диаметр вала $d_{дв} = 45$ *мм*.

II. Кинематический расчет

1. Угловая скорость ведущего вала конвейера (барабана)

$$n_б = n_4 = \frac{60 v_б}{\pi D_б} = \frac{60 \cdot 0{,}6}{3{,}14 \cdot 0{,}5} = 23 \text{ } об/мин.$$

2. Общее передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1460}{23} = 63{,}6.$$

3. Разбивка передаточного числа: принимаем предварительно передаточное число редуктора $i_{ред} = 16$, тогда передаточное число открытой зубчатой пары

$$i_{зуб} = \frac{i}{i_{ред}} = \frac{63{,}5}{16} = 3{,}97;$$

принимаем $i_{зуб} = 4$.

III. Расчет открытой зубчатой пары ($i_{зуб} = 4$)

1. Угловая скорость шестерни z_5 (или ведомого вала редуктора)

$$n_3 = \frac{n_1}{i_{ред}} = \frac{1460}{16} = 91{,}2 \text{ } об/мин.$$

2. Угловая скорость зубчатого колеса z_6 (барабана)

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{зуб}} = \frac{91{,}2}{4} = 22{,}8 \text{ } об/мин.$$

3. Материал зубчатой пары (сочетание материалов по табл. 3.13) для шестерни z_5 — сталь 45, термообработка — нормализация; $\sigma_в = 58$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_T = 29$ *кГ/мм*^{2} (по табл. 3.15 для диаметров 100—300 *мм*); для зубчатого колеса z_6 — сталь 35Л; $\sigma_в = 50$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_T = 28$ *кГ/мм*^{2} (там же).

Для зубчатого колеса выбрано стальное литье, так как полагаем, что диаметр колеса будет около 500 *мм*. Если нет достаточных данных для выбора стального литья, то можно предварительно назначить поковку из литой стали, уточнив выбор материала после определения размеров колес.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба по формуле (3.64):

для шестерни

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в \approx 0{,}43 \cdot 58 \approx 25 \ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в \approx 0{,}43 \cdot 50 \approx 21{,}5 \ кГ/мм^2.$$

4. Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле (3.69). При длительной работе передачи число циклов нагружения зубьев $N_ц > 10^7$ и коэффициент режима при расчете на изгиб $k_{рu} = 1$.

Принимаем для шестерни $[n] = 1{,}5$ и $k_\sigma = 1{,}5$; для колеса $[n] = 1{,}7$ и $k_\sigma = 1{,}4$ (см. стр. 84). При этом допускаемые напряжения изгиба следующие:

для шестерни

$$[\sigma_0]'_u = \frac{1{,}6\sigma_{-1}}{[n]\,k_\sigma} k_{рu} = \frac{1{,}6 \cdot 25}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 17{,}8 \ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$[\sigma_0]''_u = \frac{1{,}6 \cdot 21{,}5}{1{,}7 \cdot 1{,}4} = 14{,}6 \ кГ/мм^2.$$

5. Число зубьев. Принимаем $z_5 = 20$, тогда

$$z_6 = z_5 i_{зуб} = 20 \cdot 4 = 80.$$

6. Коэффициенты формы зуба (по табл. 3.4):

для шестерни с $z_5 = 20$

$$y_5 = 0{,}372;$$

для колеса с $z_6 = 80$

$$y_6 = 0{,}478.$$

7. Сравнительная оценка прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

для шестерни

$$y_5 [\sigma_0]'_u = 0{,}372 \cdot 17{,}8 = 6{,}62 \ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$y_6 [\sigma_0]''_u = 0{,}478 \cdot 14{,}6 = 6{,}98 \ кГ/мм^2.$$

Расчет ведем для зубьев шестерни как менее прочных.

8. Вращающий момент на валу шестерни z_5 определяем, исходя из требуемой мощности электродвигателя без учета потерь в редукторе,

$$M_3 = 97\,430\,\frac{N_1}{n_3} = 97\,430\,\frac{12{,}1}{91{,}2} = 12\,930 \ \kappa\Gamma \cdot см.$$

9. Определяем модуль зацепления из условия прочности зубьев на изгиб по формуле (3.21):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_{рш}\gamma}{y_5\,[\sigma_0]'_u\,\psi_m z_5 k_{пи}}},$$

где $\psi_m = \frac{B}{m}$ — коэффициент длины зуба; принимаем $\psi_m = 10$;

γ — коэффициент уменьшения толщины зуба в результате износа; учитывая повышенный износ зубьев вследствие возможного попадания транспортируемых конвейером сыпучих материалов принимаем $\gamma = 1{,}5$ (см. табл. 3.3);

$k_{пи} = 1$ — для прямозубых колес (см. табл. 3.3).

Коэффициент нагрузки предварительно принимаем $K = 1{,}5$ (см. стр. 69), тогда расчетный момент на шестерне будет

$$M_{рш} = KM_3 = 1{,}5 \cdot 12{,}93 \cdot 10^3 = 19{,}4 \cdot 10^3 \ \kappa\Gamma \cdot см.$$

После подстановки числовых величин в расчетную формулу получим

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 19{,}4 \cdot 10^3 \cdot 1{,}5}{0{,}372 \cdot 1780 \cdot 10 \cdot 20 \cdot 1}} = 0{,}761 \ см = 7{,}61 \ мм.$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 8$ *мм*.

10. Основные размеры зубчатой пары:

$$d_{д5} = mz_5 = 8 \cdot 20 = 160 \ мм;$$

$$d_{д6} = mz_6 = 8 \cdot 80 = 640 \ мм;$$

$$B_5 = B_6 + 5 \ мм = 80 + 5 = 85 \ мм;$$

$$B_6 = \psi_m m = 10 \cdot 8 = 80 \ мм.$$

11. Окружная скорость зубчатых колес и степень точности передачи

$$v_3 = \frac{\pi d_{д6} n_4}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}64 \cdot 22{,}8}{60} = 0{,}763 \ м/сек.$$

При данной скорости, согласно табл. 3.11 назначаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

12. Уточняем коэффициент нагрузки:

$$K = K_{кц} K_{дин}.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{кц}$ по табл. 3.12 и указаниям, приведенным на стр. 71, при $\frac{B_5}{d_{\partial 5}} = \frac{85}{160} = 0{,}53$ и консольном расположении колес относительно опор принимаем $K_{кц} = \frac{1{,}4 + 1}{2} = 1{,}2$.

Коэффициент динамичности нагрузки $K_{дин}$ при $v_з = 0{,}77$ *м/сек* и 9-й степени точности передачи принимаем равным $K_{дин} = 1{,}2$ (см. табл. 3.9).

$$K = 1{,}2 \cdot 1{,}2 = 1{,}44.$$

Коэффициент нагрузки несколько меньше предварительно принятого, а размеры зацепления больше требуемых по расчету, поэтому, очевидно, проверка расчетных (рабочих) напряжений изгиба не нужна.

13. Силы, действующие в зацеплении:

окружное усилие

$$P_з = \frac{2M_з}{d_{\partial 5}} = \frac{2 \cdot 12{,}93 \cdot 10^3}{16} = 1615 \text{ кГ};$$

радиальное усилие

$$T_з = P_з \operatorname{tg} \alpha = 1615 \operatorname{tg} 20° = 588 \text{ кГ};$$

$\alpha = 20°$ — угол зацепления.

IV. Расчет зубчатой передачи цилиндрического редуктора (фиг. 14.2)

1. Разбивка передаточного числа редуктора по ступеням. Согласно ГОСТ 2185-55 (табл. П16), при $i_{ред} = 16$, $i_1 = 4$ и $i_2 = 4$.

2. Угловые скорости валов редуктора:

ведущего

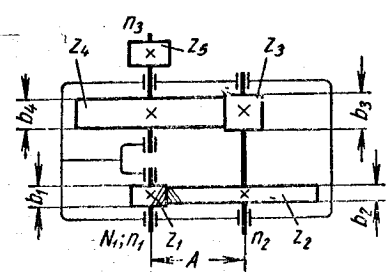
$$n_1 = 1460 \text{ об/мин};$$

промежуточного

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1460}{4} = 365 \text{ об/мин};$$

ведомого

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{365}{4} = 91{,}2 \text{ об/мин}.$$



Фиг. 14.2. Кинематическая схема зубчатого цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора.

3. Типы зубчатых передач редуктора: быстроходная ступень — цилиндрическая косозубая, тихоходная — прямозубая.

4. Выбор материалов для шестерни и зубчатого колеса. Желая получить редуктор с возможно меньшими габаритами, выбираем для обеих пар зубчатых колес сталь с повышенными механическими

качествами: для шестерен z_1 и z_3 — сталь 40Х; $\sigma_в = 90$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_т = 70$ *кГ/мм*^{2}; термообработка — улучшение; *НВ*257 (по табл. 3.15, ориентируясь на диаметр заготовок до 120 *мм*); для зубчатых колес z_2 и z_4 сталь той же марки, термообработка — нормализация; $\sigma_в = 70$ *кГ/мм*^{2}; $\sigma_т = 45$ *кГ/мм*^{2}; *НВ*200.

5. Пределы выносливости при симметричном цикле изгиба для материала шестерен, по формуле (3.65)

$$\sigma'_{-1} \approx 0{,}35\sigma_в + (7 \div 12) = 0{,}35 \cdot 90 + (7 \div 12) = \\ = 38{,}5 \div 43{,}5 \text{ кГ/мм}^2,$$

в качестве расчетного значения принимаем $\sigma'_{-1} = 40$ *кГ/мм*^{2}.

Для материала колес

$$\sigma''_{-1} = 0{,}35 \cdot 70 + (7 \div 12) = 31{,}6 \div 36{,}6 \text{ кГ/мм}^2,$$

принимаем $\sigma''_{-1} = 33$ *кГ/мм*^{2}.

6. Допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерен, принимая $[n] = 1{,}5$, $k_\sigma = 1{,}6$ и $k_{ри} = 1$,

$$[\sigma_0]'_и = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{[n]\,k_\sigma} = \frac{1{,}5 \cdot 40}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 25 \text{ кГ/мм}^2;$$

для зубьев колес, принимая $[n] = 1{,}5$ и $k_\sigma = 1{,}5$,

$$[\sigma_0]''_и = \frac{1{,}5 \cdot 33}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 22 \text{ кГ/мм}^2.$$

7. Допускаемые контактные напряжения для зубчатых колес z_2 и z_4 при коэффициенте режима $k_{рк} = 1$ (см. стр. 82)

$$[\sigma]_к = 28HBk_{рк} = 28 \cdot 200 = 5600 \text{ кГ/см}^2.$$

8. Вращающие моменты [1] на валах редуктора:
ведущий (быстроходный) вал

$$M_Б = 97\,430\,\frac{N_1}{n_1} = 97\,430\,\frac{12{,}1}{1460} = 807 \text{ кГ} \cdot \text{см};$$

промежуточный вал

$$M_П = M_Б i_1 = 807 \cdot 4 \approx 3230 \text{ кГ} \cdot \text{см};$$

ведомый (тихоходный) вал

$$M_Т = M_Б i_{ред} = 807 \cdot 16 \approx 12\,930 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

А. Расчет тихоходной ступени (прямозубой)

1. Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности поверхностей зубьев.

Из условия соосности $A_Б = A_Т = A$.

[1] При определении вращающих моментов потери в зубчатых зацеплениях и в подшипниках не учитываем.

Расчет начинаем с тихоходной ступени, как более нагруженной, чем быстроходная. Межосевое расстояние определяем по формуле

$$A_T = (i+1)\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{\psi_A i k_п}},$$

где $i = i_2 = 4$;

$M_{рш} = M_П K$; приняв предварительно $K = 1{,}5$, получим

$$M_{рш} = 3230 \cdot 1{,}5 = 4850 \ кГ \cdot см;$$

$\psi_A = \frac{B}{A}$ — коэффициент ширины, принимаем $\psi_A = 0{,}4$;

$k_п = 1$ — прямозубая передача.

Подставив значения в формулу получим

$$A_T = (4+1)\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{5600}\right)^2 \frac{4850}{0{,}4 \cdot 4}} = 24{,}1 \ см.$$

По ГОСТ 2185-55 принимаем $A_T = 250$ *мм* (табл. П13).

2. Число зубьев и модуль зацепления. По формуле (3.14)

$$m = (0{,}001 \div 0{,}02) A_T = (0{,}01 \div 0{,}02) 250 = 2{,}5 \div 5{,}0 \ мм;$$

принимаем $m = 4$ *мм* (ГОСТ 2185-55, см. табл. П15).

Число зубьев шестерни

$$z_3 = \frac{2A_T}{m(1+i_2)} = \frac{2 \cdot 250}{4(1+4)} = 25.$$

Число зубьев колеса

$$z_4 = i_2 z_3 = 25 \cdot 4 = 100.$$

3. Основные размеры зубчатой пары в *мм*:

$$d_{д3} = mz_3 = 4 \cdot 25 = 100;$$
$$d_{д4} = mz_4 = 4 \cdot 100 = 400;$$
$$B_3 = B_4 + 5 \ мм = 100 + 5 = 105;$$
$$B_4 = \psi_T A_T = 0{,}4 \cdot 250 = 100;$$
$$D_{e3} = d_{д3} + 2m = 100 + 2 \cdot 4 = 108;$$
$$D_{e4} = d_{д4} + 2m = 400 + 2 \cdot 4 = 408;$$
$$D_{i3} = d_{д3} - 2{,}5m = 100 - 2{,}5 \cdot 4 = 90;$$
$$D_{i4} = d_{д4} - 2{,}5m = 400 - 2{,}5 \cdot 4 = 390.$$

4. Окружная скорость колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_{д3} n_3}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1 \cdot 360}{60} = 1{,}89 \ м/сек.$$

При такой скорости и твердости материалов зубчатых колес менее *НВ*350 назначаем 9-ю степень точности изготовления зубьев зубчатых колес тихоходной пары (см. табл. 3.11).

5. Уточняем коэффициент нагрузки:

$$K = K_{кц} K_{дин};$$

при $\frac{B_3}{d_{д3}} = \frac{105}{100} = 1{,}05$ и несимметричном расположении колес, по табл. 3.12 с учетом формулы (3.56) $K_{кц} = 1{,}3$; при $v_2 = 1{,}89$ *м/сек* и 9-й степени точности передачи $K_{дин} = 1{,}5$ (см. табл. 3.8);

$$K = 1{,}3 \cdot 1{,}5 = 1{,}95.$$

6. Проверяем расчетные контактные напряжения при принятых размерах передачи и уточненной величине коэффициента нагрузки.

$$\sigma_к = \frac{1080}{A} \sqrt{\frac{M_{рш} (i+1)^3}{Bik_n}},$$

где $A = A_T = 25$ *см*;

$$M_{рш} = M_П K = 3230 \cdot 1{,}95 = 6300 \text{ } кГ \cdot см;$$

$$i = i_2 = 4;$$

$$B = B_4 = 10 \text{ } см;$$

$$k_n = 1.$$

После подстановки имеем

$$\sigma_к = \frac{1080}{25} \sqrt{\frac{6300 (4+1)^3}{10 \cdot 4 \cdot 1}} = 6060 \text{ } кГ/см^2 > [\sigma]_к.$$

Перенапряжение составляет

$$\frac{\sigma_к - [\sigma]_к}{[\sigma]_к} 100\% = \frac{6060 - 5600}{5600} \cdot 100\% = 8{,}22\%,$$

что недопустимо. С целью уменьшения динамических нагрузок назначаем для передачи 8-ю степень точности. При этом

$$K_{кц} = 1{,}25; \quad K_{дин} = 1{,}4; \quad K' = 1{,}25 \cdot 1{,}4 = 1{,}75$$ и

контактные напряжения

$$\sigma'_к = \sigma_к \sqrt{\frac{K'}{K}} = 6060 \sqrt{\frac{1{,}75}{1{,}95}} = 5730 \text{ } кГ/см^2,$$

т. е. выше допускаемых на $\frac{5730 - 5600}{5600} \cdot 100\% = 2{,}32\%$,

что вполне приемлемо.

7. Силы, действующие в зацеплении:

окружное усилие

$$P_2 = \frac{2M_П}{d_{д3}} = \frac{2 \cdot 3230}{10} = 646 \text{ } кГ;$$

радиальное усилие

$$T_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha = 646 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 235 \ кГ.$$

8. Проверяем прочность зубьев по напряжениям изгиба

$$\sigma_и = \frac{P_p}{yBmk_{пи}}.$$

Коэффициенты формы зуба по табл. 3.4: для шестерни при $z_3 = 25$, $y_3 = 0{,}400$; для колеса при $z_4 = 100$, $y_4 = 0{,}481$.

Производим сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса:

для шестерни

$$y_3 [\sigma_0]'_и = 0{,}400 \cdot 25 = 10 \ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$y_4 [\sigma_0]''_и = 0{,}481 \cdot 22 = 10{,}55 \ кГ/мм^2.$$

Дальнейший расчет ведем по зубу шестерни как менее прочному. $k_{пи} = 1$ — для прямозубых колес.

Расчетное окружное усилие

$$P_p = P_{2p} = P_2 K = 646 \cdot 1{,}75 = 1130 \ кГ;$$
$$B = B_4 = 10 \ см.$$

Расчетное (рабочее) напряжение изгиба в опасном сечении зуба шестерни z_3

$$\sigma_{из} = \frac{1130}{0{,}400 \cdot 10 \cdot 0{,}4 \cdot 1} = 705 \ кГ/см^2 < [\sigma_0]'_и.$$

Б. Расчет быстроходной ступени (косозубой)

1. Межосевое расстояние $A_Б$.

Из условия соосности $A_Б = A_Т = 250 \ мм$.

2. Коэффициент ширины колеса принимаем $\psi_A = 0{,}2$ (меньше, чем в тихоходной ступени, так как быстроходная ступень менее нагружена, а межосевые расстояния обеих ступеней одинаковы).

3. Определение модуля зацепления, угла наклона зубьев и числа зубьев. Стандартным является нормальный модуль. В быстроходной ступени для увеличения плавности и бесшумности передачи примем $m_n = 0{,}01A = 0{,}01 \cdot 250 = 2{,}5 \ мм$, что соответствует ГОСТ 2185-55 (см. табл. П15).

Предварительно выбираем угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$.

Определяем число зубьев шестерни z_1:

$$z_1 = \frac{2A_Б \cos \beta}{(i_1 + 1) m_n} = \frac{2 \cdot 250 \cdot \cos 10^\circ}{(4 + 1) 2{,}5} = 39{,}4;$$

принимаем $z_1 = 39$, тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 i_1 = 39 \cdot 4 = 156;$$
$$z_c = z_1 + z_2 = 39 + 156 = 195.$$

Уточняем значение угла β:

$$\cos\beta = \frac{z_c m_n}{2A_Б} = \frac{195 \cdot 2{,}5}{2 \cdot 250} = 0{,}975;$$

$$\beta = 12°50'20''.$$

Для косозубой передачи проверяем условие (см. стр. 49)

$$\psi_A \geqslant \frac{2{,}5m_n}{A \sin\beta} = \frac{5}{z_c \operatorname{tg}\beta};$$

$$\frac{5}{195\operatorname{tg} 12°50'} = 0{,}115 < \psi_A = 0{,}2,$$

т. е. принятое значение угла β при $\psi_A = 0{,}2$ приемлемо.

4. Основные размеры зубчатой пары:

$$d_{\partial 1} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 39}{0{,}975} = 100 \text{ мм};$$

$$d_{\partial 2} = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 156}{0{,}975} = 400 \text{ мм}.$$

В данном случае $d_{\partial 1}$ и $d_{\partial 2}$ получились целыми числами, но вообще диаметры косозубых колес следует вычислять с точностью до сотых долей миллиметра, не округлять их, и проверять, чтобы точно соблюдалось условие

$$\frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2} = A;$$

$$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_n = 100 + 2 \cdot 2{,}5 = 105 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 400 + 2 \cdot 2{,}5 = 405 \text{ мм};$$

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2{,}5m_n = 100 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 93{,}75 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = 400 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 393{,}75 \text{ мм};$$

$$B_1 = B_2 + 5 \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм};$$

$$B_2 = \psi_A A = 0{,}2 \cdot 250 = 50 \text{ мм}.$$

5. Окружная скорость и степень точности изготовления зубчатых колес:

$$v_1 = \frac{\pi d_{\partial 1} n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1 \cdot 1460}{60} = 7{,}63 \text{ м/сек}.$$

По табл. 3.11 при твердости не свыше *НВ*350 назначаем 8-ю степень точности.

6. Коэффициент нагрузки

$$K = K_{кц} K_{дин} = 1{,}15 \cdot 1{,}3 \approx 1{,}47;$$

где $K_{кц} = 1{,}15$ при $\frac{B_2}{d_{\partial 1}} = \frac{50}{100} = 0{,}5$

и несимметричном расположении колес относительно опор; $K_{дин} = 1{,}3$ при $v = 7{,}63$ *м/сек* (см. табл. 3.10).

7. Расчетные (рабочие) контактные напряжения

$$\sigma_к = \frac{1080}{A}\sqrt{\frac{M_{рш}(i+1)^3}{Bik_n}} = \frac{1080}{25}\sqrt{\frac{1200\,(4+1)^3}{5\cdot 4\cdot 1{,}35}} = 3220\ кГ/см^2 < [\sigma]_к$$

где $M_{рш} = M_Б K = 807 \cdot 1{,}47 = 1200\ кГ \cdot см$; $i = i_1 = 4$; $B = B_2 = 5\ см$;

Для косозубой передачи при твердости менее $HB350$ $k_n = 1{,}35$.

8. Силы, действующие в зацеплении:

окружное усилие

$$P_1 = \frac{2M_Б}{d_{\partial 1}} = \frac{2\cdot 807}{10} = 161\ кГ;$$

радиальное

$$T_1 = P_1 \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 161\,\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ 50'} = 60\ кГ;$$

осевое

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg}\beta = 161 \operatorname{tg} 12^\circ 50' = 37\ кГ.$$

9. Проверка прочности зубьев на изгиб:

$$\sigma_и = \frac{P_p}{yBm_n k_{пи}} \leqslant [\sigma_0]_и.$$

Определяем фиктивные (эквивалентные) числа зубьев:

$$z_{1ф} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{39}{\cos^3 12^\circ 50'} \approx 42;$$

$$z_{2ф} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{156}{\cos^3 12^\circ 50'} \approx 168.$$

По табл. 3.4 находим коэффициенты формы зуба:

$$y_1 = 0{,}444; \qquad y_2 = 0{,}493.$$

Производим сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

для шестерни

$$y_1[\sigma_0]'_и = 0{,}444 \cdot 25 = 11{,}13\ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$y_2[\sigma_0]''_и = 0{,}493 \cdot 22 = 10{,}8\ кГ/мм^2;$$

расчет ведем для зуба колеса:

$$P_p = P_{1p} = P_1 K = 161 \cdot 1{,}47 = 237\ кГ;$$

$k_{пи} = 1{,}4$ — для косозубых колес (см. стр. 57);

$$B = B_2 = 5\ см; \quad m_n = 2{,}5\ мм = 0{,}25\ см;$$

Рабочие напряжения изгиба в опасном сечении зуба зубчатого колеса:

$$\sigma_{и2} = \frac{237}{0{,}493 \cdot 5 \cdot 0{,}25 \cdot 1{,}4} = 275\ кГ/см^2 < [\sigma_0]''_и.$$

Основные параметры редуктора сводим в табл. 14 1.

14.1. Сводная таблица основных параметров редуктора

Параметры	Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Мощность на ведущем валу	$N_1 = 12{,}1$ *квт*	
Общее передаточное число	$i_{ред} = 16$	
Передаточные числа ступеней	$i_1 = 4$	$i_2 = 4$
Угловые скорости:		
ведущего вала	$n_Б = n_1 = 1460$ *об/мин*	
промежуточного вала	$n_П = n_2 = 365$ *об/мин*	
ведомого вала	$n_Т = n_3 = 91{,}2$ *об/мин*	
Тип передачи	Косозубая	Прямозубая
Межосевое расстояние	$A_Б = A_Т = A = 250$ *мм*	
Числа зубьев шестерен	$z_1 = 39$	$z_3 = 25$
» » колес	$z_2 = 156$	$z_4 = 100$
Угол наклона зубьев	$\beta = 12°50'20''$	$0°$
Модуль	$m_n = 2{,}5$ *мм*	$m = 4$ *мм*
Коэффициенты ширины колес	$\psi_A = 0{,}2$	$\psi_A = 0{,}4$
Диаметры делительных окружностей:		
шестерен	$d_{д1} = 100$ *мм*	$d_{д3} = 100$ *мм*
колес	$d_{д2} = 400$ *мм*	$d_{д1} = 400$ *мм*
Ширина шестерен и зубчатых колес	$B_1 = 55$ *мм*	$B_3 = 105$ *мм*
	$B_2 = 50$ *мм*	$B_4 = 100$ *мм*
Силы, действующие в зацеплении:		
окружное усилие	$P_1 = 161$ *кГ*	$P_2 = 646$ *кГ*
радиальное усилие	$T_1 = 60$ *кГ*	$T_2 = 235$ *кГ*
осевое усилие	$Q_1 = 37$ *кГ*	$Q_2 = 0$

V. Ориентировочный расчет валов редуктора

Крутящие моменты [1]:

в поперечных сечениях ведущего вала

$$M_{к1} = M_Б = 807 \text{ кГ·см};$$

в поперечных сечениях промежуточного вала

$$M_{к2} = M_П = 3230 \text{ кГ·см};$$

в поперечных сечениях ведомого вала

$$M_{к3} = M_Т = 12\,930 \text{ кГ·см}.$$

Ведущий вал.

Принимая $[\tau]_к = 250$ *кГ/см*^{2}, определяем минимальное значение диаметра выходного конца вала из расчета на кручение:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{к1}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{807}{0{,}2 \cdot 250}} = 2{,}52 \text{ см};$$

берем $d_1 = 25$ *мм*.

[1] Определение численных значений моментов см. на стр. 412.

Значения диаметров для остальных участков вала назначают конструктивно. Окончательно диаметры вала установим при подборе подшипников (для уменьшения количества типоразмеров шарикоподшипников выберем их одинаковыми для ведущего и промежуточного валов). Однако выбор одинаковых типоразмеров подшипников для нескольких валов не обязателен, но при изготовлении, а также при ремонте редуктора уменьшение номенклатуры подшипников создает значительные удобства.

Промежуточный вал.

Диаметр вала в опасном сечении (под шестерней z_3) определяем из расчета на кручение по пониженному допускаемому напряжению $[\tau]_к = 200$ *кГ/см*²:

$$d_2'' = \sqrt[3]{\frac{M_{к2}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{3230}{0{,}2 \cdot 200}} = 4{,}34 \text{ см};$$

принимаем предварительно $d_2'' = 45$ *мм*, под зубчатым колесом принимаем также $d_2'' = 45$ *мм* и под подшипником $d_2' = 40$ *мм*.

Ведомый вал.

Диаметр конца вала определим по пониженному допускаемому напряжению $[\tau]_к = 200$ *кГ/см*², учитывая влияние изгиба от сил, действующих на шестерню z_5 открытой передачи:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{к3}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{12\,930}{0{,}2 \cdot 200}} = 6{,}88 \text{ см};$$

принимаем диаметр вала под подшипником $d_3' = 75$ *мм* и под зубчатым колесом z_4 $d_3'' = 80$ *мм*.

VI. Конструктивные размеры зубчатых колес

Ориентируясь на данные, приведенные в § 40 (см. фиг. 11.1), назначаем основные конструктивные размеры колес z_2 и z_4.

Зубчатое колесо z_2:

диаметр ступицы $d_{ст} = 1{,}6d_2'' = 1{,}6 \cdot 45 = 72$ *мм*, принимаем $d_{ст} = 75$ *мм*;

длина ступицы $l_{ст} = 1{,}2d_2'' = 1{,}2 \cdot 45 = 54$ *мм*, принимаем $l_{ст} = 60$ *мм*;

толщина обода $\delta_0 = 2{,}5m_n = 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 6{,}25$ *мм*, принимаем $\delta_0 = 8$ *мм*;

толщина диска $C = 0{,}3B_2 = 0{,}3 \cdot 50 = 15$ *мм*.

Зубчатое колесо z_4:

$d_{ст} = 1{,}6d_3'' = 1{,}6 \cdot 80 = 128$ *мм*, принимаем $d_{ст} = 130$ *мм*;

$$l_{ст} = 1{,}2d_3'' = 1{,}2 \cdot 80 = 96 \text{ мм};$$

принимаем $l_{ст} = 100$ *мм*;

$$C = 0{,}3B_4 = 0{,}3 \cdot 100 = 30 \text{ мм};$$

$$\delta_0 = 2{,}5m_n = 2{,}5 \cdot 4 = 10 \text{ мм}.$$

VII. Размеры элементов корпуса и крышки редуктора (см. фиг. 11.19)

1. $\delta = 0{,}025A + 3$ *мм* $= 0{,}025 \cdot 250 + 3 = 9{,}25$ *мм*; принимаем $\delta = 10$ *мм*.
2. $\delta_1 = 0{,}02A + 3$ *мм* $= 0{,}02 \cdot 250 + 3 = 8$ *мм*.
3. $b = 1{,}5\delta = 1{,}5 \cdot 10 = 15$ *мм*.
4. $b_1 = 1{,}5\delta_1 = 1{,}5 \cdot 8 = 12$ *мм*.
5. $p = 2{,}35\delta = 2{,}35 \cdot 10 = 23{,}5$ *мм*; принимаем $p = 25$ *мм*.

} Расшифровку обозначений b, b_1, p см. стр. 333

Размеры остальных элементов корпуса и крышки определяют аналогично, по данным стр. 271.

VIII. Эскизная компоновка редуктора и подбор подшипников

Эскизную компоновку проводим в два этапа. Первый этап имеет целью выявить приближенно расстояние между опорами и положение зубчатых колес относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Второй этап имеет целью конструктивно оформить механизм редуктора (шестерни, зубчатые колеса, валы, корпус, подшипники) для последующей проверки прочности валов, шпонок и других деталей. Эскизные компоновки желательно выполнять в масштабе 1 : 1 на миллиметровой бумаге. Компоновку проводим на одной проекции — разрез по осям валов при снятой крышке редуктора.

А. Первый этап эскизной компоновки (фиг. 14.3)

Чертеж для этого этапа следует выполнять тонкими линиями, с тем чтобы после расчета можно было произвести необходимые изменения.

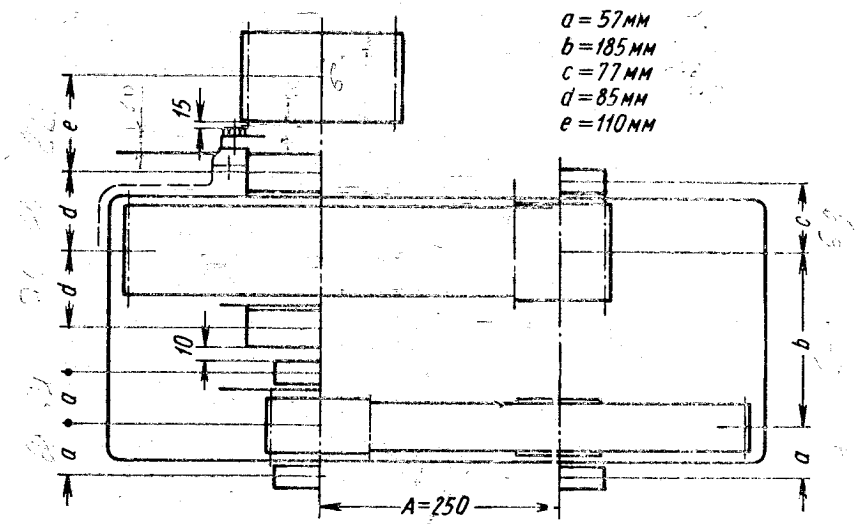
Перед вычерчиванием редуктора выбираем способ смазки. Смазывать зубчатое зацепление будем окунанием зубчатых колес в масляную ванну. Смазку подшипников, ввиду сравнительно большой окружной скорости зубчатого колеса быстроходной ступени, можно осуществить тем же маслом за счет его разбрызгивания.

При конструировании можно придерживаться следующего порядка вычерчивания.

1. Устанавливаем масштаб, исходя из возможности размещения чертежа на листе формата 24 (594 × 841 *мм*).
2. В середине листа проводим две вертикальные линии, соответствующие осям валов, на расстоянии $A_Б = A_Т = 250$ *мм*.
3. Ориентировочно намечаем для валов радиальные шарикоподшипники средней серии, подбирая их по диаметру вала.
4. Производим размещение подшипников валов в следующем порядке:

а) в средней части корпуса вычерчиваем контуры подшипников ведущего и ведомого валов, приняв расстояние между их торцами 10 *мм* (или даже 15 *мм*); это расстояние заведомо увеличено против требуемого, с тем чтобы в дальнейшем после расчета имелась возможность без значительных изменений установить выбранные подшипники;

б) намечаем ширину средней опоры, считая, что между торцом подшипника и границей опоры нужен зазор 2—5 *мм*; приняв зазоры между торцами колес и средней опорой 9—12 *мм*, вычерчиваем



Фиг. 14.3. Предварительная эскизная компоновка редуктора (1-й этап компоновки).

шестерни и зубчатые колеса без разреза, намечая их габариты и делительные диаметры;

в) приняв зазор между колесами и стенкой корпуса примерно 1,2δ (где δ — толщина стенки корпуса), очерчиваем внутреннюю стенку корпуса;

г) углубив на 2—5 *мм* подшипники (от внутренней стенки корпуса), намечаем их габариты.

5. Для определения положения относительно опоры шестерни z_5 открытой зубчатой передачи, сидящей на ведомом валу, вычерчиваем гнездо подшипника, крышку и болт ее крепления.

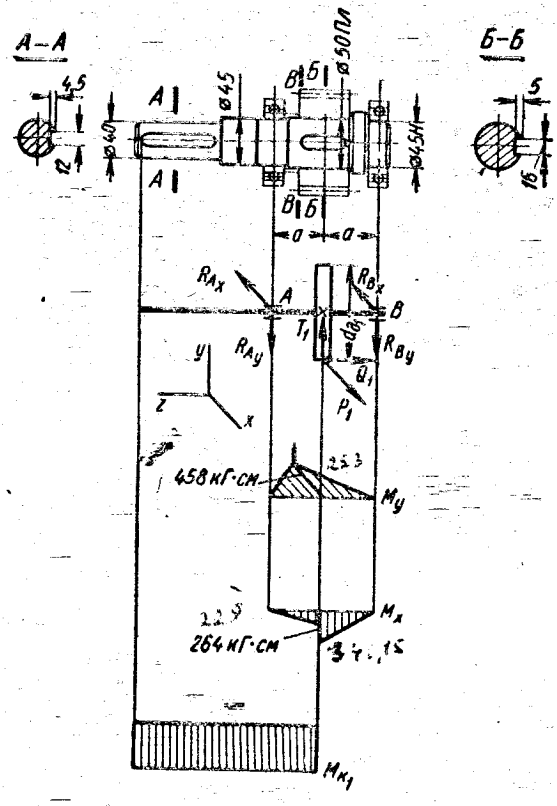
6. Приняв зазор между головкой болта крепления крышки подшипника и торцом шестерни z_3 равным 15 *мм* (можно и несколько меньше), вычерчиваем шестерню.

7. После первого этапа эскизной компоновки определяем расстояния между опорами и положения зубчатых пар относительно опор (см фиг. 14.3).

Б. Подбор подшипников

Ведущий вал[1] (фиг. 14.4).

1. Из чертежа (см. фиг. 14.3) имеем $a = 57$ *мм*.



Фиг. 14.4. Расчетная схема ведущего вала.

2. Из предыдущих расчетов

$$P_1 = 161 \ кГ; \quad T_1 = 60 \ кГ; \quad Q_1 = 37 \ кГ.$$

3. Реакции опор:

от силы P_1 (в плоскости xz)

$$R_{A_x} = R_{B_x} = \frac{P_1}{2} = \frac{161}{2} = 80{,}5 \ кГ;$$

[1] Для экономии места на фиг. 14.14—14.6 даны одновременно чертеж вала, его расчетная схема и эпюры моментов. Практически на рассматриваемой стадии проектирования выполняют лишь расчетную схему вала, а его конструктивное оформление и построение эпюр проводят позднее.

от силы Q_1 и T_1 (в плоскости yz)

$$\Sigma m_A = R_{B_y} 2a - T_1 a - \frac{Q_1 d_{\partial 1}}{2} = 0;$$

$$R_{B_y} = \frac{T_1 a + \frac{Q_1 d_{\partial 1}}{2}}{2a} = \frac{60 \cdot 57 + \frac{37 \cdot 100}{2}}{2 \cdot 57} = 46{,}3 \ \kappa\Gamma;$$

$$\Sigma Y = -R_{A_y} + T_1 - R_{B_y} = 0;$$

$$R_{A_y} = T_1 - R_{B_y} = 60 - 46{,}3 = 13{,}7 \ \kappa\Gamma.$$

Суммарные радиальные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{A_x}^2 + R_{A_y}^2} = \sqrt{80{,}5^2 + 13{,}7^2} = 81{,}7 \ \kappa\Gamma;$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_x}^2 + R_{B_y}^2} = \sqrt{80{,}5^2 + 46{,}3^2} = 93 \ \kappa\Gamma.$$

4. Выбор типа подшипника. Так как осевая нагрузка незначительна, то принимаем радиальные шарикоподшипники.

5. Требуемый коэффициент работоспособности [по формулам (9.1) и (9.5)]

$$C = (RK_\kappa + mA) K_\delta (nh)^{0{,}3},$$

где $R = R_B = 93 \ \kappa\Gamma$ — радиальная нагрузка;

$A = Q_1 = 37 \ \kappa\Gamma$ — осевая нагрузка;

$m = 1{,}5$ — для радиальных шарикоподшипников (см. табл. 9.5);

$K_\delta = 1{,}4$ — динамический коэффициент (см. табл. 9.3);

$K_\kappa = 1{,}0$ — коэффициент кольца (вращается внутреннее кольцо);

h — желаемый срок службы подшипника принимаем равным 8000 *ч*; $n = n_1 = 1460$ *об/мин*;

$$C = (93 + 1{,}5 \cdot 37)\, 1{,}4 \cdot 1\, (1460 \cdot 8000)^{0{,}3} = 27\,400.$$

Так как подшипники ведущего и промежуточного валов намечены одинаковыми, то выбор типоразмера по каталогу произведем по наибольшему требуемому коэффициенту работоспособности после определения его для подшипников промежуточного вала.

Промежуточный вал (фиг. 14.5)

1. После эскизной компоновки имеем $a = 57$ *мм*; $b = 185$ *мм*; $c = 77$ *мм*.

2. $P_2 = 646 \ \kappa\Gamma$; $T_2 = 235 \ \kappa\Gamma$.

3. Реакции опор:

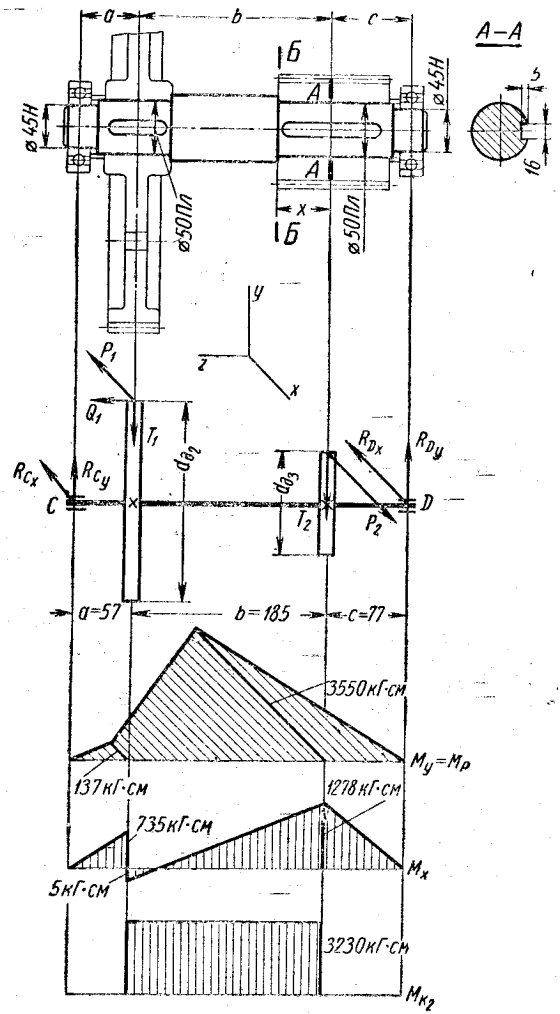
от сил P (в плоскости xz)

$$\Sigma m_C = -R_{D_x} (a + b + c) + P_2 (a + b) - P_1 a = 0;$$

$$R_{D_x} = \frac{P_2 (a + b) - P_1 a}{a + b + c} = \frac{646\,(5{,}7 + 18{,}5) - 161 \cdot 5{,}7}{5{,}7 + 18{,}5 + 7{,}7} = 461 \ \kappa\Gamma;$$

$$\Sigma X = -R_{C_x} - P_1 + P_2 - R_{D_x} = 0;$$

$$R_{C_x} = -P_1 + P_2 - R_{D_x} = -161 + 646 - 461 = 24 \ \kappa\Gamma;$$



Фиг. 14.5. Расчетная схема промежуточного вала.

от сил T и Q (в плоскости yz)

$$\sum m_C = -R_{D_y}(a+b+c) + T_2(a+b) + T_1 a - \frac{Q_1 d_{\partial 2}}{2} = 0;$$

$$R_{D_y} = \frac{T_2(a+b) + T_1 a - \frac{Q_1 d_{\partial 2}}{2}}{a+b+c} =$$

$$= \frac{235(5{,}7+18{,}5) + 60 \cdot 5{,}7 - \frac{37 \cdot 40}{2}}{5{,}7+18{,}5+7{,}7} = 166 \text{ кГ};$$

$$\sum Y = R_{C_y} - T_1 - T_2 + R_{D_y} = 0;$$

$$R_{C_y} = T_1 + T_2 - R_{D_y} = 60 + 235 - 166 = 129 \text{ кГ}.$$

Суммарные радиальные реакции

$$R_C = \sqrt{R_{C_x}^2 + R_{C_y}^2} = \sqrt{24^2 + 129^2} = 131 \text{ кГ};$$

$$R_D = \sqrt{R_{D_x}^2 + R_{D_y}^2} = \sqrt{461^2 + 166^2} = 490 \text{ кГ}.$$

Подбор подшипника ведем по наибольшей реакции.

4. Так же, как и для ведущего вала, выбираем радиальные шарикоподшипники.

5. Требуемый коэффициент работоспособности

$$C = (RK_к + mA) K_б (nh)^{0,3};$$

$$R = R_D = 490 \text{ кГ};$$

$A = 0$, так как осевая нагрузка воспринимается опорой C; $m = 1{,}5$; $K_б = 1{,}4$; $K_к = 1$; h принимаем, как и ранее, $h = 8000$ ч; $n_2 = 365$ об/мин;

$$C = 490 \cdot 1{,}4\,(365 \cdot 8000)^{0,3} = 59\,700.$$

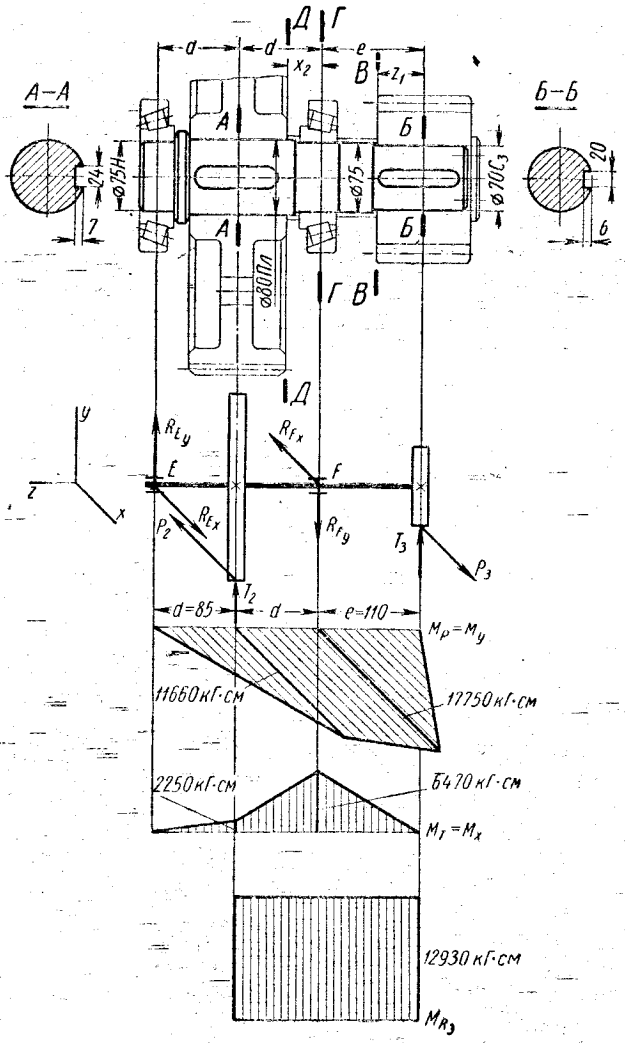
6. По каталогу (табл. П21) при диаметре вала под подшипник $d_2' = 40$ мм подходит радиальный шарикоподшипник тяжелой серии 408, у которого $C = 78\,000$, что значительно превосходит требуемый коэффициент работоспособности. Кроме того, шарикоподшипники тяжелой серии по сравнению с легкой и средней сериями дефицитны. Поэтому выбираем радиальные шарикоподшипники средней серии 309 с размерами $45 \times 100 \times 25$ мм, имеющие $C = 57\,000$, увеличивая при этом диаметры вала (теоретическая долговечность принятого подшипника будет несколько ниже намеченной предварительно).

7. Устанавливаем окончательно диаметры промежуточного и ведущего валов, исходя из выбранного типоразмера подшипника:

для ведущего вала — диаметр выходного конца $d_1 = 40$ мм,

в месте посадки подшипника $d_2' = 45$ *мм* и под шестерней z_1 $d_2'' = 50$ *мм*;

для промежуточного вала диаметр под подшипником $d_2' = 45$ *мм*, под шестерней z_3 и под зубчатым колесом z_2 $d_2'' = 50$ *мм*.



Фиг. 14.6. Расчетная схема ведомого вала.

Ведомый вал (фиг. 14.6)

1. Из эскизной компоновки $d = 85$ *мм*, $e = 110$ *мм*.
2. $P_3 = 1615$ *кГ*; $T_3 = 588$ *кГ*.

3. Реакции опор:
от сил P (в плоскости xz)

$$\sum m_E = +P_3(2d+e) - R_{F_x}\cdot 2d - P_2 d = 0;$$

$$R_{F_x} = \frac{P_3(2d+e) - P_2 d}{2d} = \frac{1615(2\cdot 8{,}5+11) - 646\cdot 8{,}5}{2\cdot 8{,}5} = 2340\ кГ;$$

$$\sum X = R_{E_x} - P_2 - R_{F_x} + P_3 = 0;$$

$$R_{E_x} = P_2 + R_{F_x} - P_3 = 646 + 2340 - 1615 = 1371\ кГ;$$

от сил T (в плоскости yz)

$$\sum m_E = -T_3(2d+e) + R_{F_y}\cdot 2d - T_2 d = 0;$$

$$R_{F_y} = \frac{T_3(2d+e) + T_2 d}{2d} = \frac{588(2\cdot 8{,}5+11) + 235\cdot 8{,}5}{2\cdot 8{,}5} = 1088\ кГ;$$

$$\sum Y = R_{E_y} + T_2 - R_{F_y} + T_3 = 0;$$

$$R_{E_y} = -T_2 + R_{F_y} - T_3 = -235 + 1088 - 588 = 265\ кГ.$$

4. Суммарные радиальные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{E_x}^2 + R_{E_y}^2} = \sqrt{1371^2 + 265^2} = 1398\ кГ;$$

$$R_F = \sqrt{R_{F_x}^2 + R_{F_y}^2} = \sqrt{2340^2 + 1088^2} = 2580\ кГ.$$

5. Определяем требуемый коэффициент работоспособности подшипников. Подбор подшипников ведем по большей реакции:

$$C = R_E K_к K_б (n_3 h)^{0,3} = 2580\cdot 1\cdot 1{,}4\,(91{,}2\cdot 8000)^{0,3} = 207\,000,$$

где $K_б = 1{,}4$ и $K_к = 1$, $n_3 = 91{,}2$ *об/мин* и принято $h = 8000$ *ч*.

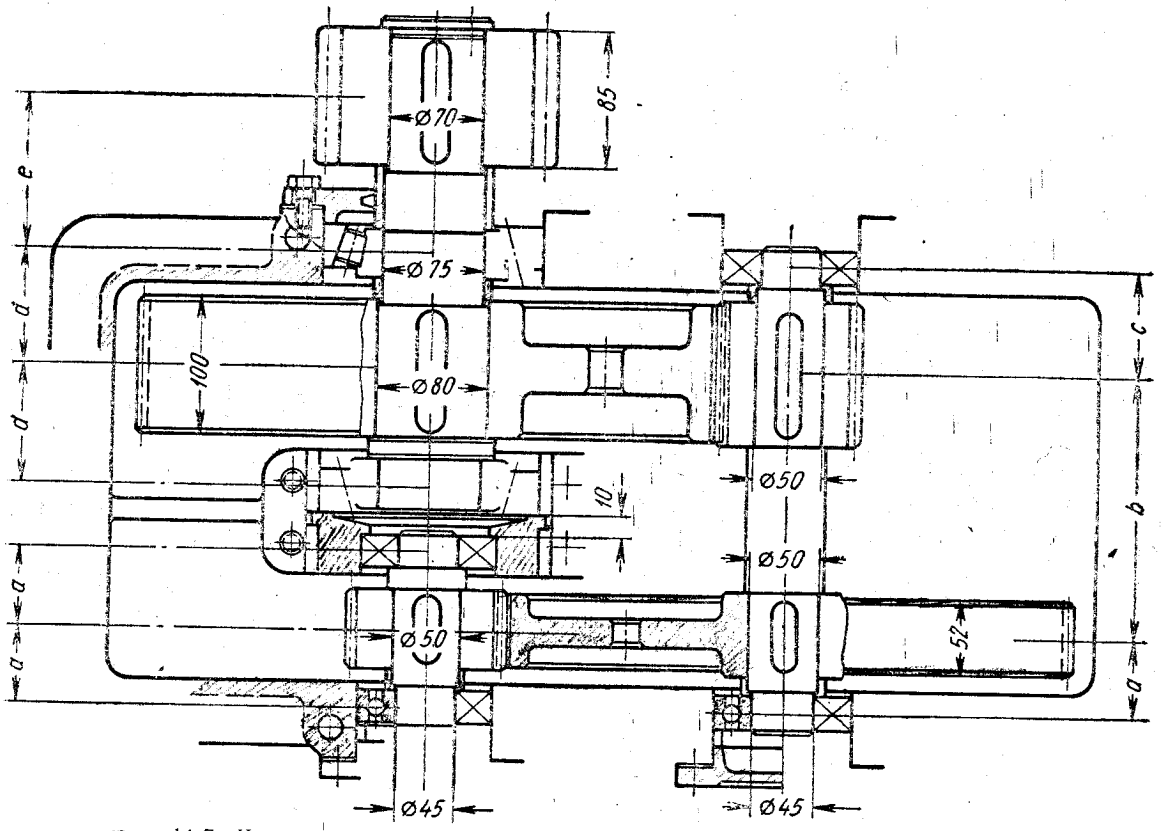
При данном коэффициенте работоспособности и диаметре вала 75 *мм* могут быть подобраны лишь роликоподшипники сферические или конические. Выбираем роликоподшипник конический 7315 ($d \times D \times T_{max} = 75 \times 160 \times 40{,}5$ *мм*);
$C = 280\,000$ (см. табл. П27), имеющий меньшие габариты, чем сферический.[1]

6. Теоретический срок службы выбранного подшипника

$$(n_3 h)^{0,3} = \frac{C}{Q} = \frac{280\cdot 10^3}{2580\cdot 1{,}4} = 77{,}5;$$

$$n_3 h = 77{,}5^{\frac{10}{3}} = 1{,}985\cdot 10^6;\quad h = \frac{1{,}985\cdot 10^6}{n_3} = \frac{1{,}985\cdot 10^6}{91{,}2} = 21\,750\ ч.$$

[1] В данном случае принят конический роликоподшипник, несмотря на отсутствие осевой нагрузки, что, подчеркиваем, сделано по соображениям получения минимальных габаритов узла при данных d и C.



Фиг. 14.7. Конструктивная эскизная разработка редуктора (2-й этап компоновки).

В. Второй этап эскизной компоновки (фиг. 14.7)

Можно рекомендовать следующий порядок выполнения этого этапа работы.

1. Приняв неизменным расположение зубчатых колес, оформляем их конструкцию (разрез).

2. Вычерчиваем подшипники, сохраняя при этом ранее принятые зазоры между торцами шестерен и внутренней стенкой корпуса и принятые ранее углубления подшипников внутрь их гнезд.

Для экономии времени вычерчиваем конструкцию одной половины подшипника, а для второй — лишь намечаем габариты.

3. Одновременно с этим вычерчиваем валы. Для фиксации шестерен и зубчатых колес с одной стороны вала делаем буртик, а с другой — втулку.

4. Для упрощения расточки средней опоры (без ступеней) подшипник ведущего вала устанавливаем в стакан, наружный диаметр которого равен наружному диаметру подшипника ведомого вала.

5. Вычерчиваем крышки подшипников и один из болтов крепления крышки на ведомом валу. Для экономии времени вычерчиваем лишь одну половину крышки. Штриховыми линиями вычерчиваем бобышки под болты и наружные очертания стенки корпуса. Наносим границу верхнего пояса (фланца).

6. Оформляем конструктивно среднюю опору и намечаем расположение шпилек для крепления крышки этой опоры.

7. Вычерчиваем шестерню z_5 открытой передачи. Для фиксации ее между подшипником и торцом шестерни ставим распорную втулку, а с другого торца крепим ее круглой шайбой с двумя болтами, ввертываемыми в торец вала.

8. На всех валах применяем шпонки призматические обыкновенные со скругленными торцами по ГОСТ 8788-58 и 8789-58; по табл. 8.8 подбираем и вычерчиваем их. Длины шпонок принимаем на 5—10 *мм* меньше длин ступиц зубчатых колес и шестерен, увязывая их длину с данными стандарта. Шпонки обязательно проверяем на смятие (см. стр. 178 и 437).

9. Уточняем расстояния между опорами и положение зубчатых колес относительно опор. В нашем случае эти расстояния отличаются от полученных в первом этапе компоновки на 2—5 *мм*; поэтому пересчет полученных ранее опорных реакций, изгибающих моментов, а также требуемых коэффициентов работоспособности подшипников не производим.

IX. Уточненный расчет валов

Определим коэффициенты запаса прочности для предположительно опасных сечений каждого вала, принимая, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, а касательные — по пульсирующему.

Ведущий вал (см. фиг. 14.4).

Материал вала — сталь 35;

$$\sigma_в = 52\ кГ/мм^2; \quad \sigma_т = 27\ кГ/мм^2;$$

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 52 \approx 23\ кГ/мм^2;$$

$$\tau_{-1} \approx 0{,}58\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 23 \approx 13{,}3\ кГ/мм^2.$$

Сечение А—А. При передаче вращающего момента через муфту считаем, что эта часть вала работает только на кручение.

Коэффициент запаса прочности

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m},$$

где τ_v и τ_m — амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений;

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2}\frac{M_{к1}}{W_{к\ нетто}};$$

$W_{к\ нетто}$ — момент сопротивления кручению по сечению нетто; по табл. 8.8 $t = 4{,}5$ *мм*, $b = 12$ *мм*; по табл. 8.5

$$W_{к\ нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 4^3}{16} - \frac{1{,}2 \cdot 0{,}45\,(4-0{,}45)^2}{2 \cdot 4} = 11{,}7\ см^3;$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{807}{2 \cdot 11{,}7} = 34{,}5\ кГ/см^2.$$

$\psi_\tau = 0{,}1$ (см. стр. 167);

$k_\tau = 1{,}4$ (см. табл. 8.5);

$\varepsilon_\tau = 0{,}85$ (см. табл. 8.1).

После подстановки имеем

$$n = n_\tau = \frac{1330}{\frac{1{,}4}{0{,}85}34{,}5 + 0{,}1 \cdot 34{,}5} = 22{,}1.$$

Сечение Б—Б. В этом сечении возникает наибольший изгибающий момент. Концентрация напряжений в данном сечении обусловлена наличием шпоночной канавки (концентрация напряжений от напрессовки учитывается только у края шестерни z_1).

1. Изгибающий момент (значения M_x и M_y указаны на эпюрах — см. фиг. 14.4)

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{264^2 + 468^2} = 537\ кГ \cdot см.$$

2. Момент сопротивления сечения нетто (по табл. 8.8 $t = 5$ *мм*; $b = 16$ *мм*)

$$W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{3{,}14 \cdot 5^3}{32} - \frac{1{,}6 \cdot 0{,}5\,(5-0{,}5)^2}{2 \cdot 5} = 10{,}66\ см^3.$$

3. Амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W_{нетто}} = \frac{537}{10{,}66} = 50{,}4 \ кГ/см^2.$$

4. $\varepsilon_\sigma = 0{,}82$ (см. табл. 8.1); $k_\sigma = 1{,}5$ (см. табл. 8.5).

5. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2\,300}{\frac{1{,}5}{0{,}82}\,50{,}4} = 25{,}3.$$

6. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m}.$$

Момент сопротивления кручению сечения нетто

$$W_{к\,нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 5^3}{16} - \frac{1{,}6 \cdot 5\,(5-0{,}5)^2}{2 \cdot 5} = 22{,}9 \ см^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{к1}}{W_{к\,нетто}} = \frac{807}{2 \cdot 22{,}9} = 17{,}6 \ кГ/см^2.$$

Коэффициенты выбираем так же, как для сечения $А—А$. $\psi_\tau = 0{,}1$; $k_\tau = 1{,}4$; $\varepsilon_\tau = 0{,}82$.

После подстановки имеем

$$n_\tau = \frac{1330}{\frac{1{,}4}{0{,}82} \cdot 17{,}6 + 0{,}1 \cdot 17{,}6} = 41{,}8.$$

7. Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{25{,}3^2 \cdot 41{,}8^2}{25{,}3^2 + 41{,}8^2}} = 21{,}6.$$

Сечение $В—В$. В этом сечении возникают крутящий момент и изгибающие моменты (несколько меньшие, чем в сечении $Б—Б$). Концентрация напряжений обусловлена напрессовкой шестерни.

Коэффициент запаса прочности в сечениях $А—А$ и $Б—Б$ значительно (примерно в 8—10 раз) превосходит минимально допускаемый, поэтому очевидно, что в данном сечении он будет тоже весьма высок и его вычисление не представляет интереса.

Промежуточный вал (см. фиг. 14.5)

Материал вала — сталь 35; $\sigma_в = 52 \ кГ/мм^2$; $\sigma_т = 27 \ кГ/мм^2$, $\sigma_{-1} = 23 \ кГ/мм^2$; $\tau_{-1} = 13{,}3 \ кГ/мм^2$.

Сечение $А—А$. В этом сечении возникает наибольший изгибающий момент. Концентрация напряжений в данном сечении

обусловлена наличием шпоночной канавки (концентрация напряжений от напрессовки учитывается только у края шестерни z_3).

1. Величины изгибающих моментов M_x и M_y указаны на эпюрах (см. фиг. 14.5); результирующий изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{1278^2 + 3550^2} = 3770 \ кГ \cdot см.$$

2. Моменты сопротивления сечения нетто те же, что и для ведущего вала для сечения *Б—Б*, так как диаметры и размеры канавок для шпонок одинаковы: $W_{нетто} = 10{,}66 \ см^3$; $W_{к\,нетто} = 22{,}9 \ см^3$.

3. Амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W_{нетто}} = \frac{3770}{10{,}66} = 354 \ кГ/см^2.$$

4. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{к2}}{W_{р\,нетто}} = \frac{3230}{2 \cdot 22{,}9} = 70{,}6 \ кГ/см^2.$$

5. Коэффициенты концентрации те же, что и для ведущего вала в сечении *Б—Б*, так как диаметры и материал одинаковы: $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}82$; $\psi_\tau = 0{,}1$; $k_\sigma = 1{,}5$; $k_\tau = 1{,}4$.

6. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2300}{\frac{1{,}5}{0{,}82} \cdot 354} = 3{,}55.$$

7. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1330}{\frac{1{,}4}{0{,}82} \cdot 70{,}6 + 0{,}1 \cdot 70{,}6} = 10{,}4.$$

8. Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{3{,}55^2 \cdot 10{,}4^2}{3{,}55^2 + 10{,}4^2}} = 3{,}36.$$

Сечение Б—Б. Шестерня z_3 насажена на вал с легкопрессовой посадкой $\frac{A}{Пл}$. Концентрация напряжений от напрессованной шестерни будет наибольшей в сечении *Б—Б*.

1. Изгибающие моменты в сечении *Б—Б*:

$$c = 77 \ мм; \quad x = 52{,}5 \ мм;$$

$$M_y = R_{Dx}(c + x) - P_2 x = 461(7{,}7 + 5{,}25) - 646 \cdot 5{,}25 = 2570 \ кГ \cdot см;$$

$$M_x = R_{Dy}(c + x) - T_2 x = 166(7{,}7 + 5{,}25) - 235 \cdot 5{,}25 = 830 \ кГ \cdot см;$$

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{830^2 + 2570^2} = 2700 \ кГ \cdot см.$$

2. Моменты сопротивления по сечению брутто *:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 5^3}{32} = 12{,}25 \ см^3;$$

$$W_p = 2W = 2 \cdot 12{,}25 = 24{,}5 \ см^3.$$

3. Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W} = \frac{2700}{12{,}25} = 220 \ кГ/см^2.$$

4. $\tau_v = \tau_m = \frac{M_{к2}}{W_p} = \frac{3230}{2 \cdot 24{,}5} = 66 \ кГ/см^2.$

5. Влияние концентрации напряжений и масштабного фактора для случая напрессовки (см. табл. 8.7):

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3{,}05; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2{,}23; \quad \psi_\tau = 0{,}1 \text{ (см. стр. 167);}$$

значения $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ в запас надежности расчета взяты как для посадки *Пр*.

6. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2300}{3{,}05 \cdot 220} = 3{,}43.$$

7. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1330}{2{,}23 \cdot 66 + 0{,}1 \cdot 66} = 8{,}66.$$

8. Коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{3{,}43^2 \cdot 8{,}66^2}{3{,}43^2 + 8{,}66^2}} = 3{,}19.$$

Определение коэффициента запаса прочности в сечении под серединой колеса z_2 не представляет интереса, так как диаметр вала и факторы концентрации здесь те же, что и в сечении $A - A$, а изгибающий момент меньше.

Ведомый вал (см. фиг. 14.6).

Так как вал сильно нагружен, то выбираем для него сталь 45; $\sigma_в = 60 \ кГ/мм^2$; $\sigma_т = 30 \ кГ/мм^2$:

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 60 \approx 26 \ кГ/мм^2;$$

$$\tau_{-1} \approx 0{,}58 \ \sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 26 \approx 15 \ кГ/мм^2.$$

* Шпоночная канавка не доходит до края ступицы.

Сечение B — B. В сечении возникают изгибающий и крутящий моменты.

1. Изгибающие моменты

$$M_x = T_3 z_1 = 588 \cdot 4{,}3 = 2530 \ \ кГ \cdot см;$$

$$M_y = P_3 z_1 = 1615 \cdot 4{,}3 = 6950 \ \ кГ \cdot см,$$

где $z_1 = 43$ *мм* — расстояние от среднего сечения шестерни до сечения $B - B$;

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{2530^2 + 6950^2} = 7400 \ \ кГ \cdot см.$$

2. Моменты сопротивления сечения нетто (по табл. 8.8 $t = 6$ *мм*; $b = 20$ *мм*)

$$W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 7^3}{32} - \frac{2 \cdot 0{,}6\,(7-0{,}6)^2}{2 \cdot 7} = 29{,}4\ см^3.$$

3. Амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W_{нетто}} = \frac{7400}{29{,}4} = 251\ кГ/см^2.$$

4. Масштабный фактор и коэффициент концентрации напряжений: $\varepsilon_\sigma = 0{,}73$ (по табл. 8.1); $k_\sigma = 1{,}60$ (по табл. 8.5).

5. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2600}{\frac{1{,}60}{0{,}73} \cdot 251} = 4{,}73.$$

6. Крутящий момент $M_{кз} = 12930$ *кГ·см* (см. фиг. 14.6).

7. Момент сопротивления кручению по сечению нетто

$$W_{к\,нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 7^3}{16} - \frac{2 \cdot 0{,}6\,(7-0{,}6)^2}{2 \cdot 7} = 63\ см^3.$$

8. Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{кз}}{2W_{к\,нетто}} = \frac{12930}{2 \cdot 63} \approx 102\ \ кГ/см^2.$$

9. $\psi_\tau = 0{,}1$ (см. стр. 167); $k_\tau = 1{,}50$ (табл. 8.5); $\varepsilon_\tau = 0{,}73$ (табл. 8.1).

10. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1500}{\frac{1{,}50}{0{,}73} \cdot 102 + 0{,}1 \cdot 102} = 6{,}82.$$

11. Для этого же сечения (точнее, весьма близкого к нему) при

учете концентрации напряжений у края насаженной на вал шестерни (расчет по сечению брутто)

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{7400}{\frac{3{,}14 \cdot 7^3}{32}} = 219 \ кГ/см^2;$$

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2{,}24 \quad \text{(по табл. 8.7 при посадке } C\text{)}.$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2600}{2{,}24 \cdot 219} = 5{,}29;$$

$$\tau_m = \tau_v = \frac{1}{2}\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{2W_p} = -\frac{12930}{2 \cdot \frac{3{,}14}{16} \cdot 7^3} \approx 95 \ кГ/см^2;$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1{,}76 \ \text{(табл. 8.7)};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1500}{1{,}76 \cdot 95 + 0{,}1 \cdot 95} = 8{,}5.$$

Таким образом, влияние концентрации напряжений от шпоночной канавки в данном случае ощутимее, чем от насадки на вал шестерни.

12. Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{4{,}73^2 \cdot 6{,}82^2}{4{,}73^2 + 6{,}82^2}} = 3{,}89.$$

Сечение Г — Г. В этом сечении на вал посажен с гарантированным натягом подшипник. Концентрация напряжения будет иметь место у края подшипника, однако ввиду небольшой его ширины расчет условно будем вести по среднему сечению.

1. Изгибающие моменты. Значения M_x и M_y указаны на эпюрах (см. фиг. 14.6):

$$M = \sqrt{6470^2 + 17\,750^2} = 18\,900 \ кГ \cdot см.$$

2. Момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 7{,}5^3}{32} = 41{,}2 \ см^3.$$

3. Амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W} = \frac{18\,900}{41{,}2} = 459 \ кГ/см^2.$$

4. Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2W = 2 \cdot 41{,}2 = 82{,}4 \ см^3.$$

5. Амплитуда и среднее значение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{кз}}{W_p} = \frac{12\,930}{2 \cdot 82{,}4} \approx 78\ кГ/см^2.$$

6. Коэффициенты снижения пределов выносливости по табл. 8.7

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3{,}48;$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2{,}54.$$

7. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2600}{3{,}48 \cdot 459} = 1{,}63.$$

8. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1500}{2{,}54 \cdot 78 + 0{,}1 \cdot 78} = 7{,}3.$$

9. Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{1{,}63^2 \cdot 7{,}3^2}{1{,}63^2 + 7{,}3^2}} = 1{,}59.$$

Сечение Д — Д. Проверяют так же, как сечение *Г — Г* с учетом концентрации напряжений от напрессовки зубчатого колеса на вал $\left(\phi\, 80\, \frac{A}{Пл}\right)$ и вычислением номинальных напряжений по сечению брутто.

Учащимся рекомендуется выполнить этот расчет в качестве упражнения самостоятельно.

Сечение А — А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

1. Изгибающие моменты. Значения M_x и M_y (см. фиг. 14.6):

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{2250^2 + 11\,660^2} = 11\,900\ кГ \cdot см.$$

2. Моменты сопротивления

$$W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 8^3}{32} - \frac{2{,}4 \cdot 0{,}7(8-0{,}7)^2}{2 \cdot 8} = 45\ см^3;$$

$$W_{к\,нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 8^3}{16} - \frac{2{,}4 \cdot 0{,}7(8-0{,}7)^2}{2 \cdot 8} = 95{,}3 см^3;$$

размеры $t = 7$ *мм* и $b = 24$ *мм* приняты по табл. 8.8.

3. Амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W_{нетто}} = \frac{11\,900}{45} = 264\ кГ/см^2.$$

4. Амплитуда и среднее значение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{кз}}{W_{к\,нетто}} = \frac{12\,930}{2 \cdot 95{,}3} = 67{,}4\ кГ/см^2.$$

5. Расчетные коэффициенты $k_\sigma = 1{,}60$; $k_\tau = 1{,}50$ (см. табл. 8.5); $\psi_\tau = 0{,}1$ (см. стр. 167); $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}71$ (см. табл. 8.1).

6. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{2600}{\frac{1{,}60}{0{,}71}\cdot 264} = 4{,}37.$$

7. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1500}{\frac{1{,}50}{0{,}71}\cdot 67{,}4 + 0{,}1\cdot 67{,}4} = 10{,}1.$$

8. Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 n_\tau^2}{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \sqrt{\frac{4{,}37^2\cdot 10{,}1^2}{4{,}37^2 + 10{,}1^2}} = 4{,}0.$$

Для тихоходного вала опасным оказалось сечение $Г - Г$, для которого коэффициент запаса прочности $n = 1{,}59$. Следует учесть, что этот коэффициент несколько занижен, так как величину изгибающего момента принимали по сечению, соответствующему середине подшипника, а при более точном расчете следовало бы взять сечение по краю подшипника.

X. Проверка прочности шпонок

Материал — сталь 45, нормализованная.

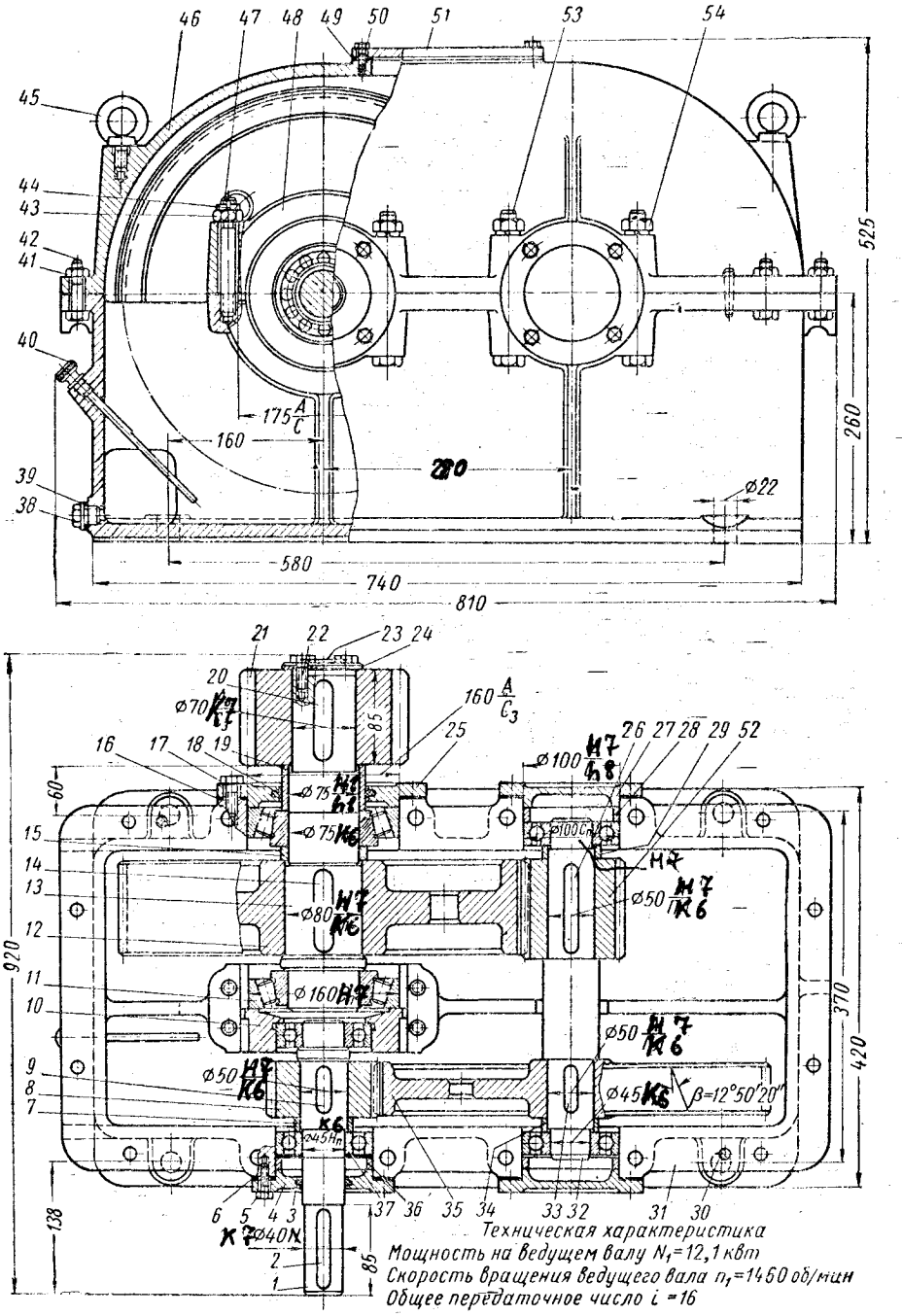
Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2M_к}{dK(l-b)}.$$

Результаты подсчета сведены в табл. 14.2. Полученные напряжения ниже допускаемых.

14.2. Результаты определения напряжений смятия в шпоночных соединениях

Вал	Диаметр вала в *мм*	Размер шпонки в *мм*	K в *мм* (см. табл. 8.8)	Момент, передаваемый валом, в *кГ·см*	$\sigma_{см}$ в *кГ/см²*
Ведущий	40	12 × 8 × 80	4,4	807	132
	50	16 × 10 × 50	6,2		151
Промежуточный	50	16 × 10 × 50	6,2	3230	276
Ведомый	70	20 × 12 × 90	7,4	12930	698
	80	24 × 14 × 90	8,7		531



Фиг. 14.8. Чертеж зубчатого цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора.

№	Наименование	Количество	Материал	Примечание
54	Гайка М16	4	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
53	Болт М16×150	4	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
52	Шестерня $m = 4$ мм; $z = 25$	1	Сталь 40Х	—
51	Крышка люка	1	Чугун СЧ 12-28	—
50	Болт М8×20	4	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
49	Прокладка	1	Картон технический	—
48	Крышка средней опоры	1	Чугун СЧ 15-32	—
47	Шпилька М16×100 А1-К	2	Сталь Ст. 3	ОСТ . . .
46	Крышка корпуса	1	Чугун СЧ 15-32	—
45	Винт грузовой М12	2	Сталь 25	ГОСТ . . .
44	Шплинт 4×35	2	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
43	Гайка М16	2	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
42	Болт М12×55	8	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
41	Гайка М12	8	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
40	Маслоуказатель жезловый	1	Сталь Ст. 3	—
39	Прокладка	1	Резина маслостойкая	—
38	Пробка маслопускная М20	1	Сталь Ст. 3	—
37	Шарикоподшипник радиальный 309	4	Готовое изделие	ГОСТ . . .
36	Кольцо распорное	2	Сталь Ст. 3	—
35	Зубчатое колесо $m_n = 2{,}5$ мм; $z = 158$; $\beta = 12°50'20''$	1	Сталь 55	—
34	Втулка распорная		Сталь Ст. 3	—
33	Шпонка 16×10×35	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
32	Вал промежуточный	1	Сталь 35	—
31	Основание корпуса	1	Чугун СЧ 15-32	—
30	Штифт конический 8×35	2	Сталь 45	ГОСТ . . .
29	Втулка распорная	1	Сталь Ст. 3	—
28	Кольцо распорное	1	Сталь Ст. 3	—
27	Крышка подшипника	2	Чугун СЧ 12-28	—
26	Шпонка 16×10×90	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
25	Крышка подшипника	1	Чугун СЧ 12-28	—
24	Шайба торцовая	1	Сталь Ст. 3	—
23	Проволока ⌀ 1 мм; $l = 100$ мм	1	Сталь Ст. 0	—
22	Болт М12×30	2	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
21	Шестерня $m = 8$ мм; $z = 20$	1	Сталь 45	—
20	Шпонка 20×12×90	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
19	Втулка распорная	1	Сталь Ст. 3	—
18	Уплотнение ⌀ 85	1	Фетр	—
17	Болт М12×35	4	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
16	Прокладки регулировочные	Набор	Фольга латунная	—
15	Втулка распорная	1	Сталь Ст. 3	—
14	Шпонка 24×14×90	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
13	Вал ведомый	1	Сталь 45	—
12	Зубчатое колесо $m = 4$ мм; $z = 100$	1	Сталь 40Х	—
11	Роликоподшипник конический 7315	2	Готовое изделие	ГОСТ . . .
10	Стакан	1	Чугун СЧ 15-32	—
9	Шпонка 16×10×50	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
8	Шестерня $m_n = 2{,}5$ мм; $z = 39$; $\beta = 12°50'20''$	1	Сталь 40Х	—
7	Втулка распорная	1	Сталь Ст. 3	—
6	Прокладка 150×100×1 мм	3	Картон технический	—
5	Болт М10×30	12	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
4	Крышка подшипника	1	Чугун СЧ 12-28	—
3	Уплотнение ⌀ 45	1	Фетр	—
2	Шпонка 12×8×80	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
1	Вал ведущий	1	Сталь 35	—

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись / Дата
Констр.	(Фамилия)		
Провер.	(Фамилия)		
Принял	(Фамилия)		

Зубчатый цилиндрический соосный редуктор

(Обозначение)

Литер	Вес	Масштаб

Лист	Всего листов

XI. Вычерчивание редуктора

На основании эскизной компоновки и расчетов вычерчиваем общий вид редуктора в двух проекциях (фиг. 14.8) на листе формата 24 (594×841 *мм*) * с основной надписью и угловой спецификацией всех деталей, располагаемыми в правом нижнем углу чертежа.

XII. Посадки подшипников, шестерен и зубчатых колес

Посадки выбираем в соответствии с данными, приведенными в § 33 и 44. Внутренние кольца шарикоподшипников устанавливаем на валы с напряженной посадкой, наружные — со скользящей по 2-му классу точности. Шестерню открытой зубчатой пары для удобства смены подшипника устанавливаем на валу со скользящей посадкой по системе отверстия 3-го класса точности с дополнительным креплением круглой торцовой шайбой.

XIII. Смазка зубчатых колес и подшипников

Смазка зацеплений осуществляется окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колес на высоту зуба. При этом объем масляной ванны определяют из расчета 0,3—0,5 *л* на 1 *квт* передаваемой мощности. В нашем случае общий объем $\sim 7{,}5$ *л* (0,31 *л* на 1 *квт*).

Подшипники смазываются тем же маслом, что и зубчатые колеса. Смазка осуществляется разбрызгиванием, благодаря сравнительно большой окружной скорости первой пары ($\sim 7{,}7$ *м/сек*).

Вязкость масла выбираем в зависимости от окружной скорости зубчатых колес по табл. 11.8. В нашем случае $v_1 = 7{,}7$ *м/сек* и рекомендуемая вязкость $\nu'_{50^\circ} = 60$ *сст*; аналогично для второй пары: $v_2 \approx 2$ *м/сек* и $\nu''_{50^\circ} = 120$ *сст*. Среднее значение вязкости $\nu_{50^\circ} = 90$ *сст*. По табл. 11.10 выбираем автотракторное масло АК-10, имеющее вязкость $\nu_{50^\circ} \geqslant 70$ *сст*.

Уровень масла контролируем жезловым маслоуказателем при остановке редуктора.

XIV. Сборка редуктора

Технология сборки во многом аналогична описанной в § 49.

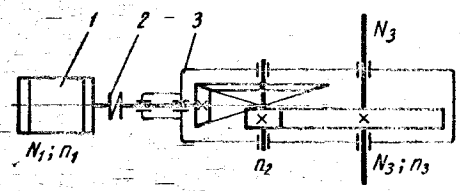
§ 53. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА С КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

Задание

Спроектировать зубчатый коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор для привода двух смесителей, согласно заданной схеме (фиг. 14.9).

* Как правило, должен применяться масштаб 1 : 1. В случае невозможности разместить на листе обе проекции редуктора в масштабе 1 : 1, следует выполнить каждую проекцию на отдельном листе.

Мощность, необходимая для привода одного смесителя (мощность, снимаемая с каждого конца ведомого вала редуктора), $N_3 =$



Фиг. 14.9. Кинематическая схема привода:

1 — электродвигатель; *2* — муфта упругая; *3* — редуктор зубчатый коническо-цилиндрический.

$= 4{,}21$ *квт*; угловая скорость ведомого вала $n_3 = 80{,}5$ *об/мин*. Допускаемое отклонение угловой скорости $\Delta n_3 = \pm 5\%$. Привод предназначен для длительной эксплуатации.

Расчет и конструирование

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

1. Приближенно определяем к. п. д. привода:

$$\eta = \eta_1^2 \eta_2^3 = 0{,}97^2 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}91,$$

где $\eta_1 = 0{,}97$ — к. п. д. пары зубчатых колес при работе в масляной ванне;

$\eta_2 = 0{,}99$ — к. п. д. пары подшипников качения.

2. Мощность на ведущем валу редуктора (требуемая мощность электродвигателя)

$$N_1 = \frac{2N_3}{\eta} = \frac{2 \cdot 4{,}21}{0{,}91} = 9{,}26 \text{ } квт.$$

3. Определяем ориентировочное значение угловой скорости вала электродвигателя.

Примем предварительно передаточное число конической зубчатой передачи $i_1 = 3$ и цилиндрической $i_2 = 4$, тогда передаточное число редуктора $i_p = i_1 i_2 = 3 \cdot 4 = 12$. Угловая скорость вала электродвигателя, соответствующая намеченному i_p,

$$n_1 = n_3 i_p = 80{,}5 \cdot 12 = 966 \text{ } об/мин.$$

4. Выбор электродвигателя. Ориентируясь на требуемую величину мощности и предварительно намеченную угловую скорость по табл. П1 выбираем асинхронный электродвигатель А62-6: $N_{дв} = 10$ *квт*; $n_{дв} = 970$ *об/мин*.

5. Находим угловые скорости валов редуктора:

ведущего

$$n_1 = n_{дв} = 970 \text{ } об/мин;$$

промежуточного

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{970}{3} = 323 \text{ об/мин};$$

ведомого

$$n_3 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{970}{12} = 80{,}8 \text{ об/мин}.$$

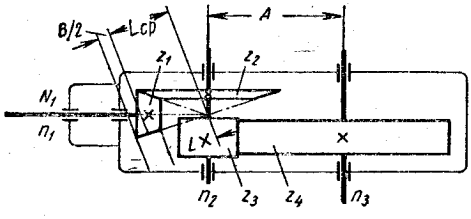
Отклонение от заданной угловой скорости ведомого вала всего лишь 0,5%, поэтому принимаем намеченное ранее передаточное число редуктора $i_p = 12$.

II. Расчет зубчатых передач на прочность (фиг. 14.10)

А Расчет конической зубчатой пары ($i_1 = 3$)

1. Выбор материалов для шестерни и зубчатого колеса.

Для получения наименьших габаритов передачи применяем стали с высокими механическими качествами. Выбираем по табл. 3.15 для шестерни z_1 сталь 40ХН, $\sigma_в = 90$ *кГ/мм²*; $\sigma_т = 70$ *кГ/мм²*; *НВ*265. Для зубчатого колеса z_2 — сталь 40ХН; $\sigma_в = 80$ *кГ/мм²*; $\sigma_т = 55$ *кГ/мм²*; *НВ* 235. Термообработка шестерни и колеса — улучшение.



Фиг. 14.10. Кинематическая схема зубчатого коническо-цилиндрического редуктора.

2. Допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса

$$[\sigma]_к = 28HBk_{рк} = 28 \cdot 235 \cdot 1 = 6600 \text{ кГ/см}^2.$$

Учитывая большое число циклов нагружений принимаем $k_{рк} = 1$.

3. Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни z_1

$$[\sigma_0]'_и = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} k_{ри} = \frac{1{,}5 \cdot 38{,}5}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 24{,}0 \text{ кГ/мм}^2,$$

где

$$\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + 7 = 0{,}35 \cdot 90 + 7 = 38{,}5 \text{ кГ/мм}^2;$$

$[n] = 1{,}5$ — коэффициент запаса прочности (см. стр. 84);

$k_\sigma = 1{,}6$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. стр. 84);

$k_{ри} = 1$;

для зубчатого колеса

$$[\sigma_0]''_и = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} k_{ри} = \frac{1{,}5 \cdot 35{,}0}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 21{,}9 \text{ кГ/мм}^2,$$

где

$$\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + 7 \ \kappa Г/мм^2 = 0{,}35 \cdot 80 + 7 = 35{,}0 \ \kappa Г/мм^2.$$

4. Среднее конусное расстояние $L_{ср}$ из условия контактной прочности зубьев:

$$L_{ср} = \sqrt{i_1^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{\psi_L i_1 k_{пк}}},$$

где $M_{рш}$ — расчетный момент на валу шестерни z_1;
$M_{рш} = M_1 K = 930 \cdot 1{,}5 = 1395 \ \kappa Г \cdot см$ при коэффициенте $K = 1{,}5$;

$$M_1 = 97\,430 \frac{N_1}{n_1} = 97\,430 \cdot \frac{9{,}26}{970} = 930 \ \kappa Г \cdot см;$$

$\psi_L = \frac{B}{L}$ — коэффициент длины зуба.

Принимаем $\psi_L = 0{,}4$, $k_{пк} = 0{,}85$ (см. табл. 3.6).

После подстановки числовых значений получаем

$$L_{ср} = \sqrt{3^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1080}{6600}\right)^2 \frac{1395}{0{,}4 \cdot 3 \cdot 0{,}85}} = 10{,}52 \ см \approx 105 \ мм.$$

5. Принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 20$, тогда

$$z_2 = z_1 i_1 = 20 \cdot 3 = 60.$$

6. Находим углы при вершинах начальных конусов

$i_1 = \operatorname{ctg} \varphi_1 = 3$; $\varphi_1 = 18°25'$; $\varphi_2 = 90° - \varphi_1 = 90° - 18°25' = 71°35'$.

7. Длину зубьев и конусное расстояние находим из соотношений

$$B = \psi_L L_{ср} = 0{,}4 \cdot 105 = 42 \ мм;$$

$$L = L_{ср} + \frac{B}{2} = 105 + \frac{42}{2} = 126 \ мм.$$

8. Максимальный модуль зацепления будет

$$m = \frac{2L \sin \varphi_1}{z_1} = \frac{2 \cdot 126 \cdot \sin 18°25'}{20} = 3{,}99 \ мм;$$

по ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 4 \ мм$.

9. Фактическое конусное расстояние при $m = 4 \ мм$

$$L = \frac{mz_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{4 \cdot 20}{2 \sin 18°25'} = 126{,}62 \ мм.$$

При этом

$$L_{ср} = L - \frac{B}{2} = 126{,}6 - \frac{42}{2} = 105{,}6 \ мм.$$

10. Средний модуль

$$m_{ср} = m - \frac{B \sin \varphi_1}{z_1} = 4 - \frac{42 \sin 18°25'}{20} = 3{,}34 \ мм.$$

11. Уточненный коэффициент нагрузки. Средний диаметр шестерни $d_{1ср} = m_{ср}z_1 = 3{,}34 \cdot 20 = 66{,}8$ *мм*.

Находим среднюю скорость и выбираем степень точности зацепления:

$$v_{ср} = \frac{\pi d_{1ср} n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 66{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 970}{60} = 3{,}39 \text{ м/сек};$$

при такой скорости для конических колес можно принять 8-ю степень точности (см. табл. 3.11).

Уточненный коэффициент нагрузки

$$K = K_{дин}K_{кц} = 1{,}54 \cdot 1{,}18 = 1{,}82;$$

здесь $K_{дин} = 1{,}54$ — динамический коэффициент по табл. 3.9.

Коэффициент концентрации нагрузки при $\frac{B}{d_{1ср}} = \frac{42}{66{,}8} = 0{,}63$ и при консольном расположении шестерни относительно опор (по табл. 3.12): $K'_{кц} = 1{,}36$, с учетом приработки зубьев, считая, что нагрузка передачи нестрого постоянна, по формуле (3.56) получаем

$$K_{кц} = \frac{K'_{кц} + 1}{2} = \frac{1{,}36 + 1}{2} = 1{,}18.$$

Уточненное значение расчетного момента будет

$$M_{рш} = KM_1 = 930 \cdot 1{,}82 = 1690 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

12. Определяем расчетные (рабочие) контактные напряжения по формуле (3.31):

$$\sigma_к = \frac{1080}{L_{ср}} \sqrt{\frac{M_{рш}(\sqrt{i_1^2 + 1})^3}{Bi_1 k_{пк}}} = \frac{1080}{10{,}56} \sqrt{\frac{1690(\sqrt{3^2 + 1})^3}{4{,}2 \cdot 3 \cdot 0{,}85}} = 6940 \text{ кГ/см}^2;$$

$\sigma_к > [\sigma]_к$ на 5,15%; этот результат можно считать допустимым, учитывая, что при выборе $[\sigma]_к$ было принято наименьшее значение HB из соответствующих данной термообработке.

13. Проверяем напряжения изгиба в зубьях:

$$\sigma_и = \frac{P_р}{ym_{ср}B} \leqslant [\sigma_0]_и.$$

Вычисляем фиктивные (эквивалентные) числа зубьев и находим коэффициенты формы зуба шестерни и колеса:

$$z_{1ф} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{20}{\cos 18°25'} = \frac{20}{0{,}948} \approx 21;$$

$$z_{2ф} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{60}{\cos 71°35'} = \frac{60}{0{,}316} \approx 190.$$

По табл. 3.4 находим коэффициенты формы зуба: для шестерни $y_1 = 0{,}378$, для колеса $y_2 = 0{,}492$.

Средний модуль $m_{ср} = 3{,}34$ *мм*.

Расчетное окружное усилие

$$P_p = P_1 K = 279 \cdot 1{,}82 = 508 \ кГ,$$

где

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{1cp}} = \frac{2 \cdot 930}{6{,}68} = 279 \ кГ.$$

Производим сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

для шестерни

$$y_1 [\sigma_0]'_u = 0{,}378 \cdot 24{,}0 = 9{,}06 \ кГ/мм^2;$$

для колеса

$$y_2 [\sigma_0]''_u = 0{,}492 \cdot 21{,}9 = 10{,}77 \ кГ/мм^2.$$

Дальнейший расчет на изгиб ведем по зубьям шестерни как менее прочным.

Подставляя найденные значения в расчетную формулу, имеем

$$\sigma_{и1} = \frac{508}{0{,}378 \cdot 0{,}334 \cdot 4{,}2} = 957 \ кГ/см^2 < [\sigma_0]'_u.$$

14. Основные размеры зубчатой пары

$$d_{\partial_1} = mz_1 = 4 \cdot 20 = 80 \ мм;$$

$$d_{\partial_2} = mz_2 = 4 \cdot 60 = 240 \ мм;$$

$$R = 142 \ мм; \quad \varphi_1 = 18°25';$$

$$L = 126{,}62 \ мм; \quad \varphi_2 = 71°35'.$$

Б. Расчет цилиндрической прямозубой передачи ($i_2 = 4$)

1. Выбор материалов и допускаемых напряжений для шестерни z_3 и зубчатого колеса z_4.

Для шестерни z_3 материал и допускаемые напряжения оставляем теми же, что и для конической шестерни. Для зубчатого колеса z_4 оставляем ту же марку стали, что и для колеса первой пары, но с другой термообработкой, вместо улучшения — нормализация. По табл. 3.15, предполагая, что диаметр заготовки будет больше 300 *мм*, имеем $\sigma_в = 75 \ кГ/мм^2$; $\sigma_т = 56 \ кГ/мм^2$; HB 220.

Допускаемое контактное напряжение для материала колеса

$$[\sigma]_к = 28HB = 28 \cdot 220 = 6150 \ кГ/см^2.$$

Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса

$$[\sigma_0]''_u = \frac{1{,}5\sigma_{-1}}{[n]\, k_\sigma} = \frac{1{,}5 \cdot 33}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 20{,}6 \ кГ/мм^2,$$

при $[n] = 1{,}5$; $k_\sigma = 1{,}6$ и $\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + 7 = 0{,}35 \cdot 75 + 7 \approx \approx 33 \ кГ/мм^2$.

2. Межосевое расстояние из условия контактной прочности поверхностей зубьев [формула (3.6)]

$$A = (i_2 + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_{рш}}{\psi_A i_2 k_n}},$$

где $M_{рш} = M_2 K = 2790 \cdot 1{,}5 = 4180$ *кГ·см*;

$M_2 = Mi_1 = 930 \cdot 3 = 2790$ *кГ · см*;

K — предварительно принято равным 1,5 (см. стр. 69).

Принимаем коэффициент длины зуба $\psi_A = \frac{B}{A} = 0{,}3$; $k_n = 1$ (см. табл. 3.1).

После подстановки параметров в формулу имеем

$$A = (4 + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{1080}{6150}\right)^2 \frac{4180}{0{,}3 \cdot 4 \cdot 1}} = 23{,}8 \text{ см} = 238 \text{ мм}.$$

3. Число зубьев и модуль зацепления. Примем $z_3 = 20$, тогда

$$z_4 = z_3 i_2 = 20 \cdot 4 = 80$$

и

$$z_c = z_3 + z_4 = 20 + 80 = 100.$$

Модуль

$$m = \frac{2A}{z_c} = \frac{2 \cdot 238}{100} = 4{,}76 \text{ мм};$$

по ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 4{,}5$ *мм* (см. табл. 3.2).

4. Фактическое межосевое расстояние будет

$$A = m\frac{z_c}{2} = 4{,}5\frac{100}{2} = 225 \text{ мм}.$$

5. Уточнение коэффициента нагрузки:

диаметр шестерни

$$d_{д3} = mz_3 = 4{,}5 \cdot 20 = 90 \text{ мм}.$$

Окружная скорость и выбор степени точности зацепления

$$v = \frac{\pi d_{д3} n_2}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 323}{60} = 1{,}52 \text{ м/сек}.$$

При данной скорости принимаем 9-ю степень точности (см. табл. 3.11).

Коэффициент нагрузки

$$K = K_{дин} K_{кц} = 1{,}4 \cdot 1{,}28 = 1{,}79,$$

где $K_{дин} = 1{,}4$ — динамический коэффициент (см. табл. 3.9).

Коэффициент концентрации нагрузки при

$$B_3 = \psi_A A + 5 = 0{,}3 \cdot 225 + 5 = 72{,}5 \text{ мм}$$

принимаем $B_3 = 75$ *мм*, $\frac{B_3}{d_{д3}} = \frac{75}{90} \approx 0{,}83$;

по табл. 3.12 и формуле (3.56)

$$K_{кц} = 1{,}28.$$

6. Рабочие (расчетные) контактные напряжения

$$\sigma_к = \frac{1080}{A}\sqrt{\frac{M_{рш}(i_2+1)^3}{B_4 i_2^2 k_n}} = \frac{1080}{22{,}5}\sqrt{\frac{4980\,(4+1)^3}{7{,}0\cdot 4\cdot 1}} \approx 7150\ кГ/см^2,$$

где $M_{рш} = M_2 K = 2790 \cdot 1{,}79 = 4980\ кГ\cdot см$.

Контактная прочность рассчитываемой пары недостаточна: $\sigma_к$ выше $[\sigma]_к$ на 16,3%. Для уменьшения расчетных напряжений перейдем от 9-й к 8-й степени точности, тогда
$K_{дин} = 1{,}3$; $K_{кц} = 1{,}2$; $K = 1{,}3 \cdot 1{,}2 = 1{,}56$.

Расчетные контактные напряжения при новом (уменьшенном) коэффициенте нагрузки:

$$\sigma_к = 7150\sqrt{\frac{1{,}56}{1{,}79}} = 6700\ кГ/см^2;$$

перегрузка составляет 8,95%. Учитывая, что $[\sigma]_к$ было принято минимальное (выбрано по наименьшему значению HB), а $K_{дин}$ взято несколько завышенное (принятое значение соответствует v до 3 $м/сек$, а здесь $v = 1{,}52$ $м/сек$), можно считать полученный результат приемлемым. Для повышения контактной прочности (снижения величины $\sigma_к$ до значения $[\sigma]_к$) можно увеличить B_4 до значения

$$B_4 = 70\left(\frac{6700}{6150}\right)^2 \approx 83\ мм,$$ но в этом нет необходимости.

7. Основные размеры зубчатой пары в $мм$:

$$d_{д3} = mz_3 = 4{,}5 \cdot 20 = 90;$$
$$D_{e3} = d_{д3} + 2m = 90 + 2 \cdot 4{,}5 = 99;$$
$$D_{i3} = d_{д3} - 2{,}5m = 90 - 2{,}5 \cdot 4{,}5 = 78{,}75;$$
$$d_{д4} = mz_4 = 4{,}5 \cdot 80 = 360;$$
$$D_{e4} = 360 + 2 \cdot 4{,}5 = 369;$$
$$D_{i4} = 360 - 2{,}5 \cdot 4{,}5 = 348{,}75;$$
$$B_3 = 75; \quad B_4 = 70.$$

8 Проверяем напряжения изгиба в зубьях:

$$\sigma_и = \frac{P_p}{y m B k_{пи}} \leqslant [\sigma_0]_и.$$

Коэффициенты формы зуба: по табл. 3.4 для шестерни $z_3 = 20$ имеем $y_3 = 0{,}372$; для колеса $z_4 = 80$ имеем $y_4 = 0{,}478$.

Сравнительная оценка прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

для шестерни

$$y_3[\sigma_0]_и = 0{,}372 \cdot 24{,}0 = 8{,}97\ кГ/мм^2;$$

для зубчатого колеса

$$y_4 [\sigma_0]_u = 0{,}478 \cdot 20{,}6 = 9{,}83 \ кГ/мм^2.$$

Дальнейший расчет на изгиб ведем по зубьям шестерни как менее прочным.

Коэффициент нагрузки

$$K = 1{,}56.$$

Расчетное окружное усилие

$$P_p = P_2 K = 620 \cdot 1{,}56 = 966 \ кГ,$$

где

$$P_2 = \frac{2M_2}{d_{\partial 3}} = \frac{2 \cdot 2790}{9} = 620 \ кГ;$$

$$B = B_4 = 70 \ мм;$$

$k_{пи} = 1$ — для прямозубых колес.

Подставляя найденные значения, имеем

$$\sigma_u = \frac{966}{0{,}372 \cdot 0{,}45 \cdot 7} = 827 \ кГ/см^2 < [\sigma_0]_u.$$

Основные параметры передач сводим в табл. 14.3.

14.3. Сводная таблица основных параметров редукторов

Наименование параметра	Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Мощность на ведущем валу	$N_1 = 9{,}16$ *квт*	
Общее передаточное число	$i_p = 12$	
Передаточные числа ступеней	$i_1 = 3$	$i_2 = 4$
Угловые скорости:		
ведущего вала	$n_1 = 970$ *об/мин*	
промежуточного вала	$n_2 = 323$ *об/мин*	
ведомого вала		$n_3 = 80{,}8$ *об/мин*
Типы передач	Коническая прямозубая	Цилиндрическая прямозубая
Конусное расстояние	$L = 126{,}62$ *мм*	
Углы при вершинах начальных конусов	$\varphi_1 = 18°25'$ $\varphi_2 = 71°35'$	
Межосевое расстояние		$A = 225$ *мм*
Числа зубьев	$z_1 = 20$ $z_2 = 60$	$z_3 = 20$ $z_4 = 80$
Модули	$m = 4$ *мм*	$m = 4{,}5$ *мм*
Диаметры делительных окружностей	$d_{\partial 1} = 80$ *мм* $d_{\partial 2} = 240$ *мм*	$d_{\partial 3} = 90$ *мм* $d_{\partial 4} = 360$ *мм*
Длины зубьев	$B_1 = B_2 = 42$ *мм*	$B_3 = 75$ *мм* $B_4 = 70$ *мм*

III. Ориентировочный расчет валов редуктора

Ведущий вал.

1. Крутящий момент — $M_1 = 930$ *кГ·см* (см. стр. 443).

2. Диаметр конца вала под муфту определяем из условия прочности на кручение, принимая $[\tau]_к = 250$ *кГ/см*^{2}:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{930}{0{,}2 \cdot 250}} = 2{,}65 \text{ см}.$$

Ориентируясь на конструкцию подшипникового узла, представленную на фиг. 9.30, принимаем $d_1 = 30$ *мм* и диаметр вала под подшипник $d'_1 = 40$ *мм*.

Промежуточный вал.

1. Крутящий момент (без учета к. п. д.) $M_2 = 2790$ *кГ·см* (см. стр. 446).

2. Диаметр вала в сечении под шестерней z_3 определяем из расчета на кручение по пониженному допускаемому напряжению $[\tau]_к = 200$ *кГ/см*^{2} (см. указания на стр. 163):

$$d''_2 = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0{,}2[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{2790}{0{,}2 \cdot 200}} = 4{,}12 \text{ см}.$$

Принимаем $d''_2 = 45$ *мм* и диаметр под подшипник $d'_2 = 40$ *мм*.

Ведомый вал.

1. Момент, передаваемый зубчатым колесом (без учета к. п. д. редуктора),

$$M_3 = M_1 i_p = 930 \cdot 12 = 11200 \text{ кГ·см}.$$

2. Диаметр вала под зубчатым колесом определяем из расчета на кручение, принимая $[\tau]_к = 200$ *кГ/см*^{2}; при этом учитываем, что крутящий момент, возникающий в поперечных сечениях вала, равен половине подводимого к валу момента

$$M_к = 0{,}5 M_3 = 0{,}5 \cdot 11\,200 = 5600 \text{ кГ·см},$$

так как энергию получают два потребителя поровну,

$$d''_3 = \sqrt[3]{\frac{M_к}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{5600}{0{,}2 \cdot 200}} = 5{,}2 \text{ см},$$

принимаем $d''_3 = 55$ *мм*. Диаметр вала под подшипник $d_3 = 50$ *мм* и диаметр выходных концов вала $d_3 = 45$ *мм*.

IV. Конструктивные размеры зубчатых колес

Коническая передача

Шестерня z_1 выполняется заодно с валом.

Зубчатое колесо z_2 (см. фиг. 11.6).

Диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1{,}6d_2'' = 1{,}6 \cdot 4{,}5 = 7{,}2 \text{ см};$$

принимаем $d_{cm} = 75$ мм.

Длина ступицы

$$l_{cm} = 1{,}2d_2'' = 1{,}2 \cdot 4{,}5 = 5{,}4 \text{ см};$$

принимаем $l_{cm} = 55$ мм.

Толщина обода

$$\delta_0 = 3\ m = 3 \cdot 4 = 12 \text{ мм}.$$

Толщина диска

$$C = 0{,}1L = 0{,}1 \cdot 126{,}62 \approx 13 \text{ мм};$$

принимаем $C = 15$ мм.

Диаметр отверстия в диске $d_{отв} = 20$ мм.

Цилиндрическая передача

Шестерня z_3 выполняется сплошной.

Зубчатое колесо z_4 (см. фиг. 11.1).

Диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1{,}6d_3' = 1{,}6 \cdot 55 = 88 \text{ мм};$$ принимаем $d_{cm} = 90$ мм.

Длина ступицы

$$l_{cm} = 1{,}25d_3' = 1{,}25 \cdot 55 = 68{,}6 \text{ мм};$$

принимаем $l_{cm} = 70$ мм.

Толщина обода

$$\delta_0 = 3m = 3 \cdot 4{,}5 = 13{,}5 \text{ мм};$$

принимаем $\delta_0 = 15$ мм.

Толщина диска

$$C = 0{,}3B_4 = 0{,}3 \cdot 70 = 21 \text{ мм};$$

принимаем $C = 25$ мм.

Диаметр отверстий в диске $d_{отв} = 25$ мм.

V. Основные размеры элементов корпуса и крышки редуктора (см. фиг. 11.19)

1. $\delta = 0{,}025A + 3 = 0{,}025 \cdot 225 + 3 \approx 8{,}6$ мм; принимаем $\delta = 10$ мм.
2. $\delta_1 = 0{,}02A + 3 = 0{,}02 \cdot 225 + 3 = 7{,}5$ мм; принимаем $\delta_1 = 8$ мм.
3. $b = 1{,}5\delta = 1{,}5 \cdot 10 = 15$ мм.
4. $b_1 = 1{,}5\delta_1 = 1{,}5 \cdot 8 = 12$ мм; принимаем $b_1 = 14$ мм.
5. $p = 2{,}35\delta = 2{,}35 \cdot 10 \approx 24$ мм.

Расшифровку обозначений b, b_1 и p см. стр. 333.

6. $d_1 = 0{,}036A + 12$ мм $= 0{,}036 \cdot 225 + 12 = 20$ мм; болты М20.
7. $d_2 = 0{,}75d_1 = 0{,}75 \cdot 20 = 15$ мм; принимаем болты М16.
8. $d_3 = 0{,}6d_1 = 0{,}6 \cdot 20 = 12$ мм; болты М12.
9. $d_4 = 0{,}4d_1 = 0{,}4 \cdot 20 = 8$ мм; болты М8.

VI. Эскизная компоновка редуктора

Эскизную компоновку редуктора производим в два этапа.

Компоновку ведем на одной проекции — разрез по осям валов при снятой крышке редуктора.

Первый этап эскизной компоновки (фиг. 14.11). Этот этап конструирования редуктора имеет целью определить приближенно расстояния между опорами и положение зубчатых колес относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Перед вычерчиванием выбираем способ смазки и смазочные материалы. Смазку подшипников, ввиду сравнительно небольшой окружной скорости зубчатых колес ($v = 3{,}4$ *м/сек*), делаем раздельно от смазки зубчатого зацепления набивкой подшипниковых камер консистентной смазкой.

Камеры подшипников отделяем от внутренней полости корпуса мазеудерживающими кольцами.

Смазка зубчатых колес производится окунанием их в масло, заливаемое в корпус.

При конструировании можно придерживаться следующего порядка вычерчивания.

1. Установим масштаб, исходя из возможности размещения конструкции на листе формата 24 (594×841 *мм*); проводим в середине листа горизонтальную осевую линию ведущего вала. Намечаем положение промежуточного и ведомого валов и проводим их оси (вертикальные линии).

2. Вычерчиваем в зацеплении конические шестерню и колесо, принимая длину ступицы шестерни равной длине ступицы колеса.

3. Выбираем конструкцию подшипникового узла ведущего вала по фиг. 9.30.

4. Ориентировочно намечаем для валов конические роликоподшипники средней серии, выбирая их по диаметру валов.

5. Размещаем подшипники ведущего вала. Приняв зазор между торцом ступицы шестерни и торцом подшипника $x = 12 \div 15$ *мм* (для размещения мазеудерживающего кольца), очерчиваем габариты подшипника. Определяем замером размер от середины подшипника до среднего диаметра конической шестерни. Приняв размер $b = 1{,}6\,a$ [обычно $b \approx (1{,}5 \div 2{,}5)\,a$], очерчиваем габариты второго подшипника.

6. Определяем положение опор промежуточного вала, ориентируясь на конструкцию узла, показанную на фиг. 9.19.

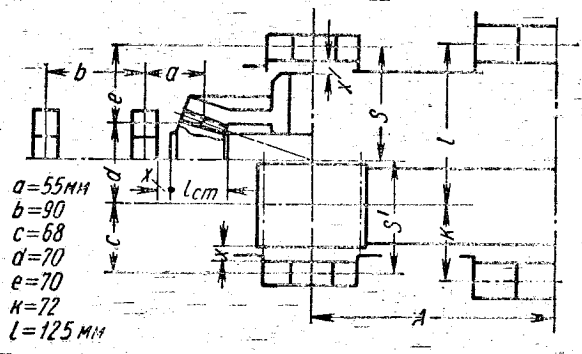
На расстоянии $x = 12 \div 15$ *мм* от торца ступицы конического колеса очерчиваем габариты подшипника.

Корпус редуктора выполняем симметричным относительно оси ведущего вала (вообще это не обязательно). Исходя из этого, принимаем S' равным S и наносим габариты второго подшипника.

7. Вычерчиваем без разреза цилиндрическую шестерню на расстоянии x от торца подшипника и находящееся с ней в зацеплении колесо.

8. Наносим габариты подшипников ведомого вала, полагая что их торцы со стороны внутренней части корпуса будут находиться на одном уровне с торцами подшипников промежуточного вала. Предварительно намечаем шариковые радиальные подшипники средней серии.

9. После этого замером определяем расстояние между опорами и положение зубчатых пар относительно опор.



Фиг. 14.11. Предварительная эскизная компоновка редуктора (1-й этап компоновки).

Размеры, установленные при эскизной компоновке, приведены на фиг. 14.11.

Второй этап эскизной компоновки. Этот этап компоновки имеет целью конструктивно оформить редуктор (зубчатые пары, валы, корпус и т. д.). Этот этап компоновки выполняют на чертежной бумаге или миллиметровке после подбора подшипников.

VII. Подбор подшипников

Ведущий вал (фиг. 14.12).

1. После эскизной компоновки получаем следующие значения расстояний: $a = 55$ *мм*; $b = 90$ *мм*.

2. $M_1 = 930$ *кГ·см*.

3. Силы, действующие в зацеплении:

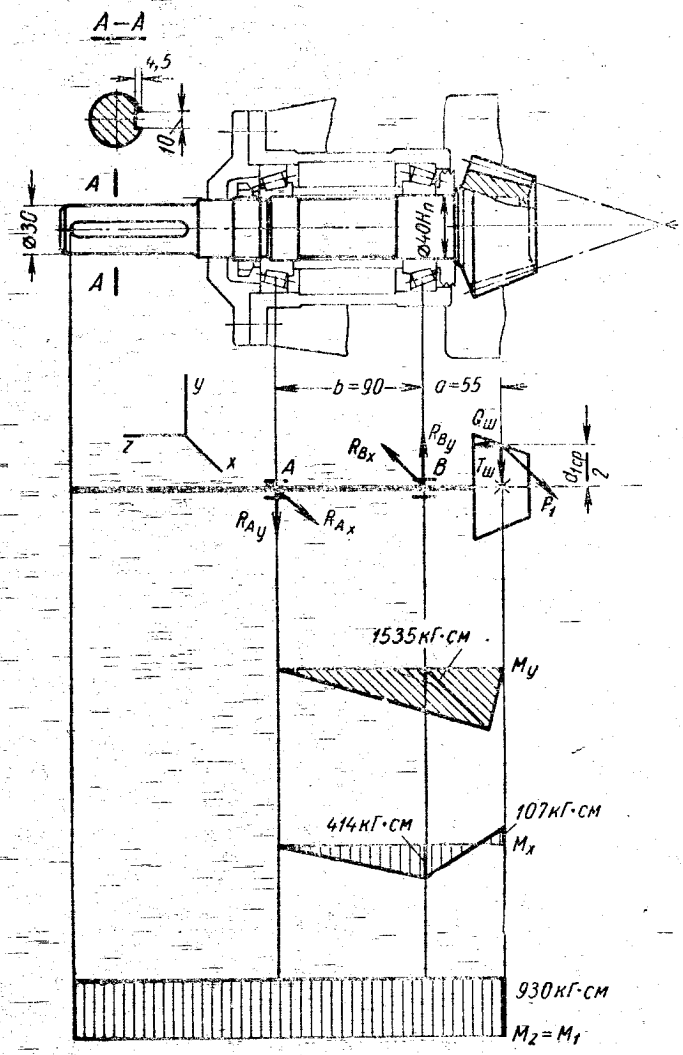
окружное усилие $P_1 = 279$ *кГ*;

осевое усилие шестерни, равное радиальному усилию колеса,

$$Q_ш = P_1 \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_1 = 279 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 18^\circ 25' = 32 \text{ кГ};$$

радиальное усилие шестерни, равное осевому усилию колеса,

$$T_ш = P_1 \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_2 = 279 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 71^\circ 35' = 95 \text{ кГ}.$$



Фиг. 14.12. Расчетная схема ведущего вала.

4. Опорные реакции:
от силы P_1 (в плоскости xz)

$$\sum m_A = P_1(a+b) - R_{B_x} b = 0,$$

$$R_{B_x} = \frac{P_1(a+b)}{b} = \frac{279(5{,}5+9)}{9} = 449 \text{ кГ};$$

$$R_{A_x} = -P_1 + R_{B_x} = -279 + 449 = 170 \text{ кГ};$$

от силы $T_ш$ и $Q_ш$ (в плоскости yz)

$$\sum m_A = \frac{-Q_ш d_{1ср}}{2} + T_ш (a+b) - R_{B_y} b = 0;$$

$$R_{B_y} = \frac{\frac{-Q_ш d_{1ср}}{2} + T_ш (a+b)}{b} = \frac{-\frac{32 \cdot 6{,}68}{2} + 95\,(5{,}5+9)}{9} = 141 \ кГ;$$

$$-R_{A_y} + R_{B_y} - T_ш = 0;$$

$$R_{A_y} = R_{B_y} - T_ш = 141 - 95 = 46 \ кГ.$$

Суммарные радиальные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{A_x}^2 + R_{A_y}^2} = \sqrt{170^2 + 46^2} = 176 \ кГ;$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_x}^2 + R_{B_y}^2} = \sqrt{449^2 + 141^2} = 470 \ кГ.$$

5. Выбор типа подшипника. Выбираем предварительно роликоподшипники конические средней серии.

Осевые составляющие от радиальных нагрузок

$$S_A \approx 1{,}3 R_A \operatorname{tg} \beta = 1{,}3 \cdot 176 \operatorname{tg} 12^\circ = 49 \ кГ;$$

$$S_B \approx 1{,}3 R_B \operatorname{tg} \beta = 1{,}3 \cdot 470 \operatorname{tg} 12^\circ = 130 \ кГ.$$

Суммарная осевая сила

$$A_{сум} = Q_ш + S_B - S_A = 32 + 130 - 49 = 113 \ кГ.$$

Принимаем коэффициент динамичности $K_б = 1{,}3$ — умеренные толчки (см. табл. 9.3), $m = 1{,}8$ — по табл. 9.5, $K_к = 1$, $K_T = 1$; при этом условная нагрузка на подшипник A будет

$$Q_A = (R_A K_к + m A_{сум}) K_б K_T = (176 + 1{,}8 \cdot 113)\, 1{,}3 = 494 \ кГ.$$

Для правой опоры B:

$$Q_B = R_B K_б = 470 \cdot 1{,}3 = 611 \ кГ.$$

6. Требуемый коэффициент работоспособности. Более нагруженным является подшипник B, поэтому для него и ведем подсчет требуемого коэффициента работоспособности:

$$C = Q_B (n_1 h)^{0{,}3};$$

принимая $h = 5000$ ч, получаем

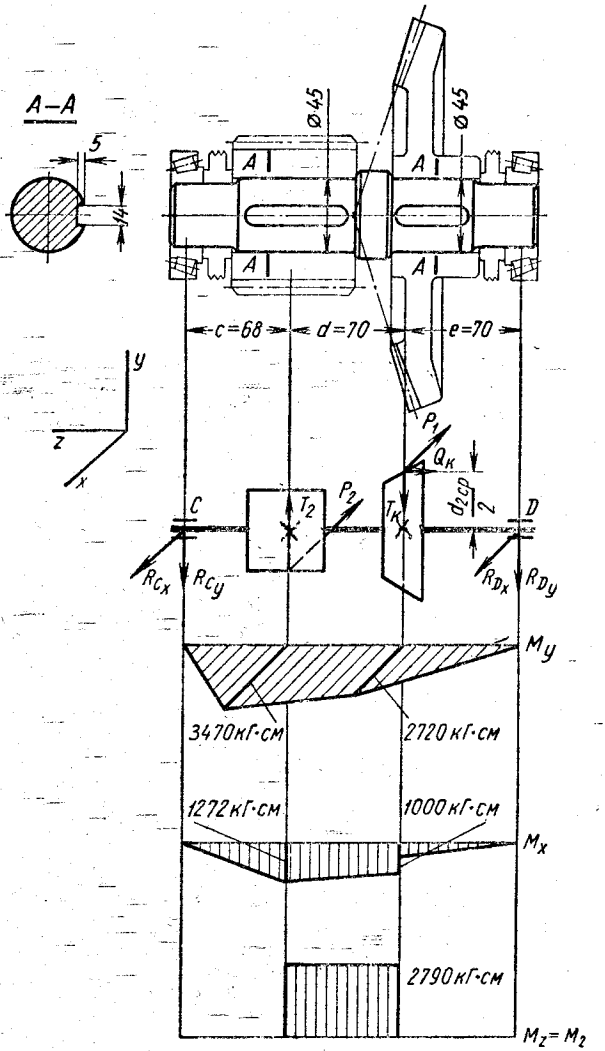
$$C = 611\,(970 \cdot 5000)^{0{,}3} = 61\,900.$$

Так как диаметры под подшипники у ведущего и промежуточного валов одинаковы, то в целях унификации подшипники желательно иметь одинаковыми, поэтому типоразмер их установим после определения требуемого коэффициента работоспособности для подшипников промежуточного вала.

Промежуточный вал (фиг. 14.13).

1. После эскизной компоновки получаем следующие значения расстояний: $c = 68$ *мм*; $d = 70$ *мм*; $e = 70$ *мм*.

2. $d_{2cp} = m_{cp} z_2 = 3{,}34 \cdot 60 = 200$ *мм*.



Фиг. 14.13. Расчетная схема промежуточного вала.

3. Силы, действующие в зацеплении цилиндрической зубчатой пары,

$$P_2 = 620 \ кГ;$$

$$T_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha = 620 \operatorname{tg} 20^\circ = 226 \ кГ.$$

4. Опорные реакции:

от окружных сил (в плоскости xz)

$$\sum m_D = -R_{C_x}(c+d+e) + P_2(d+e) + P_1 e = 0;$$

$$R_{C_x} = \frac{P_2(d+e) + P_1 e}{c+d+e} = \frac{620(7+7) + 279 \cdot 7}{6{,}8+7+7} = 510 \ кГ;$$

$$R_{D_x} = P_2 + P_1 - R_{C_x} = 620 + 279 - 510 = 389 \ кГ;$$

от осевой силы $Q_к$ и радиальных сил $T_к$ и T_2 (в плоскости yz)

$$\sum m_D = -R_{C_y}(c+d+e) + T_2(d+e) - T_к e + \frac{Q_к d_{2ср}}{2} = 0;$$

$$R_{C_y} = \frac{T_2(d+e) - T_к e + \frac{Q_к d_{2ср}}{2}}{c+d+e} = \frac{226(7+7) - 32 \cdot 7 + \frac{95 \cdot 20}{2}}{6{,}8+7+7} = 187 \ кГ;$$

$$R_{C_y} + T_2 - T_к - R_{D_y} = 0;$$

$$R_{D_y} = T_2 - T_к - R_{C_y} = 226 - 32 - 187 = 7 \ кГ.$$

Суммарные радиальные реакции

$$R_C = \sqrt{R_{C_x}^2 + R_{C_y}^2} = \sqrt{510^2 + 187^2} = 539 \ кГ;$$

$$R_D = \sqrt{R_{D_x}^2 + D_{D_y}^2} = \sqrt{389^2 + 7^2} \approx 389 \ кГ.$$

5. Выбор типа подшипника. Выбираем предварительно роликоподшипники конические средней серии.

6. Осевые составляющие радиальных нагрузок

$$S_C \approx 1{,}3 R_C \operatorname{tg}\beta = 1{,}3 \cdot 539 \operatorname{tg} 12^\circ = 148 \ кГ;$$

$$S_D \approx 1{,}3 R_D \operatorname{tg}\beta = 1{,}3 \cdot 389 \operatorname{tg} 12^\circ = 107 \ кГ.$$

Суммарная осевая нагрузка

$$A_{сум} = Q_к + S_C - S_D = 95 + 148 - 107 = 136 \ кГ;$$

эту нагрузку воспринимает подшипник D.

Принимая $K_к = 1$; $K_б = 1{,}3$; $K_T = 1$ и $m = 1{,}8$, найдем

$$Q_C = R_C K_б = 539 \cdot 1{,}3 = 700 \ кГ;$$

$$Q_D = (389 + 1{,}8 \cdot 136) \cdot 1{,}3 = 823 \ кГ.$$

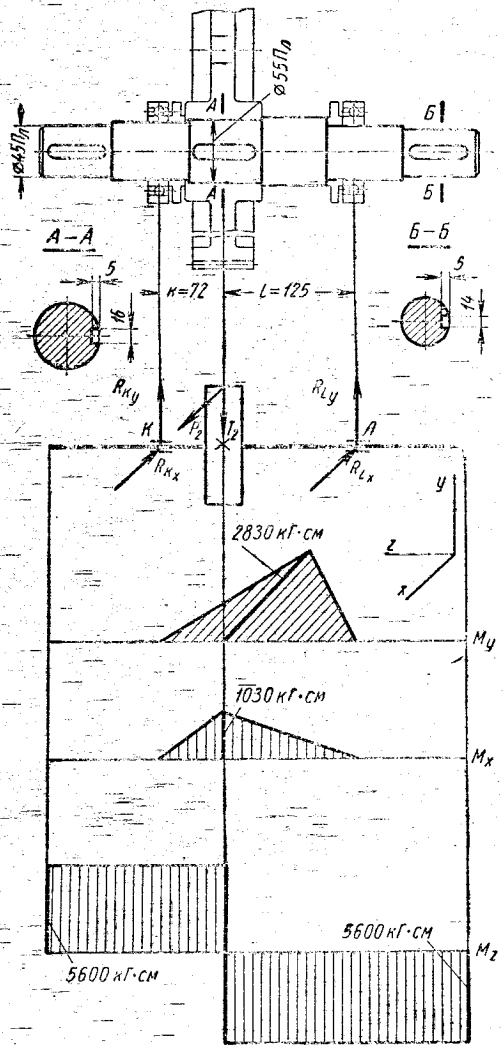
7. Требуемый коэффициент работоспособности. Более нагруженным является подшипник D, поэтому для него и ведем подсчет коэффициента работоспособности:

$$C = Q_D (n_2 h)^{0{,}3};$$

принимая $h = 5000$ ч, получаем

$$C = 823 (323 \cdot 5000)^{0{,}3} = 60\,000.$$

8. Подбор подшипника ведем по опоре ведущего вала, для которой требуемый коэффициент работоспособности выше, чем для подшипников промежуточного вала.



Фиг. 14.14. Расчетная схема ведомого вала.

Из каталога (табл. П27) по требуемому $C = 61\,900$ и диаметру вала $d_1' = 40$ *мм* выбираем для ведущего и промежуточного валов роликоподшипники конические легкой серии 7208 размерами $40 \times 80 \times 20$ *мм*, у которых $C = 66\,000$. Намеченный ранее подшипник средней серии имеет C значительно выше, чем требуется.

Ведомый вал (фиг. 14.14).

1. После эскизной компоновки получаем следующие размеры: $k = 72$ *мм*; $l = 125$ *мм*; $m = 95$ *мм*.

2. Опорные реакции:

от окружного усилия (в плоскости *xz*)

$$\sum m_K = -R_{L_x}(k + l) + P_2 k = 0;$$

$$R_{L_x} = -\frac{P_2 k}{k + l} = \frac{620 \cdot 7{,}2}{7{,}2 + 12{,}5} = 227 \text{ кГ};$$

$$R_{K_x} = P_2 - R_{L_x} = 620 - 227 = 393 \text{ кГ};$$

от радиального усилия (в плоскости *yz*)

$$\sum m_K = -R_{L_y}(k + l) + T_2 k = 0;$$

$$R_{L_y} = -\frac{T_2 k}{k + l} = \frac{226 \cdot 7{,}2}{7{,}2 + 12{,}5} = 83 \text{ кГ};$$

$$R_{K_y} = T_2 - R_{L_y} = 226 - 83 = 143 \text{ кГ}.$$

Суммарные реакции

$$R_K = \sqrt{R_{K_x}^2 + R_{K_y}^2} = \sqrt{393^2 + 143^2} = 418 \text{ кГ};$$

$$R_L = \sqrt{R_{L_x}^2 + R_{L_y}^2} = \sqrt{227^2 + 83^2} = 242 \text{ кГ}.$$

3. Тип подшипников. Выбираем радиальные шариковые подшипники, так как вал не нагружен осевыми силами.

4. Требуемый коэффициент работоспособности. Расчет ведем по более нагруженной опоре *K*:

$$C = [R_K K_к + mA](n_3 h)^{0{,}3} K_б;$$

$K_к = 1$ — вращается внутреннее кольцо;
$K_б = 1{,}3$ — умеренные толчки (см. табл. 9.3);
$m = 1{,}5$ — по табл. 9.5; $A = 0$.
Принимая $h = 5000$ *ч*, получаем

$$C = 418 \cdot 1{,}3\,(80{,}8 \cdot 5000)^{0{,}3} = 26\,100.$$

5. Подбор подшипника. По диаметру вала под подшипник $d_3' = 50$ *мм* и требуемому $C = 26\,100$ из каталога (табл. П21) выбираем шарикоподшипник радиальный легкой серии 210 с размерами $50 \times 90 \times 20$ *мм*, у которого $C = 42\,000$.

VIII. Подбор и проверка шпонок

На всех валах применяем шпонки призматические обыкновенные со скругленными торцами по ГОСТ 8788-58 и 8789-58.

Материал шпонок — сталь Ст. 6.

Напряжения смятия между шпонкой и пазом

$$\sigma_{см} = \frac{2M_к}{dK(l-b)}.$$

Результаты подсчета следует свести в таблицу, по образцу, приведенному на стр. 437.

$$[\sigma]_{см} = 1200 \ кГ/см^2.$$

IX. Уточненный расчет валов

Определение коэффициента запаса прочности для опасных сечений каждого вала следует производить по аналогии с предыдущими примерами (§ 49—52). Поэтому числовые значения коэффициентов запаса не определены, а даны лишь эпюры изгибающих и крутящих моментов — см. фиг. 14.12 — 14.14.

Следует учесть, что для всех валов окончательно приняты подшипники легкой серии, в то время как при эскизной компоновке были намечены подшипники средней серии. Поэтому после выполнения чертежа редуктора надо уточнить расстояния между колесами и опорами, соответственно пересчитать ординаты эпюр изгибающих моментов и по этим уточненным данным определять коэффициенты запаса.

X. Вычерчивание редуктора

На основании эскизной компоновки и произведенных расчетов вычерчиваем редуктор. Чертеж редуктора выполняем в двух проекциях (фиг. 14.15). Спецификацию составляем по указаниям, данным в гл. XI и по аналогии с фиг. 14.8.

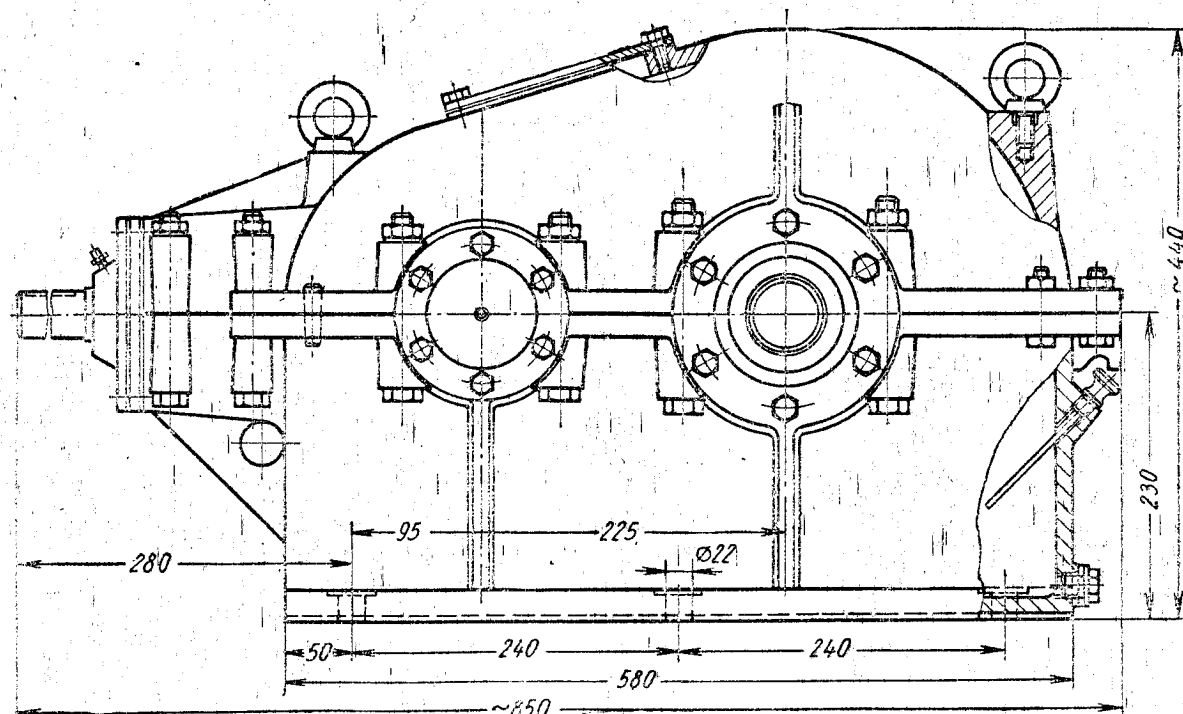
XI. Посадки подшипников и шестерен

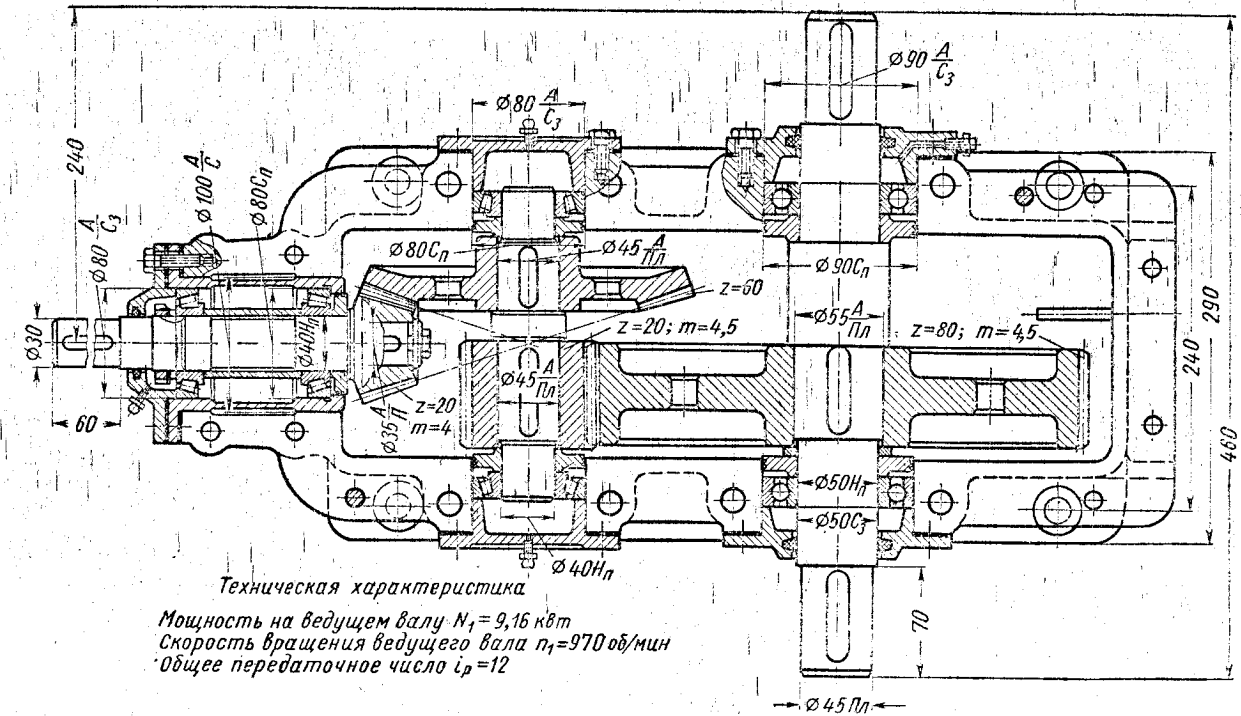
Выбор посадок производим в соответствии с рекомендациями, данными в § 33 и 44.

XII. Смазка

Выбор способа смазки зубчатых колес и опор указан на стр. 451. Выбор смазочных материалов производим по данным § 36 и 42.

Уровень масла контролируем жезловым маслоуказателем при остановке редуктора.


~440
230
95
225
Ø22
280
50
240
240
580
~850



Техническая характеристика

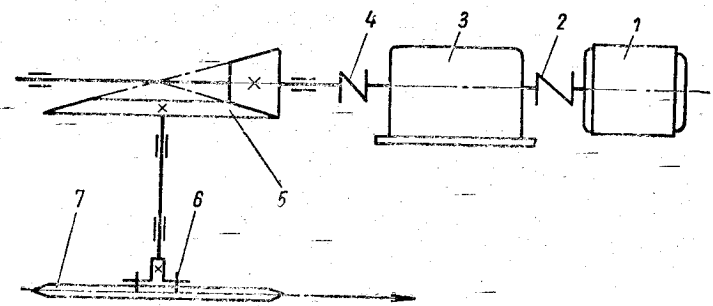
Мощность на ведущем валу $N_1 = 9{,}16$ квт
Скорость вращения ведущего вала $n_1 = 970$ об/мин
Общее передаточное число $i_p = 12$

Фиг. 14.15. Общий вид зубчатого коническо-цилиндрического редуктора.

§ 54. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА К ПОДВЕСНОМУ КОНВЕЙЕРУ

Задание

Спроектировать привод к подвесному конвейеру по схеме, показанной на фиг. 14.16.



Фиг. 14.16. Схема привода подвесного конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор (двухступенчатый цилиндрический); *4* — муфта; *5* — коническая зубчатая пара; *6* — срезной штифт; *7* — звездочка цепи конвейера.

Дано: усилие в ведущей ветви цепи $S_1 = 375$ *кГ*. Усилие в ведомой ветви $S_2 = 25$ *кГ*. Максимальная скорость тяговой цепи $v_{max} = v = 0{,}3$ *м/сек*. Шаг тяговой цепи $t = 80$ *мм*.

Число зубьев звездочки тяговой цепи $z_{зв} = 15$.

Расчет и конструирование

I. Выбор электродвигателя

1. Приближенно определяем к. п. д. привода, считая, что горизонтальный вал с конической шестерней соединен упругой муфтой с двухступенчатым цилиндрическим редуктором: [1]

$$\eta = \eta_1\eta_2^2\eta_3\eta_{ред}; \quad \eta_{ред} = \eta_4^2\eta_5^3,$$

где $\eta_1 = 0{,}9$ — к. п. д. цепной передачи;

$\eta_2 = 0{,}98$ — к. п. д., учитывающий потери в паре подшипников скольжения;

$\eta_3 = 0{,}92$ — к. п. д. открытой зубчатой конической пары;

$\eta_{ред}$ — к. п. д. цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора;

$\eta_4 = 0{,}97$ — к. п. д. пары зубчатых колес при работе в масляной ванне;

[1] Проектирование редуктора не входит в объем данного задания; предполагается, что установлен редуктор из числа серийно выпускаемых специализированными заводами, либо проектирование редуктора составляет содержание задания другого учащегося.

$\eta_5 = 0{,}99$ — к. п. д., учитывающий потери в паре подшипников качения;

$$\eta = \eta_1\eta_2^3\eta_3\eta_4^2\eta_5^3 = 0{,}9 \cdot 0{,}98^3 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}99^3 \approx 0{,}732.$$

2. Мощность на ведущем валу редуктора (требуемая мощность электродвигателя)

$$N_1 = \frac{Pv}{102\eta} = \frac{350 \cdot 0{,}3}{102 \cdot 0{,}732} = 1{,}41 \text{ квт},$$

где $P = S_1 - S_2 = 375 - 25 = 350$ *кГ*.

3. По табл. П1 выбираем асинхронный электродвигатель с повышенным пусковым моментом АОП 42-6; $N_{дв} = 1{,}7$ *квт*; $n = 930$ *об/мин*.

II. Кинематический расчет передачи

1. Определяем угловую скорость вертикального вала.

Из формулы

$$v = \frac{z_{зв} t n_2}{60 \cdot 1000}$$

имеем

$$n_2 = \frac{60 \cdot 1000 v}{z_{зв} t} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0{,}3}{15 \cdot 80} = 15 \text{ об/мин}.$$

2. Общее передаточное число привода

$$i = \frac{n_{дв}}{n_2} = \frac{930}{15} = 62.$$

3. Разбивка общего передаточного числа (на редуктор и коническую передачу).

Принимаем передаточное число открытой конической передачи $i_к = 3{,}1$; тогда передаточное число редуктора

$$i_р = \frac{i}{i_к} = \frac{62}{3{,}1} = 20.$$

4. Определяем вращающие моменты на валах (без учета потерь).

Момент на вертикальном валу (на звездочке)

$$M_2 = \frac{PD_0}{2} = 350 \cdot \frac{38{,}46}{2} = 6730 \text{ кГ·см},$$

где P — окружное усилие в *кГ*;

D_0 — диаметр делительной окружности звездочки;

$$D_0 = \frac{t}{\sin\frac{180}{z_{зв}}} = \frac{80}{\sin\frac{180}{15}} = 384{,}6 \text{ мм}.$$

Момент на горизонтальном валу (на конической шестерне) без учета к. п. д.

$$M_1 = \frac{M_2}{i_к} = \frac{6730}{3{,}1} = 2170 \text{ кГ·см}.$$

III. Расчет открытой конической зубчатой пары

1. Выбор материалов (см. табл. 3.13).

Для шестерни z_1 — сталь 45; $\sigma_в = 60$ *кГ/мм*²; $\sigma_т = 30$ *кГ/мм*² (при диаметре заготовки до 100 *мм*); термообработка — нормализация (см. табл. 3.15).

Для зубчатого колеса z_2 — стальное литье 35 Л; $\sigma_в = 50$ *кГ/мм*²; $\sigma_т = 28$ *кГ/мм*² (по табл. 3.15).

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

для материала шестерни

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 60 = 25{,}8 \text{ кГ/мм}^2;$$

для материала колеса

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 50 = 21{,}5 \text{ кГ/мм}^2.$$

2. Средний модуль зацепления конической пары из условия прочности зубьев на изгиб

$$m_{cp} = \sqrt[3]{\frac{2M_{1p}Y}{y[\sigma_0]_u \psi_m z_1}};$$

здесь $[\sigma_0]_u$ — допускаемое напряжение при изгибе.

Для шестерни

$$[\sigma_0]'_u = \frac{1{,}5\sigma_{-1}k_{pu}}{[n]k_\sigma} = \frac{1{,}5 \cdot 25{,}8}{1{,}5 \cdot 1{,}5} = 17{,}2 \text{ кГ/мм}^2,$$

где принято: коэффициент запаса прочности (см. стр. 84) $[n] = 1{,}5$; $k_\sigma = 1{,}5$; коэффициент режима $k_{pu} = 1$ (при длительной работе привода (см. стр 84).

Для колеса

$$[\sigma_0]''_u = \frac{1{,}5 \cdot 21{,}5}{1{,}7 \cdot 1{,}5} = 12{,}65 \text{ кГ/мм}^2,$$

где для стального литья принято $[n] = 1{,}7$.

Углы при вершинах начальных конусов $i_к = \operatorname{ctg}\varphi_1 = 3{,}1$;

$$\varphi_1 = 17°50'; \quad \varphi_2 = 90° - 17°50' = 72°10'.$$

Принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 20$; тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 i_к = 20 \cdot 3{,}1 = 62.$$

Фиктивное (эквивалентное) число зубьев шестерни

$$z_{1\phi} = \frac{z_1}{\cos\varphi_1} = \frac{20}{\cos 17°50'} = \frac{20}{0{,}95} \approx 21,$$

то же колеса

$$z_{2\phi} = \frac{z_2}{\cos\varphi_2} = \frac{62}{\cos 72°10'} = \frac{62}{0{,}306} \approx 200.$$

Находим коэффициенты формы зуба (табл. 3.4):
для шестерни $y_1 = 0{,}377$; для колеса $y_2 = 0{,}492$.

Производим сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

шестерни

$$y_1 [\sigma_0]'_u = 0{,}377 \cdot 17{,}2 = 6{,}47 \ кГ/мм^2;$$

колеса

$$y_2 [\sigma_0]''_u = 0{,}492 \cdot 12{,}65 = 6{,}2 \ кГ/мм^2.$$

Дальнейший расчет ведем по материалу колеса ($y_1 [\sigma_0]'_u > y_2 [\sigma_0]''_u$).

Принимаем коэффициент износа $\gamma = 1{,}5$ (см. табл. 3.3). Так как окружная скорость конической пары пока еще не известна, можно принять коэффициент нагрузки (при несимметричном или консольном расположении шестерни и колеса) $K = K_{дин} K_{кц} = 1{,}5$ (см. стр. 69); при этом расчетный момент на шестерне

$$M_{1p} = M_1 K = 21\,700 \cdot 1{,}5 = 31\,600 \ кГ \cdot мм.$$

Коэффициент длины зуба $\psi_m = \dfrac{B}{m_{cp}}$ определяем по формуле (3.45), задавшись $\psi_L = \dfrac{B}{L_{cp}} = 0{,}4$,

$$\psi_m = \frac{z_1}{5 \sin \varphi_1} = \frac{20}{5 \sin 17°30'} = 13;$$

средний модуль зацепления

$$m_{cp} = \sqrt[3]{\frac{2M_{1p}\gamma}{y_2 [\sigma_0]''_u \psi_m z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 31\,600 \cdot 1{,}5}{0{,}492 \cdot 12{,}65 \cdot 13 \cdot 20}} \approx 3{,}9 \ мм.$$

Определяем длину зуба:

$$B = \psi_m m_{cp} = 13 \cdot 3{,}9 = 50{,}7 \ мм;$$

окончательно принимаем $B = 55$ *мм*.

Определяем максимальный (наружный) модуль:

$$m = m_{cp} + \frac{B \sin \varphi_1}{z_1} = 3{,}9 + \frac{55 \sin 17°50'}{20} = 4{,}74 \ мм.$$

Модуль m округляем до стандартного (по ГОСТ 9563-60, см. табл. 3.2). Принимаем $m = 5$ *мм*.

Фактическое значение среднего модуля

$$m_{cp} = m - \frac{B \sin \varphi_1}{z_1} = 5 - \frac{55 \sin 17°50'}{20} = 4{,}16 \ мм.$$

Уточняем коэффициент нагрузки; для этого определяем окружную скорость конических зубчатых колес

$$v_{cp} = \frac{\pi m_{cp} z_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 4{,}16 \cdot 20 \cdot 48}{60 \cdot 1000} = 0{,}2 \ м/сек,$$

где $n_1 = \frac{n_{дв}}{i_р} = \frac{960}{20} = 48$ *об/мин* — угловая скорость горизонтального вала. При такой скорости для конических колес можно принять 9-ю степень точности. Тогда $K_{дин} = 1{,}3$ (см. табл. 3.9 при $v \leqslant 1$ *м/сек*), $K_{кц} = 1{,}23$ (см. табл. 3.12 и формулу 3.56); для несимметричного расположения опор при относительной ширине шестерни

$$\psi_d = \frac{B}{d_{1ср}} = \frac{55}{83{,}2} = 0{,}66,$$

где $d_{1ср} = m_{ср} z_1 = 4{,}16 \cdot 20 = 83{,}2$ *мм*.

Действительный коэффициент нагрузки

$$K' = K_{дин} K_{кц} = 1{,}3 \cdot 1{,}23 = 1{,}6.$$

Пересчитываем средний модуль:

$$m'_{ср} = m_{ср} \sqrt[3]{\frac{K'}{K}} = 3{,}9 \sqrt[3]{\frac{1{,}6}{1{,}5}} = 3{,}98 \text{ мм}.$$

Фактически принятый средний модуль $m_{ср} = 4{,}16 > m'_{ср}$ обеспечивает прочность зубьев.

Определяем основные размеры конической зубчатой пары:

шестерня

$$d_{1ср} = 83{,}2 \text{ мм}; \quad d_{д1} = mz_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм};$$

$$\varphi_1 = 17°50'; \quad B = 55 \text{ мм};$$

колесо

$$d_{2ср} = m_{ср} z_2 = 4{,}16 \cdot 62 = 257{,}92 \text{ мм};$$

$$d_{д2} = m z_2 = 5 \cdot 62 = 310 \text{ мм}.$$

Конусное расстояние

$$L = \frac{d_{д1}}{2 \sin \varphi_1} = \frac{100}{2 \sin 17°50'} = 163{,}3 \text{ мм}.$$

Геометрические и конструктивные элементы конических зубчатых колес определяют по данным, приведенным в табл. 3.8 и в § 40.

IV. Расчет валов и подшипников

1. Определение усилий, действующих в зацеплении:

окружное усилие в конической зубчатой паре

$$P = \frac{2M_1}{d_{1ср}} = \frac{2 \cdot 2170}{8{,}32} = 521 \text{ кГ};$$

осевое усилие шестерни, равное радиальному усилию колеса,

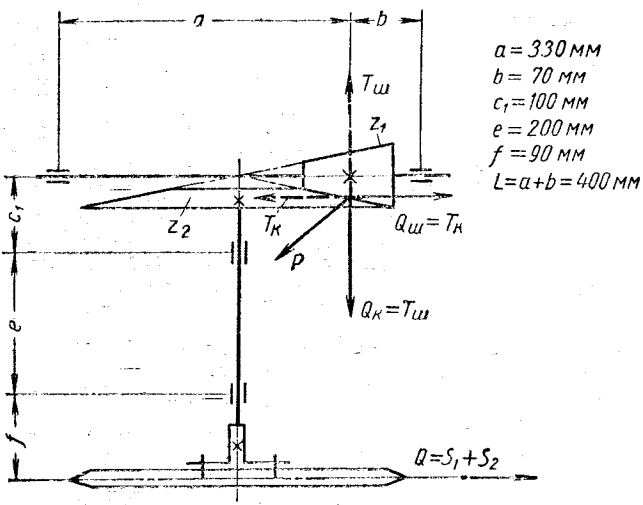
$$Q_ш = T_к = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 = 521 \cdot \operatorname{tg} 20° \sin 17°50' = 58 \text{ кГ};$$

осевое усилие колеса, равное радиальному усилию шестерни,

$$Q_к = T_ш = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_2 = 521 \operatorname{tg} 20° \sin 72°10' = 181 \text{ кГ}.$$

2. Определение диаметров горизонтального и вертикального валов (предварительный расчет).

Ширина колес сравнительно большая и поэтому для обеспечения хорошего контакта зубьев требуется высокая жесткость вала;



Фиг. 14.17. Эскизная компоновка привода.

поэтому выбираем наименьшие из рекомендуемых значений допускаемых напряжений: для горизонтального вала $[\tau]_к = 250$ *кГ/см*^{2} и для вертикального $[\tau]_к = 200$ *кГ/см*^{2}.

Диаметр конца горизонтального вала в месте посадки муфты, соединяющей рассчитываемый вал с редуктором (расчет на кручение),

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{к1}}{0{,}2[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{2170}{0{,}2 \cdot 250}} \approx 3{,}5 \text{ см};$$

принимаем $d_1 = 36$ *мм*.

Принимаем диаметры шеек горизонтального вала под вкладыши подшипников скольжения $d_2 = 40$ *мм*, а под коническую шестерню $d_3 = 45$ *мм*. Ориентировочные диаметры вертикального вала в месте посадки конического колеса и звездочки

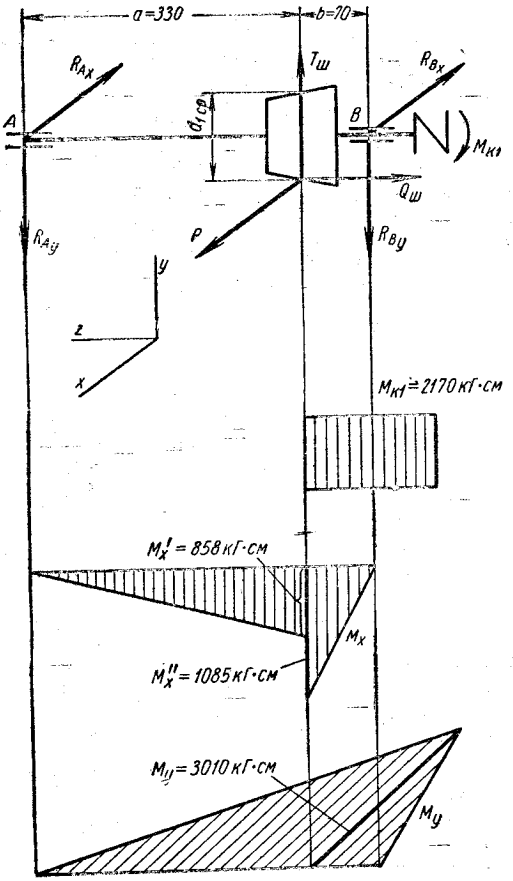
$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{M_{к2}}{0{,}2\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{6730}{0{,}2 \cdot 200}} \approx 5{,}5 \text{ см}.$$

Диаметры шеек вертикального вала под вкладыши подшипников скольжения принимаем (ориентировочно) $d_5 = 60$ *мм*.

3. Эскизная компоновка привода. Компоновку привода следует вести в следующем порядке:

а) вычертить коническую зубчатую пару (предварительно определить все конструктивные элементы шестерни и колеса, учитывая размеры валов, на которых они посажены);

б) вычертить валы по ориентировочным размерам и наметить взаимное расположение подшипников скольжения, колес и звездочки (конструкцию подшипников скольжения для горизонтального вала см. табл. П30).



Фиг. 14.18. Расчетная схема горизонтального вала.

в) определить расстояние между опорами и положение конической зубчатой пары и звездочки относительно опор (фиг. 14.17).

Расстояния, полученные при эскизной компоновке, указаны на фиг. 14.17.

4. Определение реакций опор и построение эпюр крутящих и изгибающих моментов.

Горизонтальный вал (расчетная схема показана на фиг. 14.18).

Реакции от сил $Q_ш$ и $T_ш$ (в плоскости yz):

$$\sum m_B = -R_{A_y}(a+b) - Q_ш \frac{d_{1ср}}{2} + T_ш b = 0;$$

$$R_{A_y} = -\frac{T_ш b - Q_ш \frac{d_{1ср}}{2}}{a+b} = -\frac{181 \cdot 7 - 58 \cdot \frac{8,32}{2}}{33+7} = 26 \ кГ;$$

$$\sum Y = -R_{A_y} + T_ш - R_{B_y} = 0;$$

$$R_{B_y} = T_ш - R_{A_y} = 181 - 26 = 155 \ кГ.$$

Реакции от силы P (в плоскости xz):

$$\sum m_A = -R_{B_x}(a+b) + Pa = 0;$$

$$R_{B_x} = P\frac{a}{a+b} = 521 \cdot \frac{33}{33+7} = 430 \ кГ;$$

$$\sum X = -R_{A_x} + P - R_{B_x} = 0; \quad R_{A_x} = P - R_{B_x} = 521 - 430 = 91 \ кГ.$$

5. Определение коэффициентов запасов прочности для предположительно опасных сечений горизонтального вала.

Материал вала сталь 45; $\sigma_{-1} = 25,8 \ кГ/мм^2$ (получено выше для конической шестерни, изготовленной из такого же материала);

$$\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 25,8 \approx 15 \ кГ/мм^2.$$

Коэффициент запаса для сечения под серединой конической шестерни (указания по расчету см. § 26).

По табл. 8.8 устанавливаем размеры шпоночной канавки при $d = 45 \ мм$: $b = 14 \ мм$, $t = 5 \ мм$. Моменты сопротивления сечения нетто (см. табл. 8.5)

$$W_{нетто} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 4,5^3}{32} - \frac{1,4 \cdot 0,5(4,5-0,5)^2}{2 \cdot 4,5} =$$

$$= 7,70 \ см^3;$$

$$W_{к\ нетто} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 4,5^3}{16} - \frac{1,4 \cdot 0,5(4,5-0,5)^2}{2 \cdot 4,5} = 16,74 \ см^3.$$

Принимаем, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения — по пульсирующему.

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v}; \quad \sigma_v = \sigma_{max} = \frac{M}{W_{нетто}} = \frac{\sqrt{1085^2 + 3010^2}}{7,7} = 416 \ кГ/см^2;$$

$k_\sigma = 1,60$ (табл. 8.5); $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau = 0,795$ (табл. 8.1);

$$n_\sigma = \frac{2580}{\frac{1,60}{0,795}416} = 3,08.$$

Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m};$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2}\tau_{\max} = \frac{1}{2}\cdot\frac{M_{к1}}{W_{к\ нетто}} = \frac{1}{2}\cdot\frac{2170}{16{,}74} \approx 65\ кГ/см^2;$$

$k_\tau = 1{,}50$ (табл. 8.5); $\psi_\tau = 0{,}1$ (см. стр. 167);

$$n_\tau = \frac{1500}{\frac{1{,}50}{0{,}795}65 + 0{,}1\cdot 65} = 10{,}6.$$

Общий коэффициент запаса

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3{,}08\cdot 10{,}6}{\sqrt{3{,}08^2 + 10{,}6^2}} = 2{,}96;$$

такой результат вполне приемлем. Дополнительно следует определить коэффициенты запаса для сечения у края шестерни (учесть влияние напрессовки) и для сечения под муфтой (выполнение аналогичных расчетов см. § 52).

Определение суммарной радиальной нагрузки подшипника B (он является более нагруженным) горизонтального вала

$$R_B = \sqrt{R_{B_y}^2 + R_{B_x}^2} = \sqrt{155^2 + 430^2} = 457\ кГ.$$

Вертикальный вал (расчетная схема приведена на фиг. 14.19).

Определение реакций опор и построение эпюр крутящих и изгибающих моментов (см. фиг. 14.19). Реакции от сил Q, $Q_к$ и $T_к$ (в плоскости yz):

$$\sum m_D = R_{C_y} e - Q(f+e) + Q_к \frac{d_{2ср}}{2} - T_к c_1 = 0;$$

$$R_{C_y} = \frac{Q(f+e) + T_к c_1 - Q_к \frac{d_{2ср}}{2}}{e} =$$

$$= \frac{400(9+20) + 58\cdot 10 - 181\cdot\frac{25{,}792}{2}}{20} = 492\ кГ;$$

$$R_{D_y} = -Q + R_{C_y} + T_к = -400 + 492 + 58 = 150\ кГ.$$

При параллельном расположении ветвей цепи, усилие, действующее на вал, $Q = S_1 + S_2 = 375 + 25 = 400\ кГ$.

Реакции от силы P (в плоскости xz):

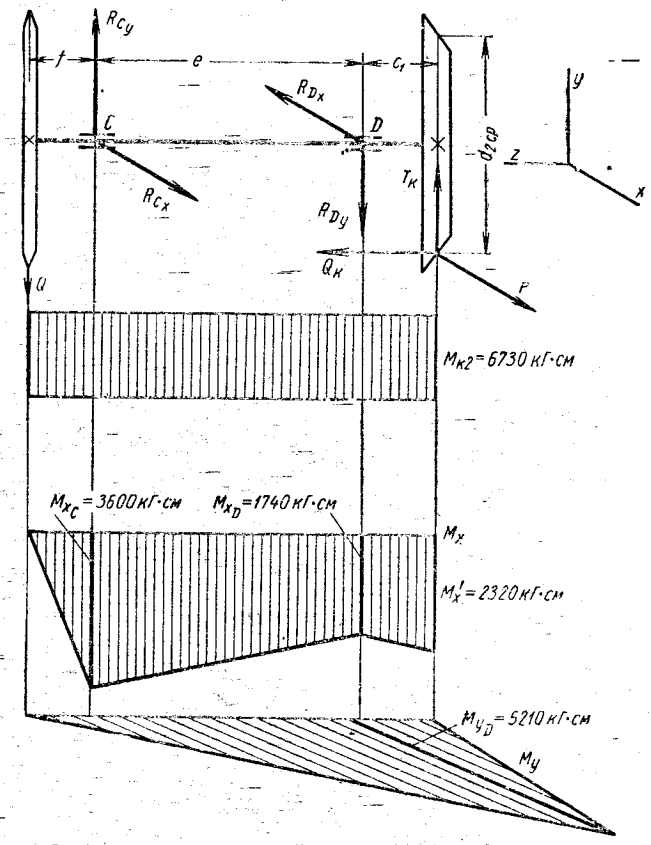
$$\sum m_C = -R_{D_x} e + P(e + c_1) = 0;$$

$$R_{D_x} = P\frac{(e+c)}{e} = 521\,\frac{(20+10{,}0)}{20} = 780\ кГ;$$

$$\sum X = R_{C_x} + P - R_{D_x} = 0;$$

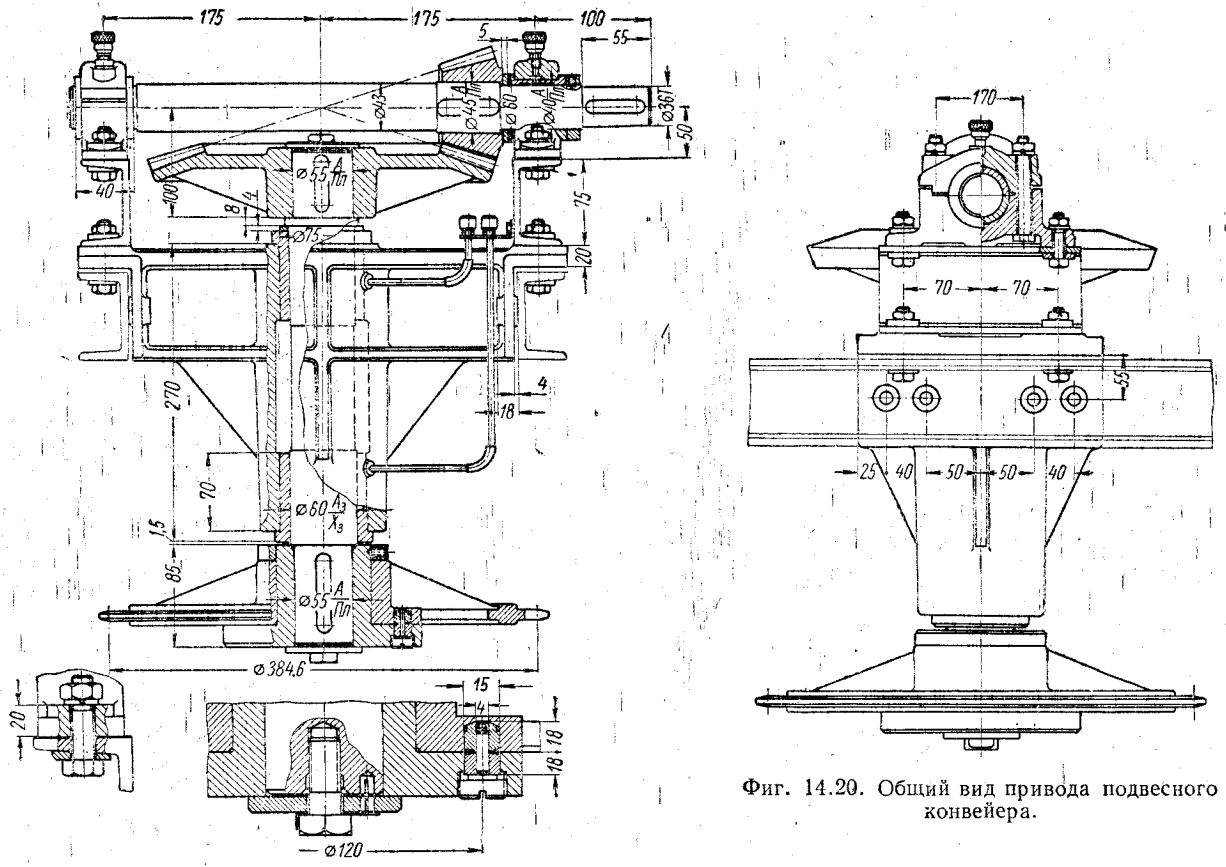
$$R_{C_x} = R_{D_x} - P = 780 - 521 = 259\ кГ.$$

Эпюры крутящих и изгибающих моментов показаны на фиг. 14.18 и 14.19.



Фиг. 14.19. Расчетная схема вертикального вала.

Далее следует определить коэффициенты запаса прочности для сечений у краев ступиц зубчатого колеса и звездочки, под серединами подшипников, в местах переходных галтелей у подшипников. Конструкция вала ясна из фиг. 14.20.



Фиг. 14.20. Общий вид привода подвесного конвейера.

Определение суммарных радиальных нагрузок, действующих на подшипники вертикального вала:

$$R_C = \sqrt{R_{C_x}^2 + R_{C_y}^2} = \sqrt{259^2 + 492^2} = 556 \text{ кГ};$$

$$R_D = \sqrt{R_{D_x}^2 + R_{D_y}^2} = \sqrt{780^2 + 150^2} = 794 \text{ кГ}.$$

Расчет подшипников скольжения. Для горизонтального вала выбираем подшипники скольжения разъемные с двумя болтами (табл. П30).

Диаметр цапфы (шейки) $d_2 = 40$ *мм*; длина вкладыша $B_1 = 40$ *мм*. Материал вкладыша — антифрикционный чугун АСЧ-1 (по ГОСТ 1585-57).

Проверяем пару цапфа — вкладыш на удельное давление

$$p = \frac{R_B}{d_2 B_1} = \frac{457}{4{,}0 \cdot 4{,}0} = 28{,}6 \text{ кГ/см}^2 \leqslant [p]; \quad [p] = 90 \text{ кГ/см}^2$$

(см. табл. 10.2).

Так как окружная скорость вала очень мала, проверки на нагрев по величине pv_1 не производим. Проверяем бурт вкладыша, который воспринимает осевое усилие $Q_ш = 58{,}0$ *кГ*:

$$\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_0^2) > \frac{Q_ш}{[p]_1}; \quad d_0 = d_2 + 2f = 45 + 2 \cdot 1 = 47 \text{ мм},$$

где D_1 — наружный диаметр опорного кольца;

$f = 1$ *мм* — размер фаски у расточки шестерни;

$$\frac{3{,}14}{4}(6{,}0^2 - 4{,}7^2) = 10{,}9 > \frac{58}{45}.$$

Принимаем $[p]_1 = 0{,}5\,[p] = 0{,}5 \cdot [90] = 45$ *кГ/см*^{2}; $[p]_1 < [p]$, так как смазка на вертикальной торцовой поверхности держится хуже, чем во вкладыше.

Для вертикального вала: диаметр цапфы (шейки) $d_5 = 60$ *мм*; длина вкладыша $B_2 = 70$ *мм*. Материал вкладыша — антифрикционный чугун АСЧ-1 (по ГОСТ 1585-57). Проверяем пару цапфа — вкладыш на удельное давление:

$$p = \frac{R_D}{d_5 B_2} = \frac{794}{6{,}0 \cdot 7{,}0} \approx 19 \text{ кГ/см}^2 < [p]; \quad [p] = 90 \text{ кГ/см}^2.$$

Проверка по величине pv_2 не имеет смысла.

Проверяем бурт вкладыша, который воспринимает осевое усилие $Q_к = 181{,}0$ *кГ*. D_2 — наружный диаметр упорного кольца;

$$d_6 = d_5 + 2f = 60 + 2 \cdot 1{,}5 = 63 \text{ мм},$$

где $f = 1{,}5$ *мм* — размер фаски на внутреннем отверстии вкладыша.

$$\frac{\pi}{4}(D_2^2 - d_6^2) > \frac{Q_к}{[p]}; \quad \frac{3{,}14}{4}(7{,}5^2 - 6{,}3^2) = 13 > \frac{181}{90}.$$

Определение диаметра предохранительного штифта звездочки вертикального вала.

Расчетный момент принимаем на 25% больше номинального:

$$M_{p2} = 1{,}25 M_{к2} = 1{,}25 \cdot 6730 = 8410 \ кГ \cdot см.$$

Диаметр штифта из расчета на срез

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{4M_{p2}}{\pi R_1 \tau_{в\,ср} z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8410}{3{,}14 \cdot 6{,}0 \cdot 5600 \cdot 2}} \approx 0{,}4 \ см = 4 \ мм;$$

здесь R_1 — радиус расположения оси штифта (определяется конструктивно). В нашей конструкции $R_1 = 60$ *мм*; $\tau_{в\,ср}$ — расчетный предел прочности на срез. Для штифта из стали 45 можно принять $\tau_{в\,ср} = 5600 \ кГ/см^2$ (по данным из пособия [59]) z — число штифтов; принято $z = 2$.

Общий вид привода показан на фиг. 14.20.

Глава XV

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ

§ 55. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИЛОВОГО РЕДУКТОРА

Задание

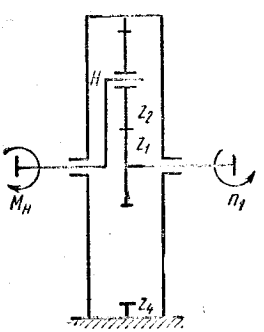
Спроектировать планетарный редуктор по схеме, показанной на фиг. 15.1.

Момент на выходном валу редуктора $M_H = 17$ *кГ · м*.

Передаточное число редуктора $i_p = 5{,}5$.

Угловая скорость ведущего вала $n_1 = 1460$ *об/мин*.

Редуктор предназначен для длительной работы с постоянным режимом нагрузки. Нагрузка со значительными толчками.



Фиг. 15.1. Кинематическая схема редуктора.

Расчет и конструирование

I. Кинематический расчет

1. Определение чисел зубьев колес.

Ориентируясь на указания, данные на стр. 104, принимаем число сателлитов $u = 3$, что должно обеспечить получение компактной конструкции и равномерность распределения нагрузки по сателлитам. Числа зубьев колес выражаем по уравнениям (5.11) через z_1 — число зубьев колокольного колеса

$$z_4 = (i_p - 1)\, z_1 = (5{,}5 - 1)\, z_1 = 4{,}5 z_1 = \frac{9}{2} z_1;$$

$$z_2 = \left(\frac{i_p}{2} - 1\right) z_1 = \left(\frac{5{,}5}{2} - 1\right) z_1 = 1{,}75\, z_1 = \frac{7}{4} z_1;$$

$$\gamma = \frac{i_p}{u} z_1 = \frac{5{,}5}{3} z_1 = \frac{11}{6} z_1.$$

Подбором (учитывая при этом, что должно соблюдаться

неравенство $z_1 \geqslant 17$) находим, что z_2, z_4 и γ будут целыми числами при $z_1 = 24$:

$$z_4 = 4{,}5 \cdot 24 = 108;\ z_2 = 1{,}75 \cdot 24 = 42;\ \gamma = \frac{5{,}5}{3} \cdot 24 = 44.$$

2. Проверка правильности выбора чисел зубьев.

Фактическое передаточное число редуктора при принятых числах зубьев

$$i_p = i_{1H}^{(4)} = 1 + \frac{z_4}{z_1} = 1 + \frac{108}{24} = 5{,}5.$$

Условие соосности (числа зубьев сателлитов):

$$z_2 = \frac{z_4 - z_1}{2} = \frac{108 - 24}{2} = 42.$$

Условие сборки:

$$\gamma = \frac{z_4 + z_1}{u} = \frac{108 + 24}{3} = 44 \text{ (целое число).}$$

Условие соседства [см. формулу (5.10а)]:

$$z_4 \sin\frac{180^\circ}{u} - z_2\left(1 + \sin\frac{180^\circ}{u}\right) = 108 \sin\frac{180^\circ}{3} - 42\left(1 + \sin\frac{180^\circ}{3}\right) = 15{,}2 > 2.$$

3. Определение угловых скоростей.

Угловая скорость водила (абсолютная)

$$n_H^{(4)} = \frac{n_1}{i_p} = \frac{1460}{5{,}5} = 268 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость солнечного колеса в относительном движении

$$n_1^{(H)} = n_1^{(4)} - n_H^{(4)} = 1460 - 268 = 1192 \text{ об/мин.}$$

Передаточное отношение между солнечным колесом и водилом в относительном движении (при остановленном водиле)

$$i_{12}^{(H)} = \frac{n_1^{(H)}}{n_2^{(H)}} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{42}{24} = -1{,}75.$$

Относительная угловая скорость сателлита

$$n_2^{(H)} = \frac{n_1^{(H)}}{i_{12}^{(H)}} = \frac{1192}{-1{,}75} = -682 \text{ об/мин.}$$

II. Определение к. п. д. передачи и вращающих моментов

1. Определение к. п. д.

Принимаем для всех опор подшипники качения. Смазка зацеплений — окунанием в масляную ванну. Точность изготовления

колес — Ст. 8-Х ГОСТ 1643-56 (см. стр. 71). При этом к. п. д. двух ступеней передачи (с внешним и внутренним зацеплениями) при остановленном водиле

$$\eta_{11}^{(H)} = 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 0{,}970.$$

К. п. д. планетарной передачи, согласно формуле (5.18),

$$\eta_{1H}^{(4)} = 1 - \left(1 - \frac{1}{i_{14}^{(H)}}\right)\left(1 - \eta_{14}^{(H)}\right) = 1 - \left(1 - \frac{1}{5{,}5}\right)(1 - 0{,}970) = 0{,}976.$$

К. п. д. редуктора с учетом потерь в двух парах подшипников, для каждой из которых $\eta_n = 0{,}99$,

$$\eta_p = \eta_{1H}^{(4)} \cdot \eta_n^2 = 0{,}976 \cdot 0{,}99^2 = 0{,}966.$$

2. Номинальный момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{M_H}{i_p \eta_p} = \frac{1700}{5{,}5 \cdot 0{,}966} = 320 \ кГ \cdot см.$$

III. Расчет зацепления на прочность

1. Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений.

Для получения наименьших габаритов передачи принимаем для всех колес сталь 40Х; термообработка — улучшение; при предполагаемых диаметрах заготовок до 150 *мм* по табл. 3.15 принимаем твердость *НВ* 260; предел прочности $\sigma_в = 9500 \ кГ/см^2$.

Передача предназначена для длительной работы, поэтому предполагаем, что число циклов нагружения зубьев всех колес $N_ц > 10^7$ и, следовательно, коэффициенты режима при расчетах на контактную прочность и изгиб $k_{рк} = k_{ри} = 1{,}0$ (см. стр. 82, 84).

Допускаемые контактные напряжения [см. формулу (3.59)]

$$[\sigma]_к = 28 HB k_{рк} = 28 \cdot 260 = 7260 \ кГ/см^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба для центральных колес при пульсирующем цикле [см. формулу (3.69)]

$$[\sigma_0]_и = \frac{1{,}6 \cdot \sigma_{-1}}{[n] k_\sigma} k_{ри}.$$

Предел выносливости по формуле (3.65)

$$\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + 1200 = 0{,}35 \cdot 9500 + 1200 = 4530 \ кГ/см^2.$$

Принимая для колес из поковок, прошедших улучшение, коэффициент запаса прочности $[n] = 1{,}5$ и эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба $k_\sigma = 1{,}6$ (см. стр. 84), получаем

$$[\sigma_0]_1 = \frac{1{,}6 \cdot 4530}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 3020 \ кГ/см^2,$$

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев сателлитов, работающих обеими сторонами, по формуле (3.70)

$$[\sigma_{-1}]_u = \frac{\sigma_{-1}}{[n]\, k_\sigma} k_{pu}.$$

При одинаковых материалах сателлитов и центральных колес

$$[\sigma_{-1}]_u = \frac{4530}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 1890 \ кГ/см^2.$$

2. Определение межосевого расстояния из расчета на контактную прочность.

При одинаковых допускаемых напряжениях для колес обеих пар расчет на прочность ведем для пары колес внешнего зацепления.

Так как $z_1 < z_2$, то шестерней является солнечное колесо z_1, а колесом — сателлит z_2.

Передаточное число рассчитываемой пары в относительном движении $i_{12}^{(H)} = 1{,}75$.

Коэффициент нагрузки в предположении несимметричного расположения колес относительно опор предварительно принимаем $K = 1{,}5$.

Приведенное число сателлитов (при трех сателлитах)

$$u' = u - 0{,}7 = 3 - 0{,}7 = 2{,}3.$$

Расчетный момент на шестерне

$$M_{pш} = M_1 \frac{K}{u'} = 320 \frac{1{,}5}{2{,}3} = 209 \ кГ \cdot см.$$

При $i_{12}^{(H)} = 1{,}75$ наибольшее значение коэффициента ширины колес в случае трех сателлитов (см. стр. 112)

$$\psi_A = \frac{1{,}5}{i_{12}^{(H)} + 1} = \frac{1{,}5}{1{,}75 + 1} = 0{,}545;$$

принимаем $\psi_A = 0{,}5$.

Требуемое межосевое расстояние [формула (3.6)]

$$A_{12} = (i_{12}^{(H)} + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_к}\right)^2 \cdot \frac{M_{pш}}{\psi_A\, i_{12}^{(H)}}} = (1{,}75 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1080}{7260}\right)^2 \frac{209}{0{,}5 \cdot 1{,}75}} = 4{,}8 \ см.$$

Модуль зацепления при суммарном числе зубьев $z_c = z_1 + z_2 = 24 + 42 = 66$:

$$m = \frac{2A_{12}}{z_c} = \frac{2 \cdot 48}{66} = 1{,}45 \ мм.$$

Согласно ГОСТ 9563-60 (см. табл. 3.2) принимаем $m = 1{,}5$ *мм*.

Межосевое расстояние при принятом модуле

$$A = \frac{mz_c}{2} = \frac{1{,}5 \cdot 66}{2} = 49{,}5 \ мм.$$

Рабочая ширина колес

$$B = \psi_A A = 0{,}5 \cdot 49{,}5 \approx 25 \text{ мм}.$$

3. Проверка прочности зубьев на изгиб.

По табл. 3.4 коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса: при $z_1 = 24$, $y_1 = 0{,}395$ и при $z_2 = 42$, $y_2 = 0{,}445$.

Расчетные напряжения изгиба в опасном сечении зуба шестерни формула (3.19)]

$$\sigma_1 = \frac{2M_{pш}}{y_1 m^2 B z_1} = \frac{2 \cdot 209}{0{,}395 \cdot 0{,}15^2 \cdot 2{,}5 \cdot 24} = 783 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma_0]_1.$$

То же зуба колеса

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{y_1}{y_2} = 783 \cdot \frac{0{,}395}{0{,}445} = 695 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma_{-1}]_2.$$

IV. Геометрический расчет передачи

1. Диаметры делительных окружностей в *мм*:

$d = mz$: $d_1 = 1{,}5 \cdot 24 = 36$;

$d_2 = 1{,}5 \cdot 42 = 63$;

$d_4 = 1{,}5 \cdot 108 = 162$.

2. Проверяем межосевые расстояния

$$A_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{36 + 63}{2} = 49{,}5 \text{ мм};$$

$$A_{42} = \frac{d_4 - d_2}{2} = \frac{162 - 63}{2} = 49{,}5 \text{ мм}.$$

3. Диаметры окружностей выступов и впадин в *мм*:

для колес с внешними зубьями

$D_e = d + 2m$: $D_{e1} = 36 + 2 \cdot 1{,}5 = 39$;

$D_{e2} = 63 + 2 \cdot 1{,}5 = 66$;

$D_i = d - 2{,}5m$: $D_{i1} = 36 - 2{,}5 \cdot 1{,}5 = 32{,}25$;

$D_{i2} = 63 - 2{,}5 \cdot 1{,}5 = 59{,}25$;

для колес с внутренними зубьями

$$D_{e4} = d_4 - 2m + \frac{15{,}2m}{z_4} = 162 - 2 \cdot 1{,}5 + \frac{15{,}2 \cdot 1{,}5}{108} = 159{,}211;$$

$$D_{i4} = d_4 + 2{,}5m = 162 + 2{,}5 \cdot 1{,}5 = 165{,}75.$$

4. Для удобства монтажа ширину центральных колес делаем несколько больше ширины сателлитов — на $\Delta_1 = 2{,}5$ *мм* с каждой стороны: $B_1 = B_4 = B + 2\Delta_1 = 25 + 2 \cdot 2{,}5 = 30$ *мм*. Ширина сателлитов $B_2 = B = 25$ *мм*.

V. Усилия в зацеплении

1. Окружные усилия в зацеплении, согласно фиг. 5.9,

$$P_{12} = P_{21} = P_{24} = P_{42} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 320}{3{,}6} = 178 \ кГ.$$

2. Радиальные усилия в зацеплении

$$T = P \operatorname{tg} \alpha = 178 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 65 \ кГ.$$

3. Давление на ось сателлита

$$P_{2H} = P_{H2} = 2P_{12} = 2 \cdot 178 = 356 \ кГ.$$

VI. Конструктивная схема редуктора и предварительный расчет основных деталей

Для получения наименьших габаритов редуктора принимаем следующую конструктивную схему редуктора и основных его деталей:

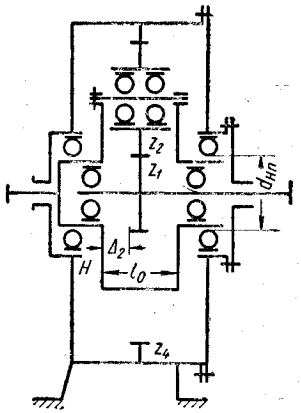
а) оси сателлитов крепим в водиле неподвижно, а подшипники устанавливаем в сателлитах (см., например, фиг. 5.14);

б) водило выполняем за одно целое с ведомым валом; подшипники устанавливаем в корпусе;

в) солнечное колесо выполняем заодно с ведущим валом; подшипники устанавливаем в водиле;

г) корончатое колесо запрессовываем в корпус редуктора;

д) корпус редуктора выполняем неразъемным с одной крышкой.



Фиг. 15.2. Конструктивная схема редуктора.

Конструктивная схема редуктора показана на фиг. 15.2.

Определяем предварительно размеры основных деталей.

1. Ось сателлита. В относительном движении ось сателлита нагружена постоянной силой

$$P_0 = \frac{P_{H2}}{u'} = \frac{356}{2{,}3} = 155 \ кГ.$$

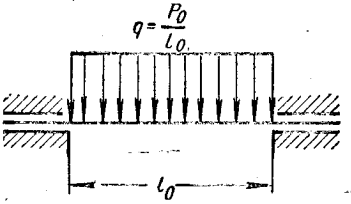
При симметричном расположении сателлита относительно водила эта сила действует в середине пролета оси. Принимая зазор между солнечным колесом и водилом $\Delta_2 = 2{,}5$ *мм*, находим длину пролета $l_0 = B_1 + 2\Delta_2 = 30 + 2 \cdot 2{,}5 = 35$ *мм*. При скользящей посадке в водиле ось можно рассчитывать как балку на двух опорах с пролетом $l = l_0 = 35$ *мм*. При малой длине оси оба подшипника

станут почти вплотную и можно считать, что ось будет нагружена по всему пролету равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью $q = \frac{P_0}{l_0}$ (фиг. 15.3). Изгибающий момент в опасном сечении (в середине пролета)

$$M = \frac{ql_0^2}{8} = \frac{P_0 l_0}{8} = \frac{155 \cdot 3{,}5}{8} = 68 \ кГ \cdot см.$$

Принимаем для оси сталь 45, нормализованную с $\sigma_T = 30 \ кГ/мм^2$ (см. табл. 3.15); учитывая значительные толчки, берем повышенный коэффициент запаса $[n_T] = 2{,}5$; при этом

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{30}{2{,}5} = 12{,}5 \ кГ/мм^2.$$



Фиг. 15.3. Схема нагружения оси сателлита.

Требуемый диаметр оси

$$D_0 \geqslant \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 68}{3{,}14 \cdot 1250}} = 0{,}82 \ см.$$

Окончательно диаметр оси будет установлен при подборе подшипников.

2. При трех сателлитах силы, действующие в зацеплении центральных колес, взаимно уравновешиваются, и при установке на выходном конце вала муфты ведущий вал работает только на кручение. Принимая допускаемое напряжение кручения $[\tau]_к = 400 \ кГ/см^2$ (см. стр. 163), находим диаметр выходного конца быстроходного вала:

$$d_Б = \sqrt[3]{\frac{16M_1}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 320}{3{,}14 \cdot 400}} = 1{,}59 \ см = 15{,}9 \ мм.$$

Выходной конец вала делаем шлицевым с прямобочным профилем зубьев, средней серии по ГОСТ 1139-58: $z \times d \times D = 6 \times 16 \times 20$.

Диаметр вала под уплотнение $d_{Бу} = 22 \ мм$, диаметр под подшипник $d_{Бп} = 25 \ мм$.

3. Ведомый вал — вал водила — при трех сателлитах также работает только на кручение. При тех же допускаемых напряжениях диаметр выходного конца тихоходного вала

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16M_H}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1700}{3{,}14 \cdot 400}} = 2{,}78 \ см = 27{,}8 \ мм.$$

Выходной конец тихоходного вала делаем с прямобочными шлицами средней серии по ГОСТ 1139-58: $z \times d \times D = 6 \times 28 \times 34$. Диаметр под уплотнение $d_{Ту} = 40 \ мм$, диаметр под подшипник — не менее 45 $мм$.

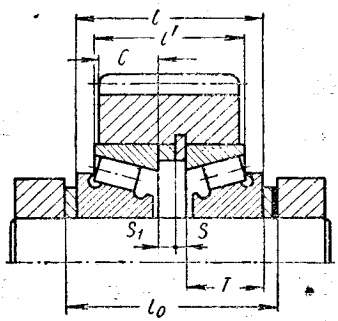
VII. Подбор подшипников. Подшипниковые узлы

1. Подшипники сателлита.

В сателлите устанавливаем два подшипника. Радиальная нагрузка на каждый подшипник

$$R = \frac{P_0}{2} = \frac{155}{2} = 77{,}5 \ кГ.$$

В относительном движении вращается наружное кольцо со скоростью $n_2^{(H)} = 682 \ об/мин$, поэтому принимаем кинематический коэффициент $K_к = 1{,}2$. Коэффициент динамичности принимаем $K_б = 1{,}8$ (учитывая значительные толчки) и температурный коэффициент $K_T = 1$ (см. стр. 209). Условная нагрузка на подшипник



Фиг. 15.4. Установка подшипников сателлита.

$$Q = RK_к K_б K_T = 77{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}8 = 168 \ кГ.$$

Задаемся желаемой долговечностью подшипников $h = 15\,000 \ ч$. Требуемый коэффициент работоспособности

$$C = Q\,(n_2^{(H)} h)^{0{,}3} = 168\,(682 \cdot 15\,000)^{0{,}3} = 21\,200.$$

Наибольший допустимый диаметр наружного кольца подшипника из условия его размещения в сателлите (см. стр. 115)

$$D_{max} = m\,(z_2 - 7) = 1{,}5\,(42 - 7) = 52{,}5 \ мм.$$

По каталогу подбираем подшипник, имеющий наименьшую ширину при $C \geqslant 21\,200$, $d \geqslant D_0 = 8{,}2 \ мм$ и $D \leqslant D_{max} = 52{,}5 \ мм$. Несмотря на отсутствие осевой нагрузки, выбираем роликоподшипник конический однорядный средней серии 7302 по ГОСТ 333-59, так как он имеет наименьшие размеры: диаметр $d = 15 \ мм$, наружный диаметр $D = 42 \ мм$ и наибольшую ширину $T_{max} = 14{,}5 \ мм$; коэффициент работоспособности $C = 26\,000$. Подшипник устанавливаем в сателлите с упором во внутреннее концентрическое кольцо (разрезное), вставленное в сателлит; толщина кольца $s = 1{,}7 \ мм$. Для увеличения расстояния между подшипниками и удобства их демонтажа, кроме разрезного кольца устанавливаем дополнительно дистанционное кольцо толщиной $s_1 = 2{,}3 \ мм$. При этом наибольший осевой размер всех деталей узла по внутренним кольцам (фиг. 15.4)

$$l = 2T + s_1 + s = 2 \cdot 14{,}5 + 2{,}3 + 1{,}7 = 33 \ мм$$

и по наружным кольцам

$$l' = 2c + s_1 + s = 2 \cdot 11 + 2{,}3 + 1{,}7 = 26 \ мм.$$

При ширине сателлита $B_2 = 25$ *мм* внутренние кольца подшипника выступают из него по 4 *мм* на сторону, а наружные — по 0,5 *мм*. Положение подшипников на оси фиксируют и регулируют двумя кольцами и набором прокладок.

2. Подшипники быстроходного вала.

Поскольку подшипники быстроходного вала не нагружены, их размеры определяем из конструктивных соображений. Для возможности монтажа солнечного колеса через водило отверстие в последнем должно быть несколько больше $D_{e_1} = 39$ *мм*. Быстроходный вал устанавливаем с осевой фиксацией на одной из опор и второй опорой плавающей. Для фиксации подшипника в водиле необходимо предусмотреть буртики или внутренние кольца. Следовательно, диаметр наружного кольца подшипника со стороны выходного конца вала должен быть 45—47 *мм*. Выбираем шарикоподшипник особо легкой серии 1000105 по ГОСТ 8338-57 с размерами $d \times D \times B = 25 \times 47 \times 8$ *мм*; для второй опоры выбираем подшипник 1000104 с размерами $d \times D \times B = 20 \times 42 \times 8$ *мм*.

3. Подшипники водила.

Размеры подшипников водила, ввиду отсутствия нагрузок на них, определяем также из конструктивных соображений, а именно: диаметр тихоходного вала увеличиваем так, чтобы в нем разместился подшипник 1000105; принимая толщину ступицы 6—7 *мм*, получаем диаметр под подшипник $d_{Hn} = 60$ *мм* (см. фиг. 15.2). Выбираем шарикоподшипник сверхлегкой серии 1000912 по ГОСТ 8338-57 с размерами $d \times D \times B = 60 \times 85 \times 13$ *мм*. Подшипники на обеих опорах одинаковые. Ввиду незначительной угловой скорости и небольшого расстояния между подшипниками устанавливаем их «враспор»; положение подшипников регулируем прокладками между корпусом и крышкой подшипника.

VIII. Компоновка редуктора. Уточнение размеров осей и валов и их проверочный расчет

1. Ось подшипника сателлита.

Диаметр оси увеличиваем до диаметра подшипника, т. е. до $D_0 = 15$ *мм*; ось делаем полой с внутренним диаметром $d_0 = 0{,}5D_0 \approx 8$ *мм*.

Фактические напряжения изгиба в опасном сечении

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{M_u}{\frac{\pi}{32} D^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{D_0}\right)^4\right]} = \frac{320}{\frac{3{,}14}{32} 0{,}15^3 \left[1 - \left(\frac{8}{15}\right)^4\right]} = 222 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma]_u.$$

2. Длину рабочей части выходного конца быстроходного вала (длину полного профиля шлицев) принимаем $l_Б = 1{,}5\,D = 1{,}5 \times 20 = 30$ *мм* и проверяем зубья на смятие по формуле (8.25).

Средний радиус зубчатого соединения

$$R_{ср} = \frac{D+d}{4} = \frac{2+1,6}{4} = 0,9 \text{ см};$$

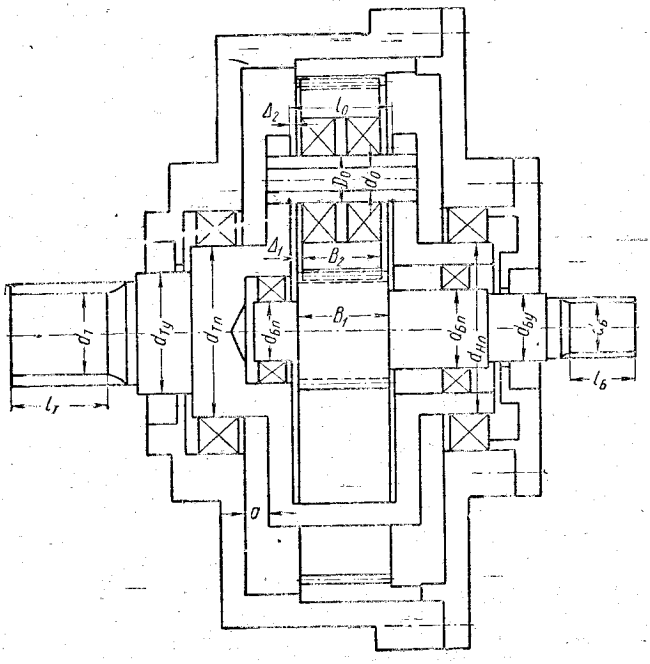
при размере фаски $f = 0,03$ *см* расчетная площадь смятия

$$F = \left(\frac{D-d}{2} - 2f\right) l_Б = \left(\frac{2-1,6}{2} - 2 \cdot 0,03\right) 3 = 0,42 \text{ см}^2.$$

Напряжения смятия при числе зубьев $z = 6$

$$\sigma_{см} = \frac{M_1}{0,75\, zFR_{ср}} = \frac{320}{0,75 \cdot 6 \cdot 0,42 \cdot 0,9} = 189 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma]_{см}$$

($[\sigma]_{см} = 400$ *кГ/см*^{2} см. табл. 8.12).



Фиг. 15.5. Эскизная компоновка редуктора.

3. Длину рабочей части выходного конца тихоходного вала принимаем

$$l_T = 1,5D = 1,5 \cdot 34 \approx 50 \text{ мм}.$$

Средний радиус шлицевого соединения

$$R_{ср} = \frac{3,4+2,8}{4} = 1,55 \text{ см}.$$

Размер фаски $f = 0{,}04$ *см*; при этом

$$F = \left(\frac{3{,}4 - 2{,}6}{2} - 2 \cdot 0{,}04\right) 5 = 1{,}1 \text{ см}^2;$$

$$\sigma_{см} = \frac{1700}{0{,}75 \cdot 6 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}55} = 221 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma]_{см}.$$

4. Фиксация оси сателлита в водиле.

Ось фиксируем установочным винтом, диаметр которого выбираем равным 4 *мм*. При этом толщину щеки водила принимаем 8—10 *мм*. Назначив зазор a (фиг. 15.5) между деталями редуктора и корпусом (см. стр. 164) и определив толщину стенки корпуса, размеры подшипниковых гнезд и уплотнений, а также размеры корончатого колеса, приступаем к эскизной компоновке редуктора (фиг. 15.5). Затем определяем размеры арматуры и всех остальных деталей редуктора и заканчиваем его компоновку.

IX. Некоторые конструктивные элементы редуктора

1. Основные элементы редуктора располагаются внутри корончатого колеса, запрессованного в корпусе; вследствие этого монтаж всех деталей производят в осевом направлении. Корпус выполняем неразъемным с одной крышкой со стороны быстроходного вала. Расточка под подшипники в упор — через крышку в стенку корпуса.

2. Корончатое колесо запрессовывают до упора в корпус, поджимают крышкой и крепят от проворачивания стопорным винтом.

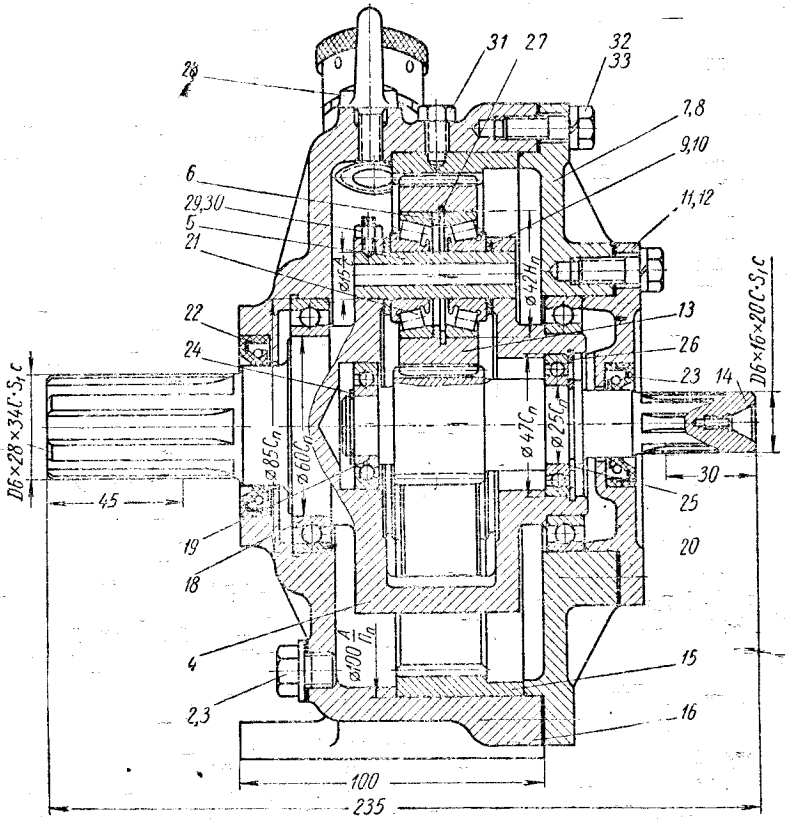
3. Уровень масла контролируют через две контрольные пробки. Для заполнения маслом используют отверстие для отдушины, для слива — маслоспускное отверстие, закрытое пробкой.

4. Редуктор устанавливают на лапах, отлитых вместе с корпусом. Для транспортирования редуктора предусмотрен один грузовой винт (рым-болт). Все размеры элементов корпуса определены в соответствии с рекомендациями, приведенными на стр. 270, 271.

5. Смазка подшипников — разбрызгиванием масла из корпуса редуктора при вращении водила с сателлитами. При небольшой окружной скорости в местах уплотнения (до 1 *м/сек*) применены манжетные уплотнения, установленные плотно в крышке подшипника и в корпусе.

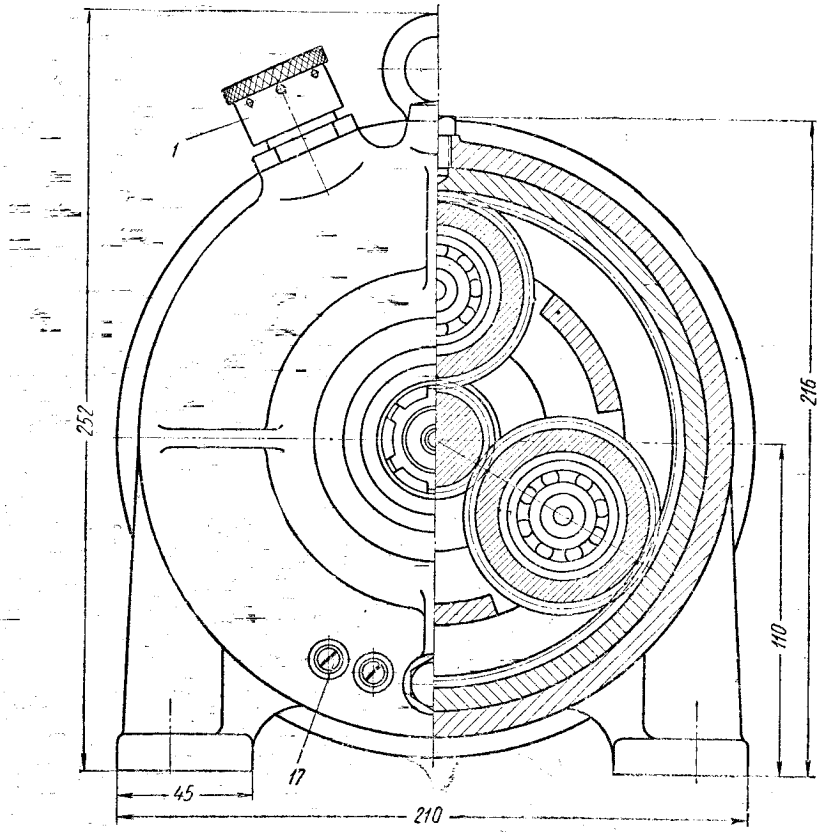
6. Для демонтажа солнечного колеса и подшипников в быстроходном валу оставлены центровые отверстия с нарезкой; эти же отверстия можно использовать для крепления торцовых шайб.

Сборочный чертеж редуктора показан на фиг. 15.6.



Фиг. 15.6. Сбороч-

33		Шайба пружинная 8	12	Сталь 65Г	ГОСТ . . .
32		Болт М8×25	12	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
31		Винт М8×15	1	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
30		Винт М4×12	3	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
29		Гайка М4	3	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
28		Винт грузовой М8	1	Сталь 25	ГОСТ . . .
27		Кольцо ВК-42	3	Сталь 65Г	ГОСТ . . .
26		Кольцо ВЭ-47	1	Сталь 65Г	ГОСТ . . .
25		Кольцо НЭ-25	1	Сталь 65Г	ГОСТ . . .
24		Кольцо НЭ-20	1	Сталь 65Г	ГОСТ . . .
23		Уплотнительное кольцо 22×40	1	—	ГОСТ . . .
22		Уплотнительное кольцо 40×60	1	—	ГОСТ . . .
21		Роликоподшипник 7302	6	—	ГОСТ . . .
20		Шарикоподшипник 1000105	1	—	ГОСТ . . .
19		Шарикоподшипник 1000104	1	—	ГОСТ . . .
18		Шарикоподшипник 1000912	2	—	ГОСТ . . .
17	РП.00.16	Пробка контрольная	2	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
16	РП.00.15	Корпус	1	Чугун СЧ 15-32	
15	РП.00.14	Колесо корончатое	1	Сталь 40Х	
14	РП.00.13	Вал-шестерня	1	Сталь 40Х	
13	РП.00.12	Сателлит	3	Сталь 40Х	
12	РП.00.11	Прокладка	1	Сталь 10	Набор
11	РП.00.10	Крышка подшипника	1	Чугун СЧ 12-28	
10	РП.00.09	Прокладки регулировочные		Сталь 10	Набор
9	РП.00.08	Кольцо	6	Сталь Ст. 3	
8	РП.00.07	Прокладка	1	Сталь 10	



ный чертеж редуктора.

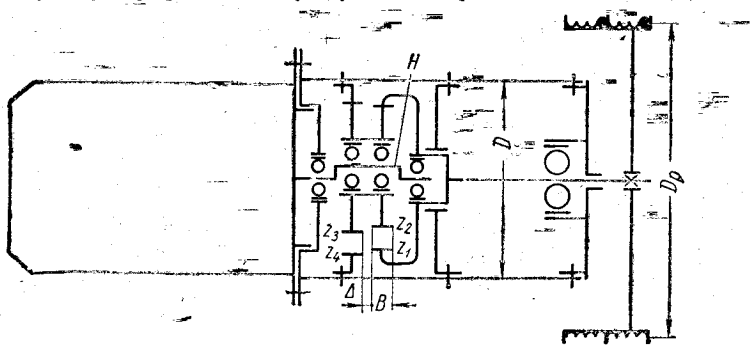
№ позиции	Обозначение	Наименование	Количество	Материал	Примечания
7	РП.00.06	Крышка	1	Чугун СЧ 15-32	
6	РП.00.05	Кольцо дистанционное	3	Сталь Ст. 3	
5	РП.00.04	Ось сателлита	3	Сталь 45	
4	РП.00.03	Водило	1	Сталь 40Х	
3	РП.00.02	Прокладка	1	Резина маслостойкая	
2	РП.00.01	Пробка	1	Сталь Ст. 3	
1	РП.01.00	Отдушина	1	—	Узел

		Подп.	Дата	Редуктор планетарный	РП.00.00		
					Литер	Вес	Масштаб
Констр.	Фамил.						1 : 1
Проверил	Фамил.						
Принял	Фамил.				Лист	Всего листов	

§ 56. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА С БОЛЬШИМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ЧИСЛОМ

Задание

Рассчитать и спроектировать планетарный редуктор механизма управления триммерами [1] руля самолета (типа УТ-1). На выходном валу редуктора укреплен двухручейный ролик для наматывания



Фиг. 15.7. Схема механизма.

тросов. Редуктор необходимо комплектовать с электродвигателем, размеры которого не должны выходить за габариты механизма. Схема механизма показана на фиг. 15.7.

Исходные данные для проектирования:

Полезное натяжение тросов . . . . . $S = 95$ *н.*
Начальное натяжение тросов . . . . . $S_0 = 50$ *н.*
Скорость тросов . . . . . $v = 0{,}0175$ *м/сек.*
Расчетный диаметр ролика . . . . . $D_p = 82{,}5$ *мм.*
Габариты (диаметр) механизма . . . . . $D \leqslant 54$ *мм.*

Сателлиты на подшипниках качения. Смазка зацепления — консистентная.

Режим работы — повторно-кратковременный. Срок службы — 1500 включений продолжительностью до 1 *мин* каждое.

Расчет и конструирование

I. Выбор электродвигателя

1. Мощность на выходном валу редуктора

$$N = Sv = 95 \cdot 0{,}0175 = 1{,}66 \text{ вт.}$$

2. Угловая скорость ролика, она же угловая скорость колокольного колеса

$$\omega_1 = \frac{2v}{D_p} = \frac{2 \cdot 0{,}0175}{82{,}5 \cdot 10^{-3}} = 0{,}424 \text{ рад/сек.}$$

[1] Триммер — поверхность, расположенная на задней плоскости руля направления, отклонением которой можно снять силу на рычаге рулевого управления.

3. Электродвигатель, требуемый в данном случае, должен иметь диаметр не свыше 54 *мм*; такие двигатели (применяемые в системах управления самолетами) имеют $n = 5500$ *об/мин*.

При этом угловая скорость водила, связанного с валом двигателя,

$$\omega_H = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14}{30} \cdot 5500 = 576 \text{ рад/сек}.$$

4. Передаточное число редуктора с ведущим водилом и ведомым центральным колесом

$$i_p = i_{H1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{576}{0{,}424} = 1363.$$

5. Для выбора электродвигателя определяем к. п. д. редуктора. При установке сателлита на подшипниках качения и при двух парах зубчатых колес внутреннего зацепления к. п. д. двухступенчатой передачи при остановленном водиле

$$\eta_{14}^{(H)} = \eta^2 = 0{,}99^2 = 0{,}98.$$

К. п. д. планетарной передачи по формуле (5.19)

$$\eta_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 + (i_{H1}^{(4)} - 1)\left(\frac{1}{\eta_{14}^{(H)}} - 1\right)} = \frac{1}{1 + (1363 - 1)\left(\frac{1}{0{,}98} - 1\right)} = 0{,}0358.$$

К. п. д. редуктора с учетом потерь в двух парах подшипников, для которых $\eta_n = 0{,}99$,

$$\eta_p = \eta_{H1}^{(4)} \cdot \eta_n^2 = 0{,}0358 \cdot 0{,}99^2 = 0{,}0351.$$

6. Требуемая мощность электродвигателя

$$N_д = \frac{N}{\eta_p} = \frac{1{,}66}{0{,}0351} = 47{,}3 \text{ вт}.$$

Выбираем двигатель МУ-220, имеющий мощность $N_д = 50$ *вт*, угловую скорость $n_д = 5500$ *об/мин*, наибольший диаметр 52 *мм*, длину 100 *мм* и посадочный диаметр фланца 35 *мм*. Диаметр вала $d_д = 6$ *мм*.

II. Выбор чисел зубьев колес и кинематический расчет передачи

1. По графику на фиг. 5.8 находим, что некорригированную передачу с передаточным числом $i_p = 1363$ можно осуществить при $z_c = 6$ и $z_p = 1$; $z_c = 7$ и $z_p = 1$; $z_c = 5$ и $z_p = 2$. Наименьшее число зубьев колокольного колеса, а следовательно, и всех колес передачи будет при $z_c = 6$ и $z_p = 1$. Подставляя эти значения в уравнение (5.15), получаем

$$z_1^2 - z_1(6 - 1) - 1363 \cdot 6 \cdot 1 = 0,$$

откуда $z_1 = 92{,}8$. Принимаем $z_1 = 93$, и на основании формулы (5.16) находим числа зубьев остальных колес:

$$z_2 = z_1 - z_c = 93 - 6 = 87;$$
$$z_3 = z_2 + z_p = 87 + 1 = 88;$$
$$z_4 = z_1 + z_p = 93 + 1 = 94.$$

Передаточное число по формуле (5.17)

$$i_p = \frac{z_1 z_3}{z_c z_p} = \frac{93 \cdot 88}{6 \cdot 1} = 1364.$$

Нетрудно убедиться, что остальные варианты z_c и z_p дают бо́льшие отклонения i_p от заданного передаточного числа. Угловая скорость ведомого вала

$$\omega_1 = \frac{\omega_H}{i_p} = \frac{576}{1364} = 0{,}423 \ \textit{рад/сек}.$$

2. Относительная угловая скорость колокольного колеса

$$\omega_1^{(H)} = \omega_1 - \omega_H = 0{,}423 - 576 = -575{,}577 \ \textit{рад/сек}.$$

3. Передаточное отношение между сателлитом и колокольным колесом в относительном движении

$$i_{21}^{(H)} = \frac{\omega_2^{(H)}}{\omega_1^{(H)}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{93}{87} = 1{,}069.$$

Относительная угловая скорость сателлита

$$\omega_2^{(H)} = \omega_1^{(H)} i_{21}^{(H)} = -575{,}577 \cdot 1{,}069 = -615 \ \textit{рад/сек}.$$

III. Геометрический расчет передачи

1. Исходя из условия размещения передачи в габаритах механизма, задаемся диаметром делительной окружности корончатого колеса d_4, несколько меньшим диаметра механизма D:

$$d_4 \leqslant D - 15 = 54 - 15 = 39 \ \textit{мм}.$$

При этом модуль зацепления $m = \frac{d_4}{z_4} = \frac{39}{94} = 0{,}414 \ \textit{мм}$. Согласно ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 0{,}4 \ \textit{мм}$.

2. Диаметры делительных окружностей колес в *мм*:

$d = mz$:
$$d_1 = 0{,}4 \cdot 93 = 37{,}2;$$
$$d_2 = 0{,}4 \cdot 87 = 34{,}8;$$
$$d_3 = 0{,}4 \cdot 88 = 35{,}2;$$
$$d_4 = 0{,}4 \cdot 94 = 37{,}6.$$

3. Диаметры окружностей выступов и впадин колес с внутренними зубьями в *мм*:

$D_e = d - 2m + \frac{15{,}2m}{z}$: $\quad D_{e1} = 37{,}2 - 2 \cdot 0{,}4 + \frac{15{,}2 \cdot 0{,}4}{93} = 36{,}4655;$

$\quad D_{e4} = 37{,}6 - 2 \cdot 0{,}4 + \frac{15{,}2 \cdot 0{,}4}{94} = 36{,}8648;$

$D_i = d + 2{,}5\,m$: $\quad D_{i1} = 37{,}2 + 2{,}5 \cdot 0{,}4 = 38{,}2;$

$\quad D_{i4} = 37{,}6 + 2{,}5 \cdot 0{,}4 = 38{,}6.$

Для колес с внешними зубьями

$D_e = d + 2m$: $\quad D_{e2} = 34{,}8 + 2 \cdot 0{,}4 = 35{,}6;$

$\quad D_{e3} = 35{,}2 + 2 \cdot 0{,}4 = 36{,}0;$

$D_i = d - 2{,}5m$: $\quad D_{i2} = 34{,}8 - 2{,}5 \cdot 0{,}4 = 33{,}8;$

$\quad D_{i3} = 35{,}2 - 2{,}5 \cdot 0{,}4 = 34{,}2.$

4. Межосевое расстояние

$$A = \frac{mz_c}{2} = \frac{0{,}4 \cdot 6}{2} = 1{,}2 \text{ мм}.$$

IV. Усилия в зацеплении

1. Вращающий момент на ведомом валу

$$M_1 = \frac{SD_p}{2} = \frac{95 \cdot 82{,}5 \cdot 10^{-3}}{2} = 3{,}92 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

2. Вращающий момент на ведущем валу

$$M_н = \frac{M_1}{i_p \eta_p} = \frac{3{,}92}{1364 \cdot 0{,}0351} = 0{,}082 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

3. Окружное усилие в зацеплении пары колес z_1 и z_2

$$P_{12} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 3{,}92}{37{,}2 \cdot 10^{-3}} = 211 \text{ н}.$$

Радиальное усилие

$$T_{12} = P_{12} \operatorname{tg} \alpha = 211 \operatorname{tg} 20^\circ = 77 \text{ н}.$$

4. Усилия в зацеплении пары колес z_4 и z_3

$$P_{43} = P_{12} \frac{d_2}{d_3} = 211 \frac{34{,}8}{35{,}2} = 209 \text{ н};$$

$$T_{43} = P_{43} \operatorname{tg} \alpha = 209 \operatorname{tg} 20^\circ = 76 \text{ н}.$$

При небольшой разности диаметров зубчатых колес, составляющих двойной сателлит, усилия в зацеплении обеих пар колес можно считать практически одинаковыми.

V. Расчет зацепления на прочность

1. Обе ступени редуктора — передачи внутреннего зацепления с одинаковым межосевым расстоянием. Расчет на прочность — определение ширины колес — производим для более нагруженной ступени, т. е. для пары колес z_1-z_2. Так как $z_2 < z_1$, то шестерней является сателлит z_2, а колесом — колокольное колесо z_1. Передаточное число рассчитываемой пары $i_{21}^{(H)} = 1{,}069$ (см. стр. 490).

2. Срок службы передачи при 1500 включениях продолжительностью 60 *сек* каждое: $T = 60 \cdot 1500 = 90\,000$ *сек*. Число циклов нагружения в относительном движении при одном сателлите по формуле (5.20)

$$N = 0{,}159 T\omega^{(H)} = 0{,}159 \cdot 90\,000\,\omega^{(H)} = 14350\,\omega^{(H)};$$

$$N_1 = 14\,350 \cdot 575{,}577 = 0{,}825 \cdot 10^7;$$

$$N_2 = 14350 \cdot 615 = 0{,}878 \cdot 10^7.$$

При одинаковых материалах колес коэффициенты режима определяем по большему значению $N_ц = N_2 = 0{,}878 \cdot 10^7$: при расчете на контактную прочность

$$k_{pк} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_ц}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{0{,}878 \cdot 10^7}} = 1{,}02;$$

при расчете на изгиб $k_{pи} = 1$ (так как $N_ц > 5 \cdot 10^6$).

3. При выборе материала колес учитываем следующие обстоятельства. Для передач внутреннего зацепления с небольшим межосевым расстоянием и малым передаточным числом нагрузочная способность может ограничиваться не выносливостью рабочих поверхностей, а прочностью на изгиб; поэтому материал зубьев должен иметь высокий предел прочности. При больших скоростях передачи зубья должны обрабатываться с высокой точностью, поэтому окончательную обработку зубьев следует производить после их термической обработки; рабочие поверхности можно подвергать обработке при твердости не более *НВ* 350.

Учитывая изложенное, а также примерно одинаковые условия работы всех колес передачи, принимаем для них сталь 30ХГС с пределом прочности $\sigma_в = 1020$ *Мн/м*^{2}; термообработка — нормализация; твердость *НВ*235 (см. табл. 3.15).

Допускаемые контактные напряжения [формула (3.59)]

$$[\sigma]_к = 2{,}75 HB k_{pк} = 2{,}75 \cdot 235 \cdot 1{,}02 = 644\ Мн/м^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба при реверсивной нагрузке определяем по формуле (3.70). Предел выносливости материала по формуле (3.65)

$$\sigma_{-1} = 0{,}35\,\sigma_в + 118 = 0{,}35 \cdot 1020 + 118 = 476\ Мн/м^2.$$

Принимая коэффициент запаса прочности для поковок нормализованных $[n] = 1{,}5$ и эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба для нормализованных колес $k_\sigma = 1{,}6$ (см.

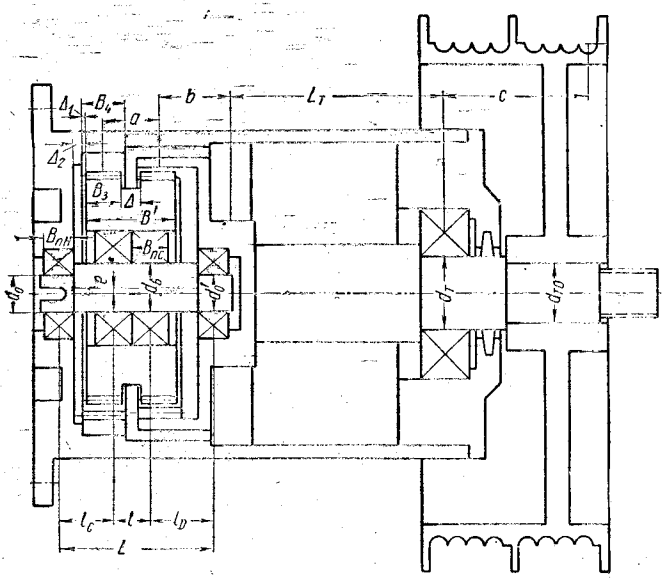
стр. 84), получаем допускаемые напряжения при двусторонней работе зубьев

$$[\sigma_{-1}]_u = \frac{\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} k_{pu} = \frac{476}{1{,}5 \cdot 1{,}6} = 198 \ \text{Мн/м}^2.$$

4. Окружная скорость в зацеплении

$$v = \frac{1}{2} d_1 \omega_1 = \frac{1}{2} \cdot 37{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 575{,}577 = 10{,}7 \ \text{м/сек}.$$

Для данной скорости передачи назначаем точность изготовления колес Ст. 7-Х ГОСТ 1643 (см. стр. 70); при этом динамический



Фиг. 15.8. Эскизная компоновка редуктора.

коэффициент $K_{дин} = 1{,}5$ (см. табл. 3.9). Полагая относительную ширину колес $\psi_d = \frac{B}{d} < 0{,}4$ при несимметричном расположении одного из колес (колокольного) относительно опор, находим по табл. 3.12 $K'_{кц} = 1{,}2$. При незначительных колебаниях нагрузки $x = 0{,}6$; при этом коэффициент концентрации нагрузки (см. стр. 71) $K_{кц} = K'_{кц}(1 - x) + x = 1{,}2\,(1 - 0{,}6) + 0{,}6 = 1{,}08$. Общий коэффициент нагрузки $K = K_{дин} K_{кц} = 1{,}5 \cdot 1{,}08 = 1{,}62$ и расчетная нагрузка $P_p = P_{12} K = 211 \cdot 1{,}62 = 342$ *н*.

5. Минимальная ширина зубчатых колес из условия контактной прочности по формуле (3.9, *а*) при $d_{дк} = d_1$

$$B = \left(\frac{0{,}482 \cdot 10^6}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{P_p (i_{21}^{(H)} - 1)}{d_1} =$$

$$= \left(\frac{0{,}482 \cdot 10^6}{644 \cdot 10^6}\right)^2 \cdot \frac{342\,(1{,}069 - 1)}{37{,}2 \cdot 10^{-3}} = 0{,}348 \cdot 10^{-3} \ \text{м} = 0{,}348 \ \text{мм}.$$

6. Минимальная ширина колес из условия прочности зубьев на изгиб при коэффициенте формы зуба шестерни $y_2 = 0{,}48$ ($z_2 = 87$) по формуле (3.22)

$$B = \frac{P_p}{y_2 [\sigma_{-1}]_u m} = \frac{342}{0{,}48 \cdot 198 \cdot 10^6 \cdot 0{,}4 \cdot 10^{-3}} = 9 \cdot 10^{-3}\ м = 9\ мм.$$

Следовательно, размеры передачи определяются прочностью зубьев на изгиб. Принимаем ширину колес $B_2 = B_3 = 9$ *мм* и ширину канавки для выхода долбяка $\Delta = 3$ *мм* (см. фиг. 15.7). При этом полная ширина блока сателлитов

$$B' = 2B_3 + \Delta = 2 \cdot 9 + 3 = 21\ мм.$$

Ширина корончатого и колокольного колес (фиг. 15.8)

$$B_1 = B_4 = B_2 + 2\Delta_1 = 9 + 2 \cdot 0{,}5 = 10\ мм.$$

VI. Эскизная компоновка редуктора и предварительный расчет основных деталей

При небольшом межосевом расстоянии $A = 1{,}2$ *мм* водило выполняем в виде эксцентрикового валика с эксцентриситетом $e = A$. На выходном конце валика вырезаем канавку для соединения с валом электродвигателя. Один подшипник валика устанавливаем в корпусе редуктора, второй — в колокольном колесе. В проектируемом механизме кроме редуктора размещены детали электрической системы; так как ведомый вал имеет небольшую угловую скорость при незначительных нагрузках, то в качестве опор для него принимаем: со стороны колокольного колеса — подшипник скольжения из электроизоляционного материала, со стороны ролика, т. е. на выходном конце, — подшипник качения. Эскизная компоновка редуктора показана на фиг. 15.8.

Определяем ориентировочно диаметры валов.

1. Быстроходный вал — эксцентриковый валик водила. Диаметр выходного конца валика принимаем равным диаметру валика двигателя: $d_0 = d_\partial = 6$ *мм*. С целью унификации подшипников диаметр второго конца валика делаем таким же: $d_0' = d_0 = 6$ *мм*. Диаметр валика в среднем сечении определяем из условия возможности монтажа подшипников сателлита; для того чтобы подшипник прошел по всему валику, необходимо, чтобы (см. фиг. 15.8)

$$d_Б \geqslant 2\left(\frac{d_0'}{2} + e\right) = 2\left(\frac{6}{2} + 1{,}2\right) = 8{,}4\ мм;$$

принимаем $d_Б = 9$ *мм*.

2. Тихоходный вал. Диаметр вала в опасном сечении — над

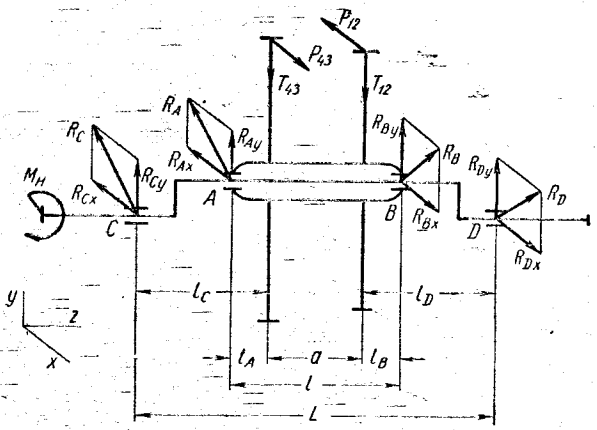
опорой со стороны ролика — при пониженном допускаемом напряжении кручения $[\tau]_к = 12{,}5\ Мн/м^2$:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16\,M_1}{\pi\,[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3{,}92}{3{,}14 \cdot 12{,}5 \cdot 10^6}} = 11{,}7 \cdot 10^{-3}\ м = 11{,}7\ мм;$$

принимаем $d_T = 12\ мм$, при этом диаметр выходного конца тихоходного вала $d_{T0} = 10\ мм$.

VII. Подбор подшипников

1. Схема нагружения сателлита и водила показана на фиг. 15.9. Опоры сателлита обозначены A и B, опоры водила C и D. Реакции соответствующих опор определяются обычными методами механики.



Фиг. 15.9. Схема нагружения сателлита и водила.

Ввиду небольшой разницы между усилиями в зацеплении обеих пар колес, принимаем их равными:

$$P = P_{12} = P_{43} = 209\ н \quad \text{и} \quad T = T_{12} = T_{43} = 76\ н.$$

Располагая сателлит симметрично относительно опор, т. е. принимая $l_A = l_B$ и $l_C = l_D$, получаем

$$R_A = R_B = P\sqrt{\left(\frac{a}{l}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\alpha};$$

$$R_C = R_D = P\sqrt{\left(\frac{a}{L}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\alpha},$$

где α — угол зацепления.

В проектируемой передаче расстояние между плоскостями действия сил P будет $a = 2\frac{B_3}{2} + \Delta = 9 + 3 = 12\ мм$. Принимая

предварительно ширину подшипников (вместе с крепящими деталями) равной их диаметру, получаем для подшипников водила $B_{пН} = 6$ *мм* и сателлита $B_{пс} = 9$ *мм*. При этом расстояние между соответствующими опорами (см. фиг. 15.8)

$$l = 2\frac{B_{пс}}{2} = 9 \text{ мм};$$

$$L = a + 2\frac{B_4}{2} + 2\Delta_2 + 2\frac{B_{пН}}{2} = 12 + 10 + 2 \cdot 2 + 6 = 32 \text{ мм}.$$

Подставляя полученные величины, определяем реакции опор

$$R_A = R_B = 209\sqrt{\left(\frac{12}{9}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 20^\circ} = 278 \text{ н};$$

$$R_C = R_D = 209\sqrt{\left(\frac{12}{32}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 20^\circ} = 111 \text{ н}.$$

2. Подбор подшипников сателлита. Радиальная нагрузка на каждый из подшипников сателлита $R = R_A = 278$ *н*. Угловая скорость наружного кольца подшипника в относительном движении $\omega_2^{(H)} = 615$ *рад/сек*. Требуемая долговечность подшипника $T = 90\,000$ *сек*. Принимая кинематический коэффициент $K_к = 1{,}2$, коэффициент динамичности $K_б = 1{,}5$ и температурный коэффициент $K_T = 1$ (см. стр. 207—209), находим условную нагрузку на подшипник

$$Q = RK_кK_бK_T = 278 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 500 \text{ н}.$$

Требуемый коэффициент работоспособности (см. табл. 3.1)

$$C = 0{,}0172Q\,(\omega_2^{(H)}T)^{0{,}3} = 0{,}0172 \cdot 500\,(615 \cdot 90\,000)^{0{,}3} = 1800.$$

По диаметру $d_Б = 9$ *мм* и требуемому коэффициенту работоспособности выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный сверхлегкой серии 1000099 по ГОСТ 8338-57 с габаритами $d \times D \times B = 9 \times 20 \times 6$ *мм* и коэффициентом работоспособности $C = 3800$.

3. Подшипники водила. Радиальная нагрузка на подшипник $R = R_C = 111$ *н*, угловая скорость вращения внутреннего кольца $\omega_H = 576$ *рад/сек*, поправочные коэффициенты $K_к = 1$, $K_б = 1{,}5$ и $K_T = 1$.

Условная нагрузка на подшипник $Q = 111 \cdot 1 \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 166$ *н*.

Требуемый коэффициент работоспособности

$$C = 0{,}0172 \cdot 166\,(576 \cdot 90\,000)^{0{,}3} = 584.$$

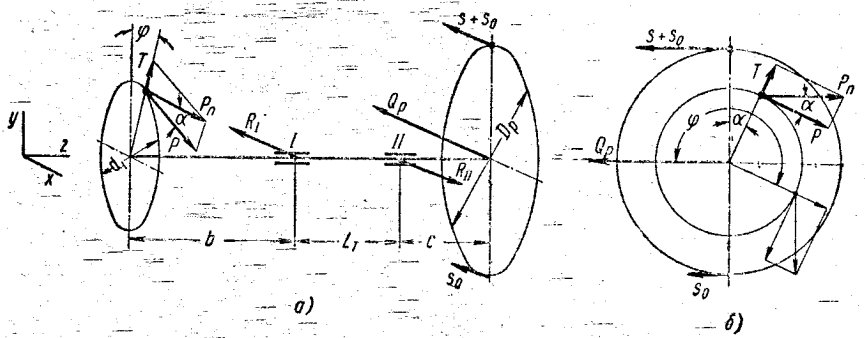
По диаметру $d_0 = 6$ *мм* и требуемому коэффициенту работоспособности выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный сверхлегкой серии 1000096 по ГОСТ 8338-57 с габаритами $d \times D \times B = 6 \times 15 \times 5$ *мм* и коэффициентом работоспособности $C = 1400$.

4. Подшипники тихоходного вала. Схема нагружения тихоходного вала показана на фиг. 15.10. Здесь: S — полезное натяжение троса; S_0 — начальное натяжение троса и $Q_p = S + 2S_0 = 95 +$

$+ 2 \cdot 50 = 195$ *н* — давление на вал со стороны ролика; направление этих сил сохраняется постоянным при любом направлении вращения ролика; P_n — полное давление на зубья колеса, причем

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{209}{\cos 20^\circ} = 225 \text{ н}.$$

При вращении вала сила P_n меняет свое направление вместе с поворотом водила; при этом изменяются величина и направление опорных реакций. При повороте водила на угол φ между плоскостями действия сил Q_p и P_n образуется угол $\varphi - \alpha$ (см. фиг. 15.10).



Фиг. 15.10. Схема нагружения тихоходного вала.

Опорные реакции будут наибольшими при $\varphi = 90^\circ + \alpha$, когда плоскости параллельны, а силы Q_p и P_n направлены в противоположные стороны. При этом реакции опор

$$R_I = \frac{P_n(b + L_T) + Q_p c}{L_T}, \qquad R_{II} = \frac{P_n b + Q_p(c + L_T)}{L_T},$$

где c — расстояние от опоры до троса в крайнем его положении.

Исходя из условия размещения деталей механизма и габаритов ролика для проектируемого механизма $b = 13$ *мм*, $L_T = 30$ *мм* и $c = 24$ *мм*. В таком случае

$$R_I = \frac{225(13 + 30) + 195 \cdot 24}{30} = 494 \text{ н}.$$

$$R_{II} = \frac{225 \cdot 13 + 195(24 + 30)}{30} = 450 \text{ н}.$$

Условная нагрузка на подшипник *II* при вращающемся внутреннем кольце

$$Q = R_{II} K_к K_б K_T = 450 \cdot 1 \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 675 \text{ н}.$$

Так как угловая скорость вала $\omega_1 = 0{,}423$ *рад/сек* $< \frac{\pi \cdot 10}{30}$, то, в соответствии с указанием на стр. 206 (относительно определения

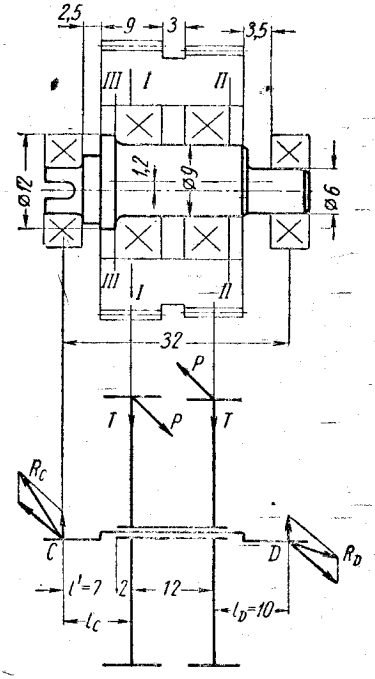
C при $n = 1 \div 10$ *об/мин*), в формулу для определения коэффициента работоспособности подставляем $\omega = 1{,}05$ *рад/сек*. При этом

$$C = 0{,}0172 \cdot 675\,(1{,}05 \cdot 90\,000)^{0{,}3} = 360.$$

По диаметру $d_T = 12$ *мм* и коэффициенту работоспособности выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный сверхлегкой серии 1000901 по ГОСТ 8338-57 с габаритами $d \times D \times B = 12 \times 24 \times 6$ *мм* и $C = 3700$.

VIII. Уточненный расчет валов

1. Эксцентриковый валик. Материал валика — сталь 45, для которой предел прочности $\sigma_в = 596$ *Мн/м²*; пределы выносливости $\sigma_{-1} = 0{,}43\,\sigma_в = 256$ *Мн/м²* и $\tau_{-1} = 0{,}58\,\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 256 = 148$ *Мн/м²*; $\psi_\sigma = 0{,}2$ и $\psi_\tau = 0{,}1$ (стр. 167).



Фиг. 15.11. Эксцентриковый валик.

Эскиз вала и расчетная схема его нагружения показаны на фиг. 15.11. Все силы, действующие на валик, в процессе работы передачи вращаются вместе с ним; поэтому их направления относительно валика остаются постоянными. Отсюда следует, что при постоянной нагрузке на механизм напряжения в сечениях валика были бы постоянными. Однако нагрузка в процессе работы механизма может меняться, а значит будут изменяться и напряжения изгиба по некоторому асимметричному, но знакопостоянному циклу. Наиболее опасным является пульсирующий цикл, на который и ведем расчет по напряжениям изгиба. Поскольку передача часто реверсируется, касательные напряжения кручения будут изменяться по циклу, близкому к симметричному.

Анализ конструкции валика и схемы его нагружения позволяют сделать следующие заключения:

а) валик нагружен сосредоточенными силами и изгибается в двух плоскостях; наибольшие изгибающие моменты возникают в сечениях $I - I$ и $II - II$, совпадающих с плоскостями действия сил:

$$M_{uI} = R_C l_C = 111 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 0{,}999\ н \cdot м;$$

$$M_{uII} = R_D l_D = 111 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1{,}11\ н \cdot м;$$

б) валик скручивается моментом $M_к = M_H = 0{,}082$ $н \cdot м$ на участке от выходного конца до сечения $II — II$;

в) проверять прочность валика следует в сечениях $II — II$, где возникает наибольший изгибающий момент, и $III — III$, где изгибающий момент близок к максимальному и имеет место концентрация напряжений за счет галтели радиуса $r = 0{,}35$ $мм$.

А. Проверка прочности в сечении $II — II$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{max} = \frac{M_{иII}}{0{,}1 d_Б^3} = \frac{1{,}11}{0{,}1\,(9 \cdot 10^{-3})^3} = 14{,}8 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 14{,}8 \ Мн/м^2.$$

Напряжения кручения

$$\tau_{max} = \frac{M_к}{0{,}2 d_Б^3} = \frac{0{,}082}{0{,}2\,(9 \cdot 10^{-3})^3} = 0{,}56 \cdot 10^6 \ н/м^2 = 0{,}56 \ Мн/м^2.$$

Амплитуда цикла и среднее нормальное напряжение

$$\sigma_v = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{14{,}8}{2} = 7{,}4 \ Мн/м^2.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений (при симметричном цикле)

$$\tau_v = \tau_{max} = 0{,}56 \ Мн/м^2.$$

При скользящей посадке подшипника на валик по табл. 8.7

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 1{,}79; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1{,}47.$$

При этом коэффициент запаса прочности (см. стр. 165 и 166)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma\right)} = \frac{256}{7{,}4(1{,}79 + 0{,}2)} = 17{,}3;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_v k_\tau}\varepsilon_\tau = \frac{148}{0{,}56 \cdot 1{,}47} = 179.$$

Коэффициент запаса прочности для сечения $II — II$

$$n_{II} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{17{,}3^2} + \frac{1}{179^2}}} = 17{,}2.$$

Б. Проверка прочности в сечении $III — III$

Изгибающий момент в этом сечении

$$M_{иIII} = R_C l' = 111 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 0{,}777 \ н \cdot м,$$

крутящий момент $M_к = 0{,}082$ $н \cdot м$.

Напряжения изгиба

$$\sigma = \frac{0{,}777}{0{,}1\,(9\cdot 10^{-3})^3} = 10{,}7\cdot 10^6\ н/м^2 = 10{,}7\ Мн/м^2.$$

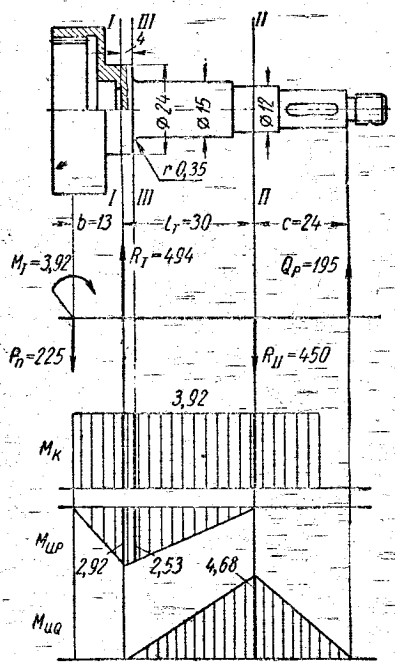
Напряжения кручения

$$\tau = 0{,}56\ Мн/м^2.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла

$$\sigma_v = \sigma_m = \frac{\sigma}{2} = 5{,}35\ Мн/м^2;\quad \tau_v = \tau = 0{,}56\ Мн/м^2;\quad \tau_m = 0.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений от галтели находим по табл. 8.2. При $\frac{D}{d_Б} = \frac{12}{9} = 1{,}33$ и $\frac{r}{d_Б} = \frac{0{,}35}{9} = 0{,}04$ для вала из выбранного материала соответствующие коэффициенты $k_\sigma = 2{,}1$ и $k_\tau = 1{,}57$ находят интерполяцией табличных значений.



Фиг. 15.12. Тихоходный вал.

Коэффициенты запаса прочности

$$n_\sigma = \frac{256}{5{,}35\,(2{,}1 + 0{,}2)} = 20{,}6;$$

$$n_\tau = \frac{148}{0{,}56\cdot 1{,}57} = 168.$$

Действительный коэффициент запаса прочности для сечения $III - III$

$$n_{III} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{20{,}6^2} + \frac{1}{168^2}}} = 20{,}5.$$

2. Тихоходный вал. Вал выполнен заодно с колокольным колесом. Механические характеристики стали 30ХГС (см. табл. 3.15): $\sigma_в = 1020\ Мн/м^2$; $\sigma_T = 835\ Мн/м^2$; $\sigma_{-1} = 496\ Мн/м^2$; $\tau_T = 418\ Мн/м^2$; $\tau_{-1} = 248\ Мн/м^2$; $\psi_\sigma = 0{,}2$ и $\psi_\tau = 0{,}1$.

Эскиз вала и расчетная схема показаны на фиг. 15.12. Вал скручивается моментом $M_к = M_1 = 3{,}92\ н\cdot м$ и изгибается силами Q_p и P_n. При вращении вала и постоянном направлении силы Q_p напряжения изгиба от этой силы изменяются по симметричному циклу. Число циклов напряжений от силы Q_p за весь срок службы передачи при скорости вала $\omega_1 = 0{,}423\ рад/сек$

$$N_{(Q)} = 0{,}159\,\omega_1 T = 0{,}159\cdot 0{,}423\cdot 90\,000 = 6{,}06\cdot 10^3;$$

это значительно меньше базового числа $N = 10^7$ и поэтому расчет на прочность от действия силы Q_p следует вести как при статическом нагружении, т. е. по пределу текучести. Сказанное относится и к касательным напряжениям от кручения.

Сила P_n вращается относительно вала со скоростью

$$\omega_H^{(1)} = \omega_H - \omega_1 = 575{,}577 \text{ рад/сек.}$$

Общее число циклов нагружения этой силой за весь срок службы передачи (см. стр. 492) $N_{(p)} = 0{,}825 \cdot 10^7$ достаточно большое; вал следует проверить на выносливость.

Эпюры крутящего момента и изгибающих моментов от сил P_n и Q_p показаны на фиг. 15.12. Анализ конструкции вала и эпюр позволяет установить предположительно опасные сечения, в которых следует проверять прочность вала.

А. Проверка прочности в сечении *III — III*

В этом сечении величина изгибающего момента от силы P_n близка к максимальной (в сечении *I — I*), но размеры значительно меньше размеров сечения *I — I* и имеется концентрация напряжения от галтели радиуса $r = 0{,}35$ *мм*. Максимальный изгибающий момент

$$M_{uI} = P_n b = 225 \cdot 13 \cdot 10^{-3} = 2{,}92 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающий момент в сечении *III — III*

$$M_{uIII} = M_{uI} \frac{L_T - 4}{L_T} = 2{,}92 \cdot \frac{30 - 4}{30} = 2{,}53 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{M_{uIII}}{0{,}1 d_{III}^3} = \frac{2{,}53}{0{,}1\,(15 \cdot 10^{-3})} = 7{,}52 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 7{,}52 \text{ Мн/м}^2.$$

При $\frac{D}{d_{III}} = \frac{24}{15} = 1{,}6$ и $\frac{r}{d_{III}} = \frac{0{,}35}{15} = 0{,}023$ эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 8.2) $k_\sigma = 3{,}2$, масштабный фактор (см. табл. 8.1) $\varepsilon_\sigma = 0{,}95$. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

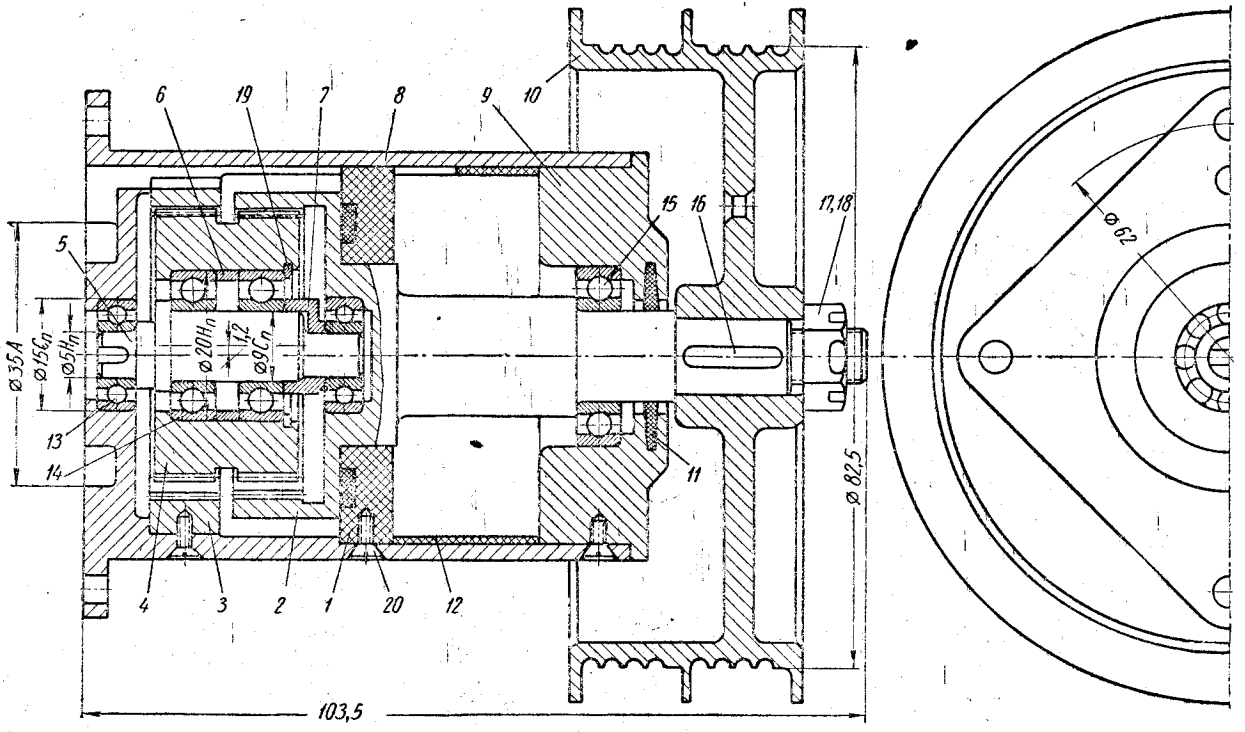
$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma} \varepsilon_\sigma = \frac{496}{7{,}52 \cdot 3{,}2} \cdot 0{,}95 = 19{,}6.$$

Касательные напряжения кручения

$$\tau = \frac{M_к}{0{,}2 d_{III}^3} = \frac{3{,}92}{0{,}2\,(15 \cdot 10^{-3})^3} = 5{,}8 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 5{,}8 \text{ Мн/м}^2.$$

Коэффициент запаса по касательным напряжениям (по текучести)

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{418}{5{,}8} = 72.$$



Фиг. 15.13. Сборочный чертеж редуктора.

№ позиции	Обозначение	Наименование	Количество	Материал	Примечания
20		Винт М2×6	9	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
19		Кольцо ВЭ-20	1	Сталь 65Г	ГОСТ . . .
18		Шплинт 2×20	1	Сталь Ст. 2	ГОСТ . . .
17		Гайка М8	1	Сталь Ст. 3	ГОСТ . . .
16		Шпонка 3×3×14	1	Сталь 45	ГОСТ . . .
15		Шарикоподшипник 1000901	1		ГОСТ . . .
14		Шарикоподшипник 1000099	2		ГОСТ . . .
13		Шарикоподшипник 1000096	2		ГОСТ . . .
12	УТ.00.01	Прокладка изоляционная	1	Текстолит	—
11	УТ.00.11	Кольцо уплотнительное	1	Резина	—
10	УТ.00.10	Ролик двухручейный	1	Сталь Ст. 3	—
9	УТ.00.09	Крышка	1	Алюминий АЛ-9	—
8	УТ.00.08	Корпус	1	Алюминий АЛ-9	—
7	УТ.00.07	Трубка эксцентричная	1	Сталь Ст. 3	—
6	УТ.00.06	Кольцо дистанционное	1	Сталь Ст. 3	—
5	УТ.00.05	Водило	1	Сталь 40ХН	—
4	УТ.00.04	Сателлит	1	Сталь 30ХГС	—
3	УТ.00.03	Коронка	1	Сталь 30ХГС	—
2	УТ.00.02	Колесо колокольное	1	Сталь 30ХГС	—
1	УТ.01.00	Подшипник скольжения	1		Узел

		Подпись	Дата	Редуктор механизма управления триммерами	УТ.00.00		
Констр.	(Фамилия)				Литер	Вес	Масштаб 2 : 1
Проверил.	(Фамилия)						
Принял	(Фамилия)				Лист	Всего листов	
					Техникум им. Годовикова; Гр. Э-76		

Коэффициент запаса прочности для сечения *III — III* (из расчета на выносливость) *

$$n_{III} \approx n_\sigma = 19{,}6.$$

Вычисление коэффициента запаса по отношению к пределу текучести не представляет в данном случае практического интереса.

Б. Проверка прочности в сечении *II — II*

Изгибающий момент в сечении от действия силы Q_p

$$M_{uII} = Q_p c = 195 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 4{,}68 \ н \cdot м.$$

Эквивалентный момент в соответствии с гипотезой максимальных касательных напряжений

$$M_э = \sqrt{M_u^2 + M_к^2} = \sqrt{4{,}68^2 + 3{,}92^2} = 6{,}1 \ н \cdot м.$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_э = \frac{M_э}{0{,}1 d_{II}^3} = \frac{6{,}1}{0{,}1\,(12 \cdot 10^{-3})^3} = 35{,}5 \cdot 10^5 \ н/м^2 = 35{,}5 \ Мн/м^2.$$

Коэффициент запаса прочности

$$n_{II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_э} = \frac{835}{35{,}5} = 23{,}6.$$

Сборочный чертеж редуктора показан на фиг. 15.13.

---

* В данном случае $\tau_v = 0$, $\tau_m = \tau$ и коэффициент запаса $n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\psi_\tau \tau}$ значительно больше n_σ; поэтому n_τ практически не влияет на величину общего коэффициента запаса прочности.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ УЧАЩИХСЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по деталям машин является для учащихся первой расчетно-конструкторской работой. При выполнении этой работы учащийся практически применяет знания, полученные при изучении не только курса деталей машин, но и других общетехнических предметов: черчения, теоретической механики, сопротивления материалов, технологии металлов, допусков и посадок.

В задании на курсовой проект может быть приведена кинематическая схема приводной установки и исходные данные для ее проектирования или задана схема подлежащего проектированию редуктора (с указанием или без указания его конкретного назначения) и его основные характеристики: мощность (или момент) на тихоходном валу, угловые скорости тихоходного и быстроходного валов. Может быть задана лишь одна из угловых скоростей и передаточное число редуктора.

Получив задание, следует в первую очередь внимательно ознакомиться с материалами I и II глав этой книги, что даст возможность проанализировать задание и выполнить первый этап проектирования — выбрать электродвигатель и произвести кинематический расчет привода. Прежде чем приступать к дальнейшим расчетам, надо показать выполненную часть работы руководителю проекта (для учащихся-заочников, выполняющих проект без очных консультаций, необязательно посылать указанную часть работы для проверки в техникум или УКП).

При проработке материала II главы не следует ограничиваться лишь материалом, непосредственно связанным с проектируемым редуктором, — надо получить отчетливые представления об основных типах редукторов и иметь возможность провести сравнение проектируемого редуктора с другими редукторами, применение которых возможно при заданной или близкой к ней кинематической схеме приводной установки.

При расчетах зубчатых или червячных зацеплений,ременных и цепных передач надлежит руководствоваться как общими указаниями по расчетам, приведенным в соответствующих главах этого пособия, так и данными здесь примерами проектирования приводных установок. После определения основных параметров рассчитываемых передач (второй этап проектирования) следует согласовать полученные результаты с руководителем. Во многих случаях целесообразно выполнить два-три варианта расчета и затем самостоятельно или при помощи руководителя выбрать для дальнейшего проектирования те параметры передачи, которые позволят получить наиболее рациональную конструкцию привода.

Все черновые расчеты должны быть выполнены достаточно четко и аккуратно на стандартных листах писчей бумаги (формат 210×297 *мм*) с полями шириной 40 *мм*. По существу черновик расчета отличается от расчетно-пояснительной записки к проекту в основном отсутствием описательной части, менее

аккуратным выполнением схем и эскизов, включением в него нескольких вариантов расчетов, почти полным отсутствием пояснительного текста.

Следующим этапом работы является предварительный (ориентировочный) расчет валов редуктора. Дальнейшие расчеты должны выполняться параллельно с эскизной компоновкой редуктора. Соответствующие указания приведены в гл. XI и в примерах, рассмотренных в гл. XIII—XV. Эскизную компоновку выполняют, как правило, в масштабе 1 : 1 на миллиметровой бумаге. Размеры, полученные при эскизной компоновке, позволяют определить нагрузки на подшипники и произвести их подбор. Лишь согласовав с руководителем полученные результаты, можно приступать к вычерчиванию редуктора на миллиметровой бумаге. Для учащихся-заочников допустимо продолжать работу без утверждения руководителем первого этапа эскизной компоновки. Чертеж на миллиметровой бумаге должен быть выполнен аккуратно с помощью чертежных инструментов, в масштабе, как правило, 1 : 1. Допустимо использование чертежа первого этапа эскизной компоновки, т. е. можно продолжать проработку отдельных элементов конструкции на том же листе, на котором сделан первый этап компоновки. Для экономии времени при выполнении чертежа на миллиметровой бумаге можно показать лишь одну половину каждого из подшипников и использовать еще ряд упрощений, рекомендованных в § 49—53.

При разработке конструкции редуктора следует внимательно ознакомиться с несколькими чертежами редукторов, аналогичных проектируемому, не ограничиваясь каким-либо одним чертежом, даже если он приведен в одном из разобранных здесь примеров. Надо использовать чертежи, приведенные в приложении III и имеющиеся в атласах деталей машин. Желательно при разработке конструкции дать несколько вариантов тех или иных узлов редуктора (например, крышек подшипников и уплотнений) и показать эти варианты отдельно на том же листе, на котором дан общий вид редуктора. Окончательное решение по выбору вариантов конструкций узлов должно быть принято при помощи руководителя.

Учащиеся-заочники, не пользующиеся очными консультациями, должны выслать в техникум или в УКП для проверки преподавателем черновик расчета и выполненный на миллиметровой бумаге чертеж редуктора.

Разрабатывая конструкцию привода, надо проанализировать условия работы и назначение каждой детали, продумать технологию изготовления нестандартных деталей, отчетливо представить порядок сборки и разборки отдельных узлов и редуктора в целом. Нельзя слепо копировать конструкции, приведенные в этой книге и прочих пособиях. Автором проекта, отвечающим за качество его выполнения, является учащийся, и при защите проекта он обязан достаточно убедительно и технически грамотно обосновать принятые конструктивные решения. Доводы типа: «Так рекомендовал сделать консультант» или «Так сделано в книге «Курсовое проектирование деталей машин», приведенные без дополнительных обоснований, при защите расцениваются как нежелание или неумение учащегося разобраться в том или ином вопросе конструирования или расчета.

Учащиеся-заочники, работающие без систематического руководства и помощи преподавателя, нередко допускают ряд серьезных ошибок как расчетного, так и конструктивного характера. Во избежание их повторения приводим перечень наиболее типичных ошибок.

А. Ошибки в расчетах.

1. Значительное несоответствие принятых для проектного расчета допускаемых напряжений и полученных при проверочном расчете рабочих (расчетных) контактных напряжений.

2. Несоответствие принятого межосевого расстояния диаметрам зубчатых колес — межосевое расстояние оказывается неравным полусумме диаметров цилиндрических зубчатых колес.

3. Неправильное определение условной (приведенной) нагрузки радиально-упорного подшипника, — часто встречающаяся ошибка состоит в том, что осевая нагрузка учитывается при подсчете условной нагрузки обоих подшипников данного вала.

Б. Ошибки в конструкции.

1. Колеса передачи не зафиксированы от осевого смещения.

2. Неправильно зафиксированы подшипники качения на валу и в корпусе.

3. Невозможно или крайне неудобно произвести сборку редуктора; эта ошибка особенно часто встречается при проектировании редукторов с неразъемными корпусами. Встречается она также и при проектировании вертикальных редукторов, у которых корпус имеет один разъем.

4. Недостаточна ширина приливов под подшипники и ширина пояса корпуса — не размещаются головки болтов и гайки.

5. Неправильно расположено маслоспускное отверстие — нельзя полностью слить отработанное масло из корпуса редуктора.

6. Установка маслоуказателя не соответствует требуемому уровню масла, заливаемого в корпус редуктора.

7. Не предусмотрена возможность удобного захвата редуктора при его транспортировке.

8. Неправильно выбраны посадки отдельных деталей редуктора или неправильно даны обозначения посадок на чертеже.

Зачастую в спецификациях учащиеся неправильно указывают номера ГОСТов; происходит это главным образом потому, что учащиеся берут номера не непосредственно из ГОСТов или справочников, а переписывают те номера, которые указаны в спецификациях на чертежах, приведенных в атласах или каких-либо иных пособиях. Ссылки на ГОСТы, приведенные в пособиях, изданных за несколько лет до выполнения проекта, могут оказаться устаревшими.

Сборочный чертеж и рабочие чертежи деталей должны иметь основную надпись; на сборочном чертеже должна быть также дана спецификация (см., например, § 51).

В спецификациях, приведенных в рассмотренных здесь примерах, не даны номера ГОСТов, но отмечено для каких деталей в графе «Примечание» должен быть указан соответствующий ГОСТ.

В отношении простановки размеров на сборочных чертежах следует руководствоваться чертежами, приведенными в примерах и данными в приложении III.

Расчетно-пояснительную записку необходимо написать аккуратно, четко, чернилами, на стандартных листах писчей бумаги (формат 210×297 *мм*). Поля должны иметь ширину 40—50 *мм*. Результат каждого пункта расчета следует выписать на поля и подчеркнуть. Каждый пункт расчета должен иметь подзаголовок, указывающий содержание данного пункта. Все справочные величины (механические характеристики материалов, расчетные коэффициенты и т. п.) надо снабдить ссылками на источники, из которых они заимствованы. Например, *принимаем коэффициент концентрации нормальных напряжений от наличия шпоночной канавки* $k_\sigma = 1{,}6$ (Г. М. Ицкович и др. «Курсовое проектирование деталей машин», табл. 8.5). Для упрощения записей можно ввести для наиболее часто упоминаемых источников сокращенные обозначения, которые должны быть расшифрованы в начале записки. Например, *при ссылках на книгу «Курсовое проектирование деталей машин» принято сокращенное обозначение К. П.*

В отношении содержания расчето-пояснительной записки (перечня пунктов) следует в основном ориентироваться на § 49 этой книги.

Расчетная часть записки должна иметь более краткий сопроводительный текст, чем расчеты, приведенные в примерах данного пособия.

Расчеты надо сопровождать соответствующими схемами, эскизами, эпюрами. На схемах валов необходимо указывать как буквенные обозначения, так и числовые значения расчетных величин: размеров, нагрузок, опорных реакций. На эпюрах должны быть указаны численные значения всех характерных ординат.

Вычисления следует выполнять на логарифмической линейке, — бо́льшая точность, чем даваемая линейкой, в расчетах деталей машин не оправдана.

Исключением является определение углов наклона зубьев косозубых и шевронных колес (их следует вычислять с точностью до 0,5′) и вычисление диаметров зубчатых колес (требуемая точность — два знака после запятой).

Записка должна быть сброшюрована в тетрадь с обложкой из плотной (например, чертежной) бумаги. На обложке указывают наименование техникума и отделения, тему проекта, фамилию и инициалы учащегося и номер группы. Учащийся-заочник должен дополнительно указать шифр (номер личного дела) и почтовый адрес. Те же сведения должны быть повторены на титульном листе расчетно-пояснительной записки, на котором, кроме того, следует указать фамилию и инициалы консультанта. На титульном листе учащийся возле своей фамилии ставит подпись и дату окончания работы. Представляемые к защите чертежи и расчетно-пояснительная записка должны иметь подпись консультанта.

Приложение II

УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЗАДАНИЯ НА КУРСОВЫЕ ПРОЕКТЫ

Основные указания об объеме курсового проекта, его тематике, методике руководства проектированием и защите проектов даны в программе [1]. Здесь приведены некоторые дополнительные указания по организации и методике курсового проектирования и примеры заданий на курсовые проекты.

Содержание и объем заданий

Наиболее целесообразными объектами курсового проектирования являются различные приводные установки, как правило, включающие редуктор того или иного типа. Желательно, чтобы задания на проектирование были в известной степени увязаны с будущей специальностью подготавливаемого техника, т. е. чтобы это были приводы к тем машинам и установкам, с которыми он будет иметь дело в процессе дальнейшего обучения в техникуме и в будущей практической деятельности. Например, для техника по оборудованию литейных цехов могут быть даны приводы к конвейерам, применяемым в литейных цехах.

В случае, если подбор достаточного количества заданий указанного типа вызывает затруднения, можно давать приводы машин, имеющих более или менее постоянный режим работы и применяемых в различных отраслях машиностроения; это в первую очередь приводы к машинам непрерывного транспорта. Можно ограничиваться и заданием лишь схемы подлежащего проектированию редуктора (см. гл. II) без указания общей кинематической схемы привода.

При выдаче заданий можно в известной степени считаться с пожеланиями учащихся в отношении тематики проектирования. Сказанное относится в первую очередь к учащимся вечерних отделений, а также к тем учащимся дневных отделений, которые имеют производственный стаж. Для повышения интереса учащихся к работе над проектом целесообразно выдавать более сильным учащимся, имеющим склонность к расчетно-конструкторской работе, несколько более сложные задания.

Исходные данные для проектирования следует подбирать таким образом, чтобы чертеж общего вида редуктора мог быть размещен на листе формата 24 (594×841 *мм*) в масштабе 1 : 1. В крайнем случае можно, чтобы каждая из двух проекций размещалась на отдельном листе формата 24.

---

[1] «Детали машин». Программа для средних специальных учебных заведений по машиностроительным специальностям на базе 8 и 11-го классов средней школы; утверждена Учебно-методическим управлением по средним специальным учебным заведениям 21 апреля 1962 г. Изд. «Высшая школа», 1962.

Целесообразно выдавать задания на специальных бланках; такой бланк с заданием учащийся должен вклеить в расчетно-пояснительную записку к проекту.

Ряд типовых заданий на курсовое проектирование приведен на фиг. П2.1—П2.15. В заданиях по фиг. П2.2, П.2.5, П2.6, П2.7, П2.9, П2.10, П2.15 не следует требовать от учащихся полного расчета всех элементов привода — достаточно ограничиться кинематическим расчетом всего привода и полным расчетом редуктора, а другие элементы привода рассчитывать, лишь если это необходимо для определения нагрузок на валы редуктора. В частности, в задании по фиг. П2.2 надо рассчитать клиноременную передачу *2* и открытую зубчатую пару *4*; в задании по фиг. П2.5 должен быть выполнен расчет открытой зубчатой передачи *4*.

Задания по фиг. П2.13, П2.14 предназначены для выполнения курсовых проектов несколько повышенной сложности.

В заданиях указан срок службы привода в годах; преподаватель при выдаче задания должен дополнительно указать число смен работы в сутки и число рабочих дней в году. Эти данные позволят учащемуся определить числа циклов нагружения зубьев колес и определить коэффициенты режима работы. Надо предупредить учащихся, что при подборе подшипников качения не следует исходить из общего числа часов работы привода за весь срок его службы, так как при этом могут получаться излишне тяжелые, имеющие большие габариты, подшипниковые узлы. Целесообразно считать, что при капитальных ремонтах установки, проводимых примерно раз в два-три года, будет производиться замена подшипников.

Помимо общего вида редуктора (в двух или в трех проекциях с необходимыми разрезами), графическая часть проекта должна включать либо рабочие чертежи двух сопряженных деталей редуктора (например, вала и зубчатого колеса), либо чертеж несложной муфты, либо чертеж общего вида привода (редуктор, электродвигатель, муфта, смонтированные на общей сварной или литой раме или плите), либо вал барабана транспортера с опорами [1]. Возможны, конечно, и другие варианты содержания графической части проекта, с тем, однако, чтобы ее общий объем, как правило, не превышал 1,5 листа формата 24 (в виде исключения — 2 листа). Если чертеж общего вида редуктора выполнен на двух листах, то, с точки зрения оценки общего объема проекта, их надо рассматривать как один лист.

Основные сведения о содержании расчетно-пояснительной записки даны в программе, а в приложении I имеются указания по ее оформлению.

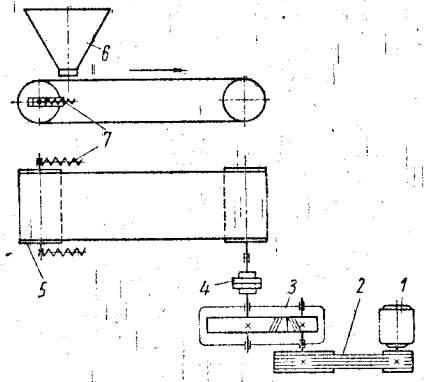
В некоторых техникумах в последние годы начинают практиковать реальное курсовое проектирование. Учащиеся дневных отделений в основном проектируют различные лабораторные установки, которые требуются техникуму. Эти установки затем учащиеся изготовляют в мастерских техникумов. При выдаче заданий на проектирование подобного типа необходимо обращать внимание, чтобы ценность работы, с точки зрения закрепления теоретических сведений, полученных в курсе деталей машин, и развития конструкторских навыков, была не ниже, чем при выполнении академического проекта.

Учащиеся вечерних отделений могут получать задания на реальное проектирование на тех предприятиях, где они работают. К работе над одним заданием и к осуществлению спроектированного объекта в металле могут привлекаться несколько учащихся, с тем, однако, чтобы объем проектной работы, приходящейся на долю каждого учащегося, был не менее, чем при выполнении обычного учебного проекта [2].

---

[1] В расчете на возможность конструирования этого узла в некоторых заданиях указана ширина ленты транспортера.

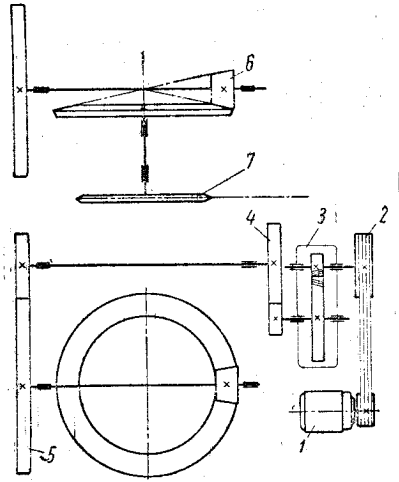
[2] Опыт техникумов Ленинграда по реальному курсовому проектированию освещен в статьях Я. М. Ширяева, В. А. Завьялова и Ф. Ф. Зайцева, помещенных в сборнике «Преподавание технической механики в техникумах». Росвузиздат, 1963.



Фиг. П2.1. Привод к ленточному питателю для подачи формовочной земли к опокам:

1 — электродвигатель; *2* — клиноременная передача; *3* — редуктор; *4* — муфта; *5* — барабан; *6* — бункер; *7* — натяжное устройство.

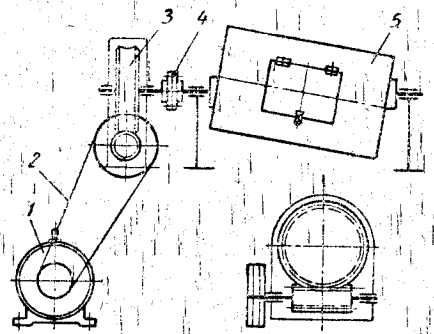
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие ленты P в *кГ*	100	130	150	180	200	220	250	280
Скорость ленты v в *м/мин*	1,3	1,2	1,3	1,5	1,2	1,1	1,0	1,3
Диаметр барабана D в *мм*	300	350	300	300	350	300	300	300
Ширина ленты B в *мм*	350	300	400	350	300	300	350	350
Допускаемое отклонение скорости ленты в %	3	4	5	3	3	4	4	3
Срок службы привода в годах	6	6	7	7	6	5	6	7



Фиг. П2.2 Приводная станция подвесного конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — клиноременная передача; *3* — редуктор; *4* и *5* — цилиндрические зубчатые передачи; *6* — коническая зубчатая передача; *7* — звездочка тяговой цепи.

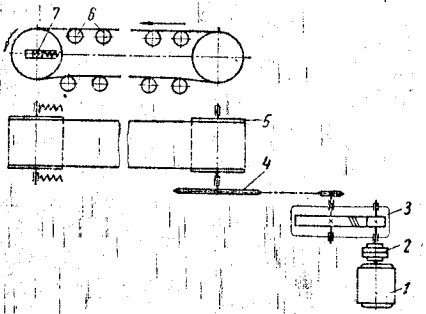
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие цепи P в *кГ*	300	320	350	370	400	450	500	550
Скорость цепи v в *м/мин*	1,2	1,4	1,3	1,1	1,3	1,1	1,2	1,1
Шаг цепи t в *мм*	80	100	100	80	125	125	125	125
Число зубьев звездочки z	10	12	12	14	10	12	10	10
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	4	3	5	4	4	3	4	3
Срок службы привода в годах	5	6	7	7	6	7	6	6



Фиг. П2.3. Привод галтовочного барабана для снятия заусенцев с деталей после штамповки:

1 — электродвигатель; *2* — клиноременная передача; *3* — червячный редуктор; *4* — муфта; *5* — барабан.

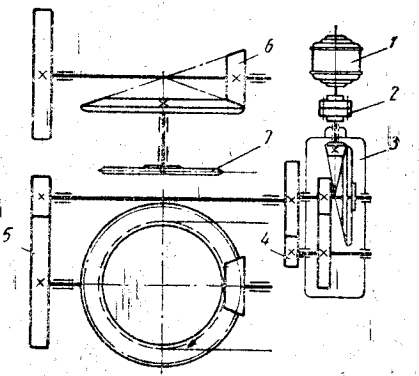
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность на валу барабана в *квт*	2,0	2,5	3,5	3,0	2,5	3,5	4,5	3
Угловая скорость барабана *n* в *об/мин*	25	30	35	45	40	35	45	35
Срок службы привода в годах	5	6	7	5	6	7	7	6



Фиг. П2.4. Привод ленточного конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор; *4* — цепная передача; *5* — барабан; *6* — поддерживающие ролики; *7* — натяжное устройство.

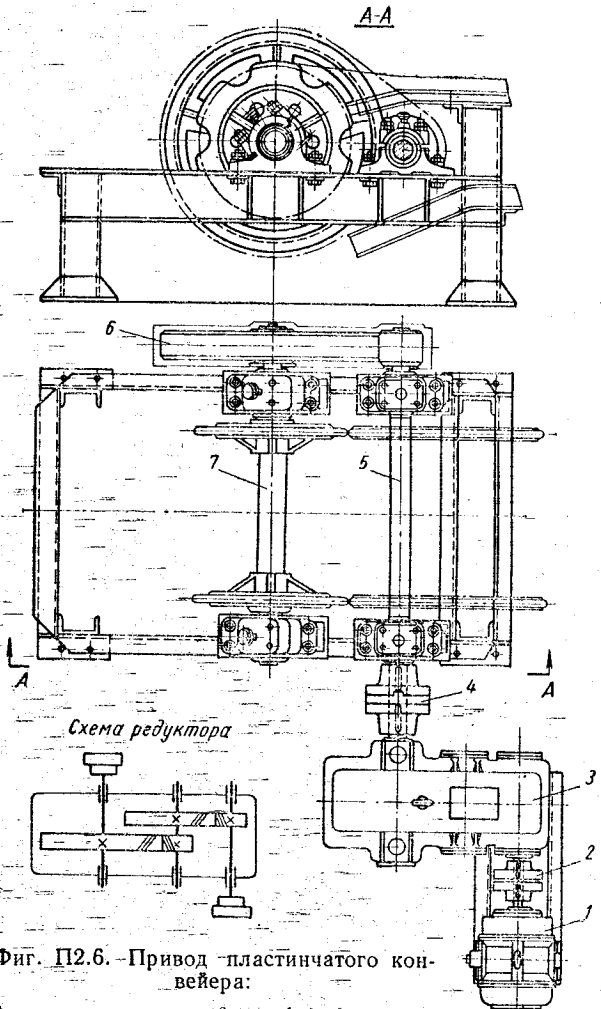
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие ленты *P* в *кн*	1,8	2,0	2,5	2,7	2,0	3,0	3,2	3,5
Скорость ленты *v* в *м/сек*	1,3	1,5	1,4	1,2	1,3	1,1	1,2	1,2
Диаметр барабана *D* в *мм*	250	300	350	300	250	350	300	300
Допускаемое отклонение скорости ленты в %	3	4	5	4	4	3	4	4
Срок службы привода в годах	7	7	6	6	7	6	7	7



Фиг. П2.5. Приводная станция подвесного конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор; *4* и *5* — цилиндрическая зубчатая передача; *6* — коническая зубчатая передача; *7* — звездочка тяговой цепи.

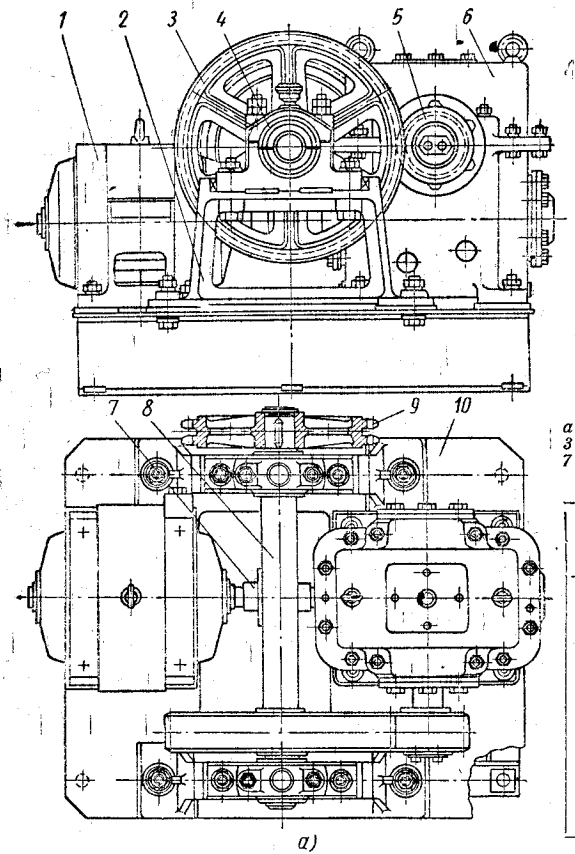
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие цепи *P* в *кГ*	300	350	400	450	500	550	600	650
Скорость цепи *v* в *м/мин*	1,6	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,4	1,4
Шаг цепи *t* в *мм*	80	80	100	100	125	125	125	150
Число зубьев звездочки *z*	10	12	12	10	12	14	12	9
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	3	4	4	5	5	4	3	3
Срок службы привода в годах	5	6	7	7	7	6	6	7

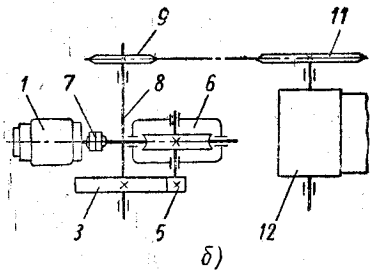


Фиг. П2.6. Привод пластинчатого конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор; *4* — муфта; *5* — промежуточный вал, *6* — зубчатая передача; *7* — приводной вал со звездочками.

Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие цепи P в *кн*	10	12	11	11,5	13	13,2	13,5	14
Скорость цепи v в *м/сек*	0,4	0,35	0,3	0,3	0,25	0,2	0,3	0,2
Число зубьев звездочки z	6	7	7	8	9	7	8	9
Шаг тяговой цепи t в *мм*	125	150	160	125	150	125	150	125
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	3	4	5	3	3	3	5	4
Срок службы привода в годах	6	7	7	6	6	5	6	7

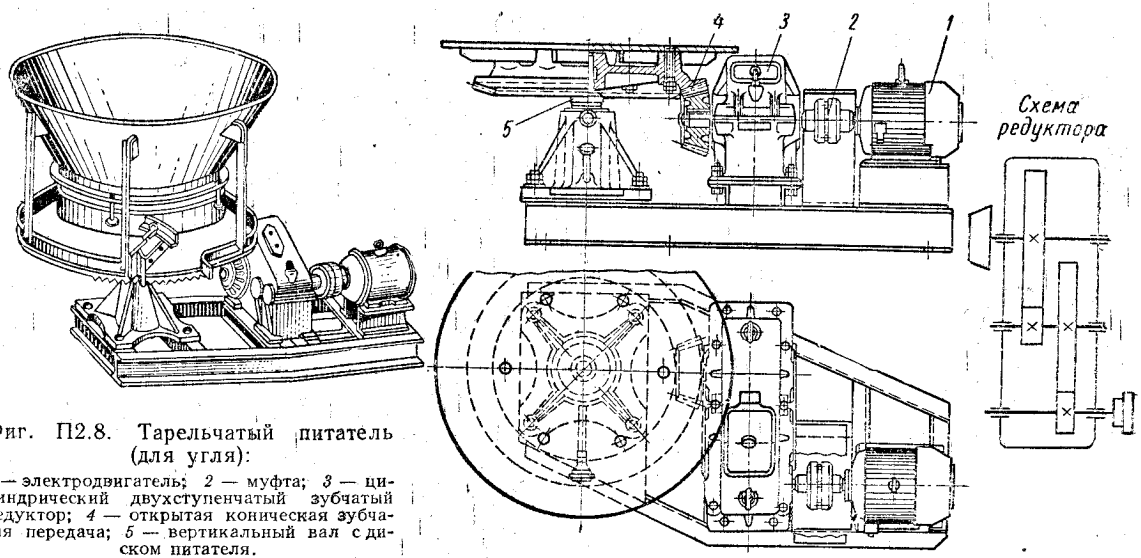




Фиг. П2.7. Привод к ленточному транспортеру:

а — общий вид; *б* — кинематическая схема; *1* — электродвигатель; *2* — стойка; *3* — зубчатое колесо; *4* — подшипник; *5* — шестерня; *6* — червячный редуктор; *7* — муфта; *8* — промежуточный вал; *9* — ведущая звездочка; *10* — рама; *11* — ведомая звездочка; *12* — барабан.

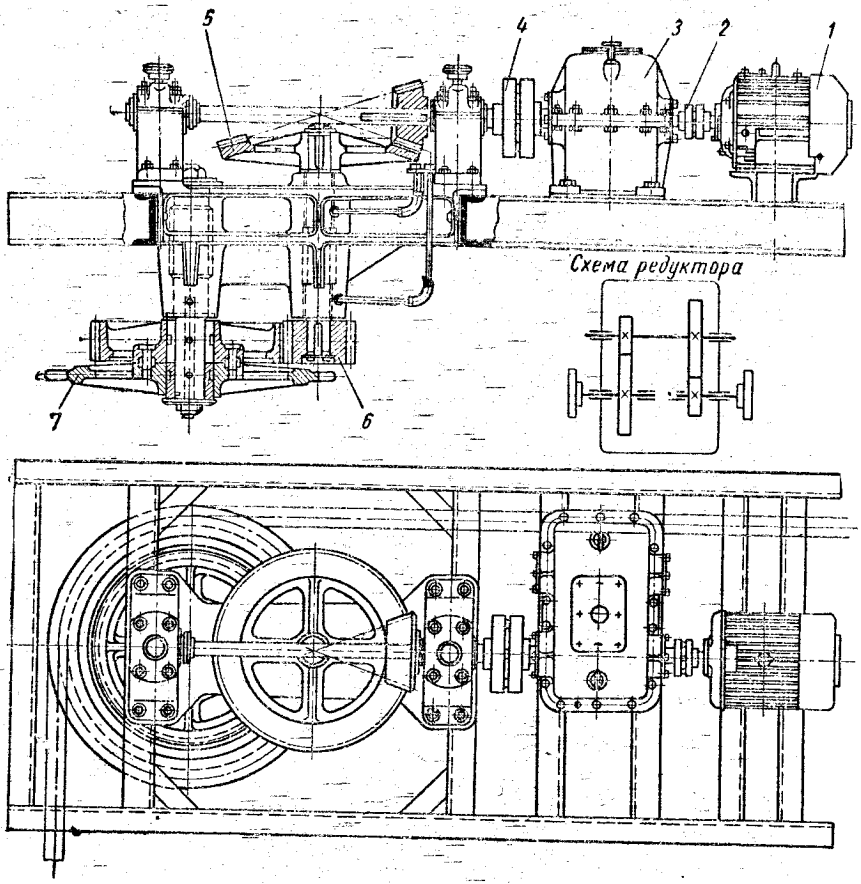
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие ленты P в *кГ*	700	800	850	950	1100	1150	1200	1250
Скорость ленты v в *м/мин* . .	4	5	6	6,5	5,5	6	5	4
Диаметр барабана D в *мм* . .	350	300	400	375	350	350	400	350
Допускаемое отклонение скорости ленты в %	5	4	3	5	4	4	5	3
Срок службы привода в годах	5	5	6	6	5	5	6	6



Фиг. П2.8. Тарельчатый питатель (для угля):

1 — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — цилиндрический двухступенчатый зубчатый редуктор; *4* — открытая коническая зубчатая передача; *5* — вертикальный вал с диском питателя.

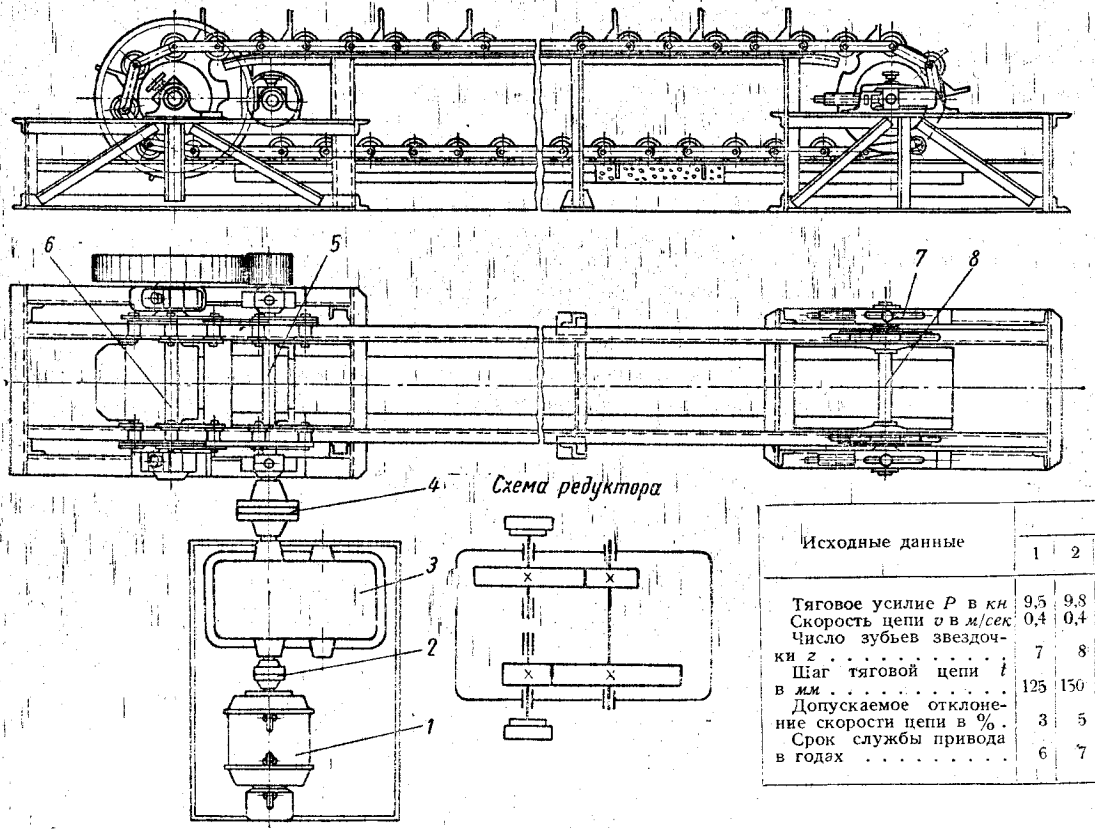
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность на вертикальном валу N в *квт*	0,6	1,1	1,3	1,6	1,9	2,1	2,3	2,7
Угловая скорость диска n в *об/мин*	14	12	18	20	13	15	18	16
Синхронное число оборотов в минуту вала электродвигателя	750	750	1000	1000	750	750	1000	1000
Диаметр диска D в *мм*	600	800	800	1000	1000	750	800	900
Срок службы привода в годах	6	6	5	5	7	6	5	7



Фиг. П2.9. Привод подвесного конвейера:

1 — электродвигатель; *2* и *4* — муфты; *3* — соосный редуктор; *5* — коническая зубчатая передача; *6* — цилиндрическая зубчатая передача; *7* — звездочка.

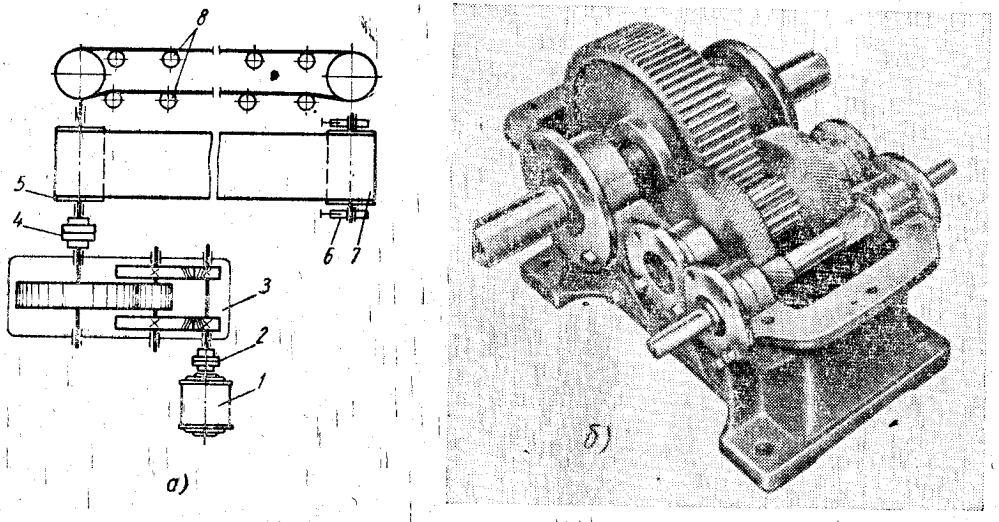
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие цепи P в *кн*	10	10,5	8,5	12	11	9	9,5	12
Скорость цепи v в *м/сек*	0,2	0,3	0,5	0,3	0,4	0,4	0,3	0,2
Шаг цепи t в *мм*	80	80	100	80	100	80	100	100
Число зубьев звездочки z	23	25	16	20	26	20	18	25
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	3	3	4	5	5	3	3	4
Срок службы привода в годах	6	7	6	7	7	6	7	7



Фиг. П2.10. Привод скребкового конвейера:

1 — электродвигатель; *2* и *4* — муфты; *3* — соосный редуктор; *5* — промежуточный вал; *6* — приводной вал со звездочками; *7* — натяжное устройство; *8* — ведомый вал со звездочками.

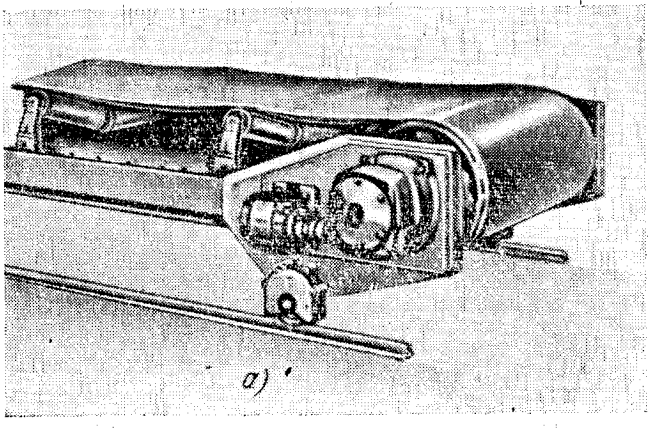
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие P в *кн*	9,5	9,8	11	12	13	13,2	13,5	14
Скорость цепи v в *м/сек*	0,4	0,4	0,5	0,3	0,35	0,5	0,4	0,3
Число зубьев звездочки z	7	8	9	8	7	8	9	7
Шаг тяговой цепи t в *мм*	125	150	100	125	150	125	150	150
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	3	5	4	3	5	3	5	4
Срок службы привода в годах	6	7	6	7	7	6	7	6

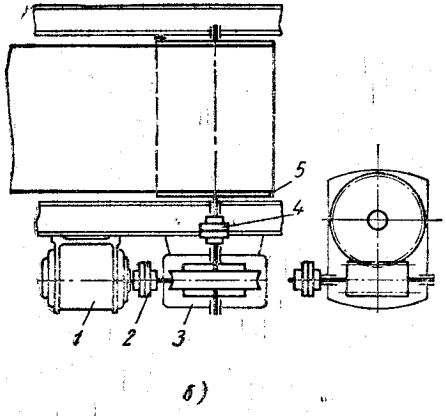


Фиг. П2.11. Привод ленточного конвейера:

а — кинематическая схема; *б* — цилиндрический редуктор; *1* — электродвигатель; *2* и *4* — муфты; *3* — цилиндрический редуктор; *5* — барабан (приводной); *6* — натяжное устройство; *7* — барабан (натяжной); *8* — поддерживающие ролики.

Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие ленты P в *кГ*	200	190	250	280	330	350	400	450
Скорость ленты v в *м/сек*	1,5	1,6	1,3	1,2	1,4	1,5	1,3	1,5
Диаметр барабана D в *мм*	300	350	400	350	350	400	350	400
Ширина ленты B в *мм*	350	325	400	450	400	350	400	450
Допускаемое отклонение скорости ленты в %	3	5	4	5	6	5	3	6
Срок службы привода в годах	6	5	7	6	6	6	7	6

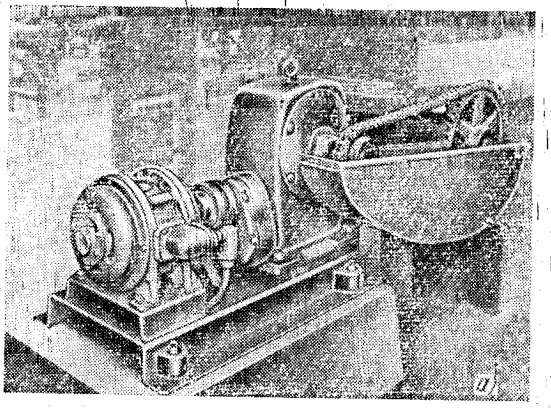


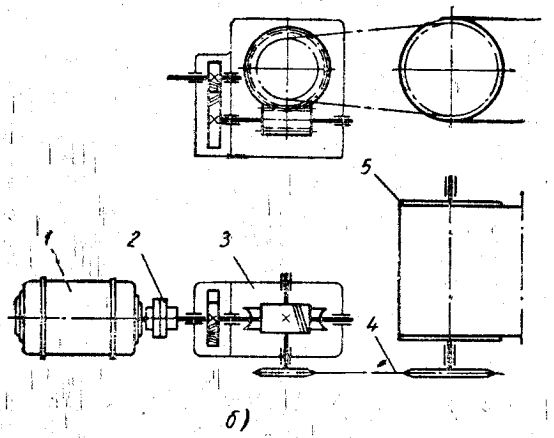


Фиг. П2.12. Привод передвижного ленточного конвейера:

а — общий вид; *б* — кинематическая схема; *1* — электродвигатель; *2* и *4* — муфты; *3* — червячный редуктор; *5* — барабан.

Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие ленты P в *кн*	1,8	2,0	2,5	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5
Скорость ленты v в *м/сек*	0,8	0,7	0,9	0,8	0,6	0,8	0,7	0,5
Диаметр барабана D в *мм*	300	350	325	400	400	400	350	400
Ширина ленты B в *мм*	350	400	400	350	425	450	350	400
Допускаемое отклонение скорости ленты в % . . .	5	5	6	6	5	5	6	6
Срок службы привода в годах	6	7	6	7	5	6	7	5

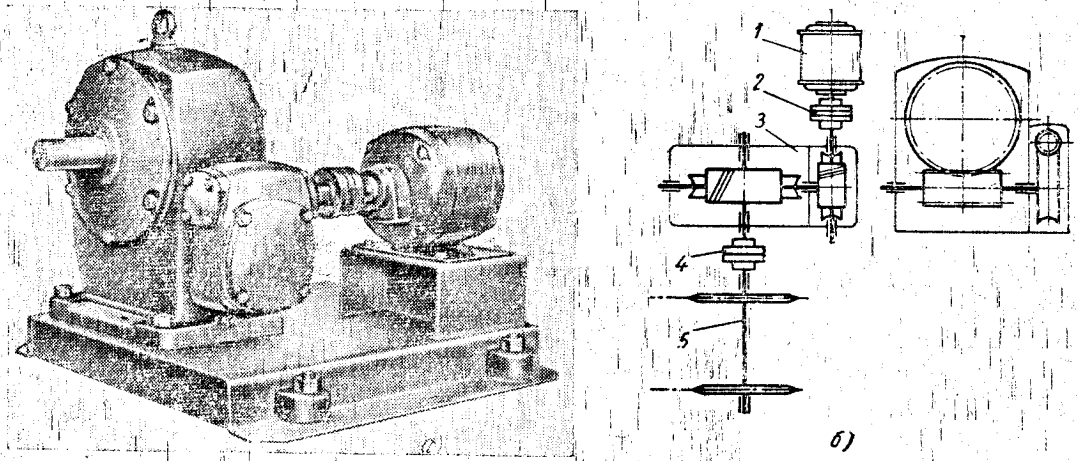




Фиг. П2.13. Привод ленточного конвейера:

а — общий вид; *б* — кинематическая схема привода; *1* — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — зубчато-червячный редуктор; *4* — цепная передача; *5* — барабан (приводной).

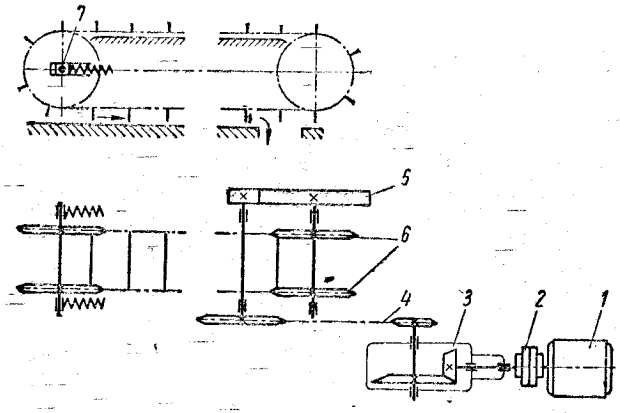
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие ленты P в *кГ*	800	750	900	750	725	500	550	600
Скорость ленты v в *м/мин*	7	8	9	10	11	6	8	5
Диаметр барабана D в *мм*	250	300	350	300	350	250	300	350
Ширина ленты B в *мм*	350	400	400	350	450	280	350	400
Допускаемое отклонение скорости ленты в %	5	6	6	5	7	3	5	6
Срок службы привода в годах	5	6	6	7	6	6	5	7



Фиг. П2.14. Привод пластинчатого конвейера:

а — общий вид; *б* — кинематическая схема; *1* — электродвигатель; *2* и *4* — муфты; *3* — двухступенчатый червячный редуктор; *5* — приводной вал (со звездочками).

Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие цепи P в $кГ$	1900	2000	2050	2200	2300	1500	1600	1800
Скорость цепи v в $м/мин$	1,6	1,4	1,6	1,1	1,3	1,2	1,3	1,4
Число зубьев звездочки z	7	8	9	10	11	8	9	10
Шаг тяговой цепи t в $мм$	150	100	125	125	100	125	150	100
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	3	4	5	5	6	3	6	5
Срок службы привода в годах	5	6	7	6	6	5	6	7



Фиг. П2.15. Привод скребкового конвейера:

1 — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор; *4* — цепная передача; *5* — зубчатая передача; *6* — ведущие звездочки конвейера; *7* — натяжное устройство.

Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговое усилие P в *кн* . .	3,0	3,5	3,75	4,0	4,25	4,5	5,0	5,5
Скорость тяговой цепи v в *м/сек*	0,25	0,4	0,3	0,25	0,4	0,2	0,3	0,25
Шаг тяговой цепи t в *мм*	80	80	100	100	125	100	125	125
Число зубьев звездочки z	10	8	9	10	9	10	8	9
Допускаемое отклонение скорости цепи в %	3	4	5	4	4	3	3	5
Срок службы привода в годах	5	6	7	6	7	6	5	6

Организация курсового проектирования

Задание на проектирование должно быть выдано на первой неделе семестра, а в тех случаях, когда изучение курса и проектирование проходят в одном и том же семестре — не позднее, чем на третьей-четвертой неделях. Выдачу задания целесообразно сопровождать вводной лекцией-беседой, на которой сообщить учащимся порядок проектирования, рассказать о методике работы над проектом, о требованиях, которые предъявляются к проекту, и т. п. Необходимо дать учащимся конкретный понедельный план — график выполнения проекта (см. программу). Для проведения проектирования группа должна быть разбита на две подгруппы; при этом весьма желательно, чтобы каждой из них руководил отдельный консультант. Если всей группой будет руководить один преподаватель, следует назначить консультации подгрупп в разные часы, с тем чтобы учащиеся тратили меньше времени на консультациях, а руководитель имел возможность внимательнее отнестись к каждому учащемуся. Целесообразно проводить консультации в последние часы занятий, чтобы избежать такого положения, при котором некоторые из учащихся, нуждающиеся в консультации, не успевают ее получить. Желательно, чтобы консультации для каждой подгруппы проводились два раза в неделю.

Каждый этап проекта (выбор электродвигателя и т. д.) должен быть просмотрен и утвержден консультантом.

В некоторых случаях может оказаться целесообразным проведение групповых консультаций с целью сообщения учащимся общих установок и рекомендаций по отдельным этапам проектирования.

Во время консультаций следует систематически обращать внимание учащихся на то, что расчеты, выполняемые при проектировании, существенно отличаются от расчетов, проводившихся в курсе сопротивления материалов: здесь обычно приходится выполнять расчеты в нескольких вариантах и лишь на основе сопоставления результатов принимать то или иное решение; многие из расчетов должны идти параллельно с конструированием, а в отдельных случаях составление эскизов даже опережает расчет.

Учащиеся, приступающие к проектированию, имеют некоторые навыки выполнения технических расчетов, но конструированием начинают заниматься впервые. Поэтому именно эта часть работы учащихся требует особого внимания руководителя; необходимо требовать от учащихся детального ознакомления с существующими конструкциями, аналогичными проектируемой; в процессе консультаций при просмотре чертежей (эскизов), выполненных учащимися, следует проверять, насколько ясно они понимают конструктивные особенности отдельных узлов проектируемого объекта. Больше уделять внимания сравнительному критическому анализу различных конструктивных решений.

Указания консультанта должны носить характер советов, а не готовых решений. Элементарные ошибки, допущенные учащимся, не следует исправлять — надо лишь указать на наличие ошибки. Рекомендации консультанта должны быть четкими и обоснованными; если консультант ссылается на конструктивные или технологические соображения, он должен конкретно разъяснить учащемуся, в чем именно состоят эти соображения. В процессе консультаций надо воспитывать у учащихся чувство ответственности за выполняемую работу, нельзя допустить, чтобы у учащегося создалось превратное впечатление, что если он следует советам консультанта, то консультант несет ответственность за качество проекта.

Безусловно полезно, когда учащиеся интересуются проектами своих товарищей и внимательно слушают, как их консультируют.

Обычно преподаватель, руководящий проектированием, хорошо знает учащихся и имеет возможность в процессе консультаций ориентироваться на индивидуальные особенности каждого из них: давать им пояснения с разной степенью обстоятельности; от одних требовать большей самостоятельности, чем от других; учащимся, склонным к техническому творчеству, предлагать разработку вариантов, отличных от типовых решений, и т. д.

Следует стремиться к тому, чтобы учащиеся полностью были обеспечены учебной и справочной литературой по проектированию. При недостаточном количестве атласов чертежей (атласы [16], [20]) целесообразно изготовить витрины из расклеенных листов атласов. Использование в качестве вспомогательных материалов проектов, выполненных учащимися, должно допускаться лишь в виде исключения; при этом все чертежи должны быть внимательно проверены и выправлены преподавателем.

В кабинете проектирования или в аудитории, где ведутся консультации, желательно вывесить графики хода выполнения проекта учащимися каждой подгруппы. Такая дополнительная форма учета работы учащихся способствует привлечению внимания общественных организаций к ходу курсового проектирования, активизирует работу учащихся, стимулирует организацию помощи отстающим силами товарищей по группе.

Защита проекта

Рекомендуется следующая форма защиты выполненного проекта: учащийся развешивает на доске чертежи, делает краткое (5—7 *мин*) сообщение о проделанной работе, а затем отвечает на вопросы. Как правило, проект должен принимать преподаватель, руководивший проектированием, при участии еще одного преподавателя деталей машин; желательно привлечение к защите

также преподавателей смежных предметов, в частности, преподавателей черчения.

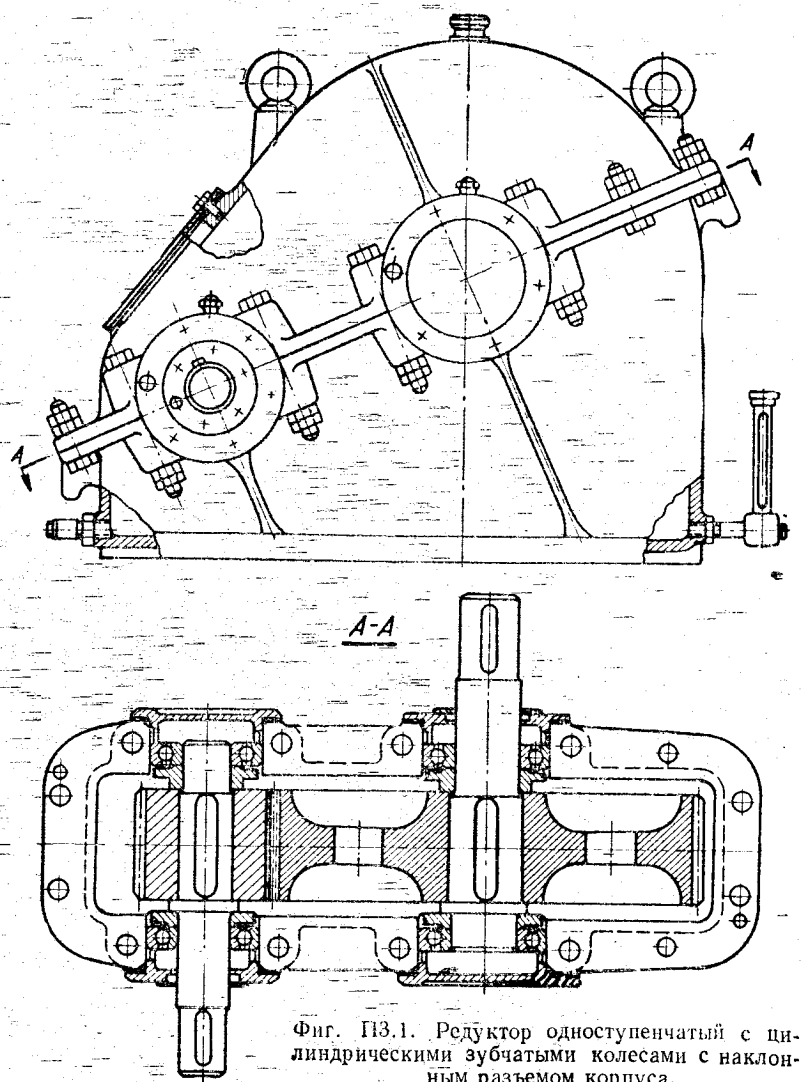
В тех случаях, когда защита проводится без развешивания чертежей на доске, все равно желательно, чтобы в качестве зрителей и слушателей широко были привлечены остальные учащиеся группы.

Вопросы, задаваемые при защите проекта, могут касаться выполнения отдельных расчетов, составления расчетных схем валов, определения нагрузок на подшипники, выявления опасного сечения вала, технологии сборки и разборки редуктора, назначения отдельных деталей, обоснования выбора их материалов, технологии изготовления деталей, системы смазки, возможных вариантов конструктивного решения того или иного узла и т. п.

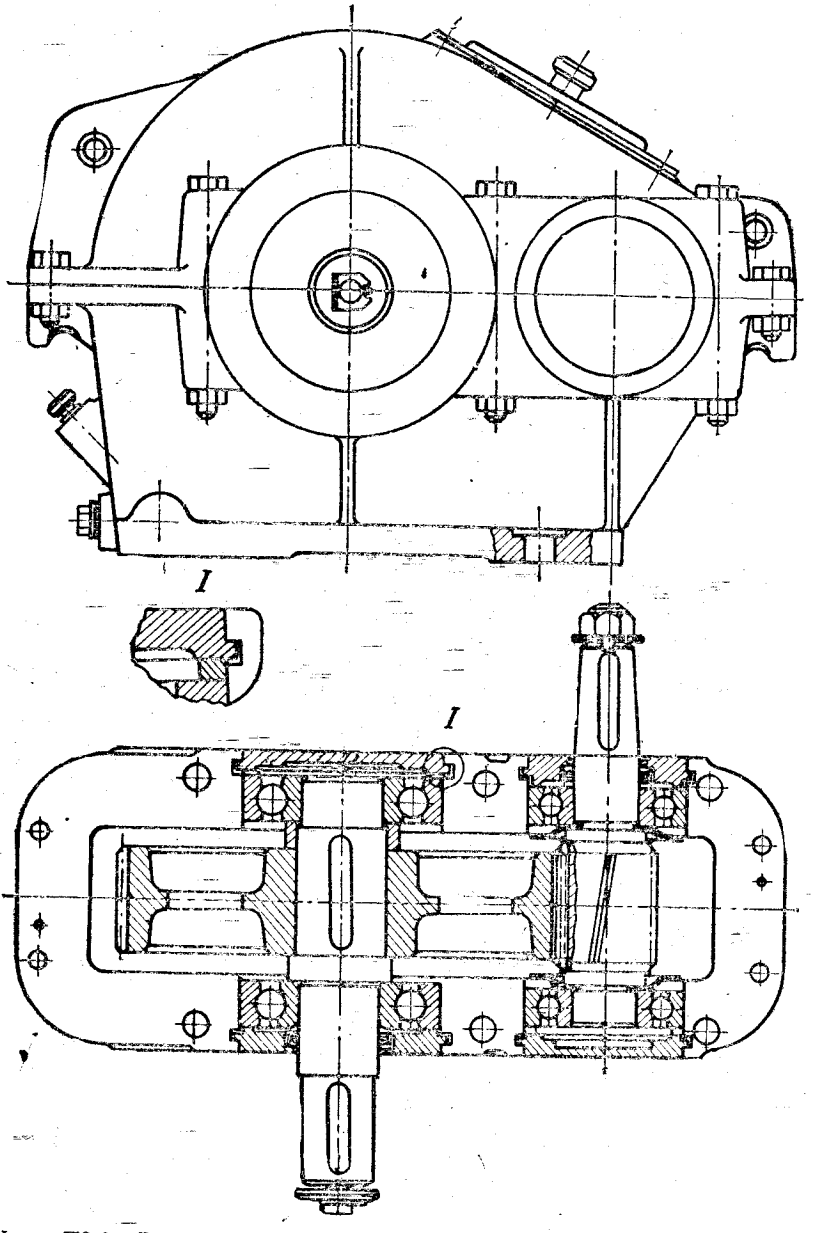
Оценка проекта должна отражать как качество выполнения графической части и расчетно-пояснительной записки, так и глубину понимания расчетной и конструктивной частей проекта, выявляемую в процессе защиты. Работа учащегося в течение семестра, ее систематичность и др., как правило, не должны влиять на оценку, выставляемую за курсовой проект.

Приложение III

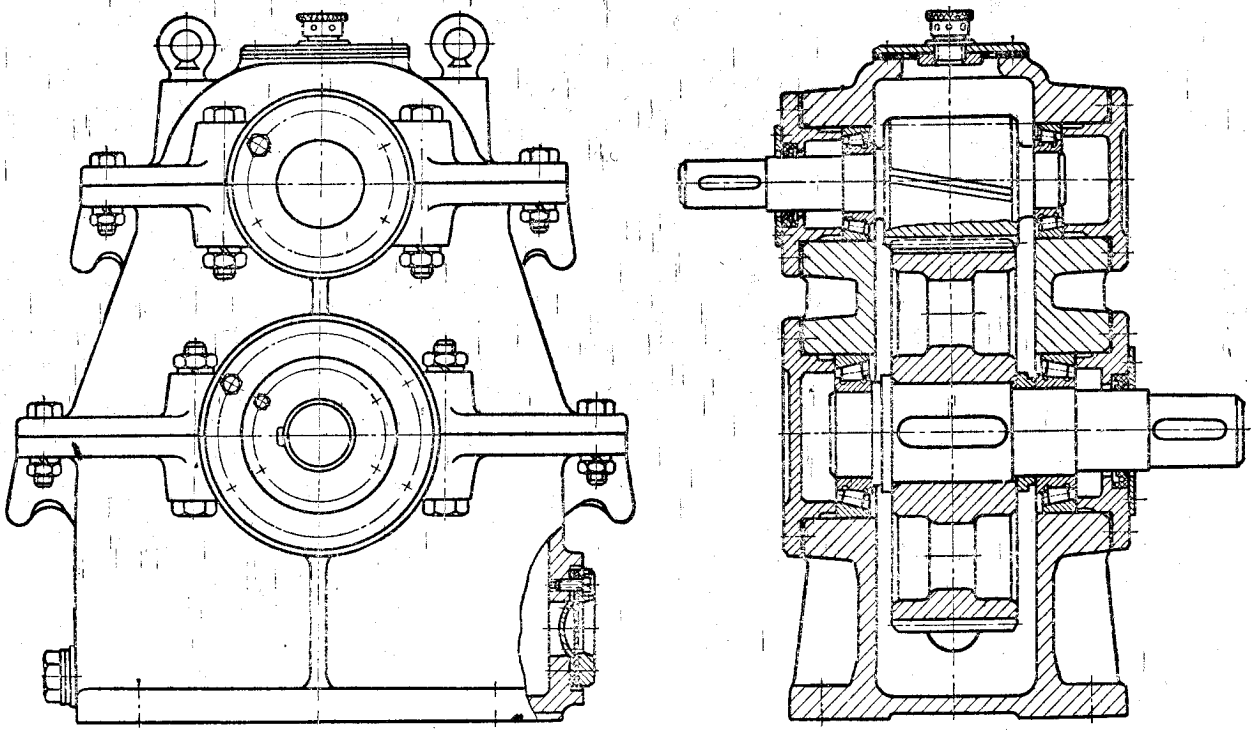
ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ



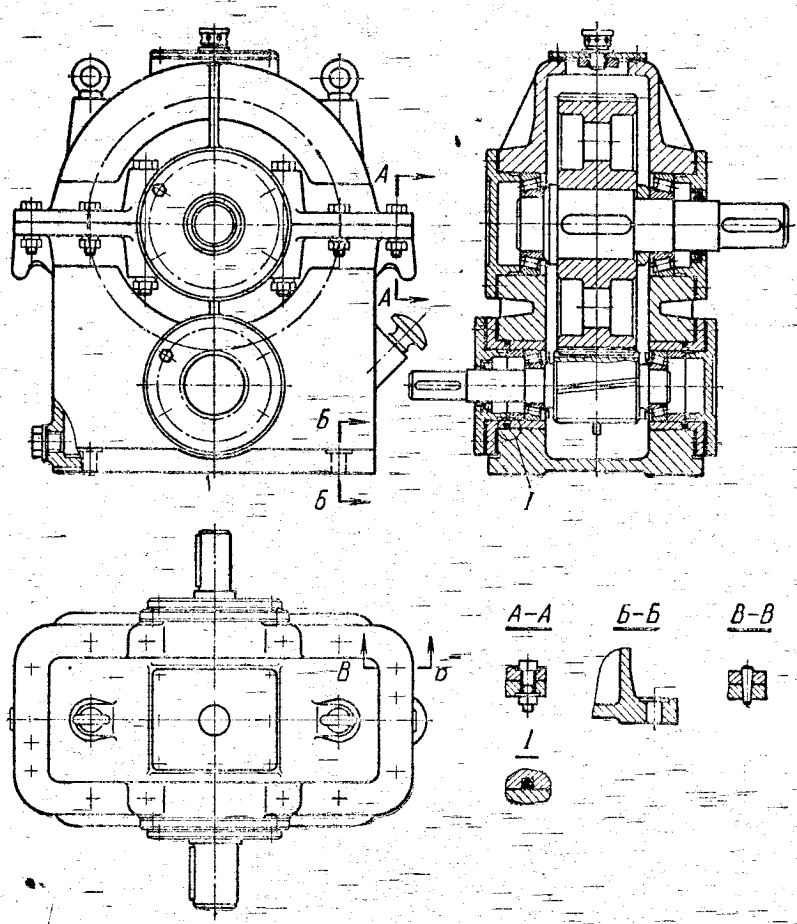
Фиг. П3.1. Редуктор одноступенчатый с цилиндрическими зубчатыми колесами с наклонным разъемом корпуса.



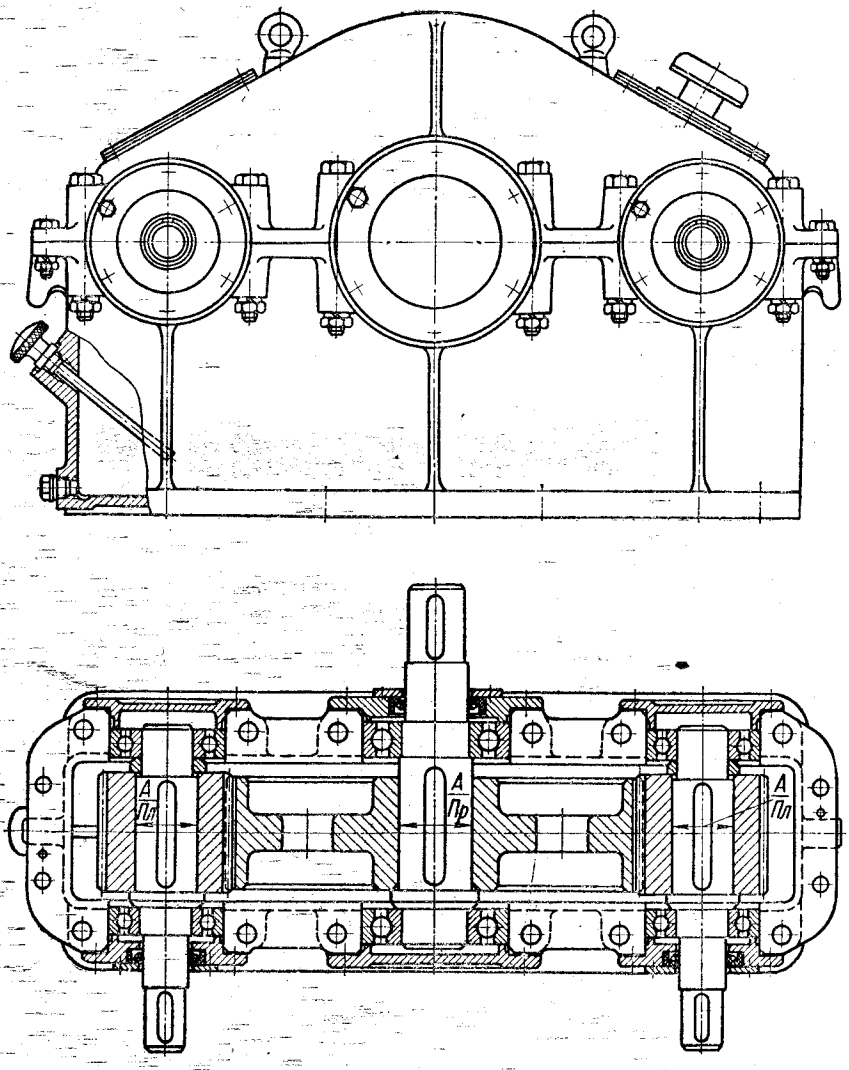
Фиг. П3.2. Редуктор одноступенчатый с цилиндрическими зубчатыми колесами с уменьшенной установочной базой.



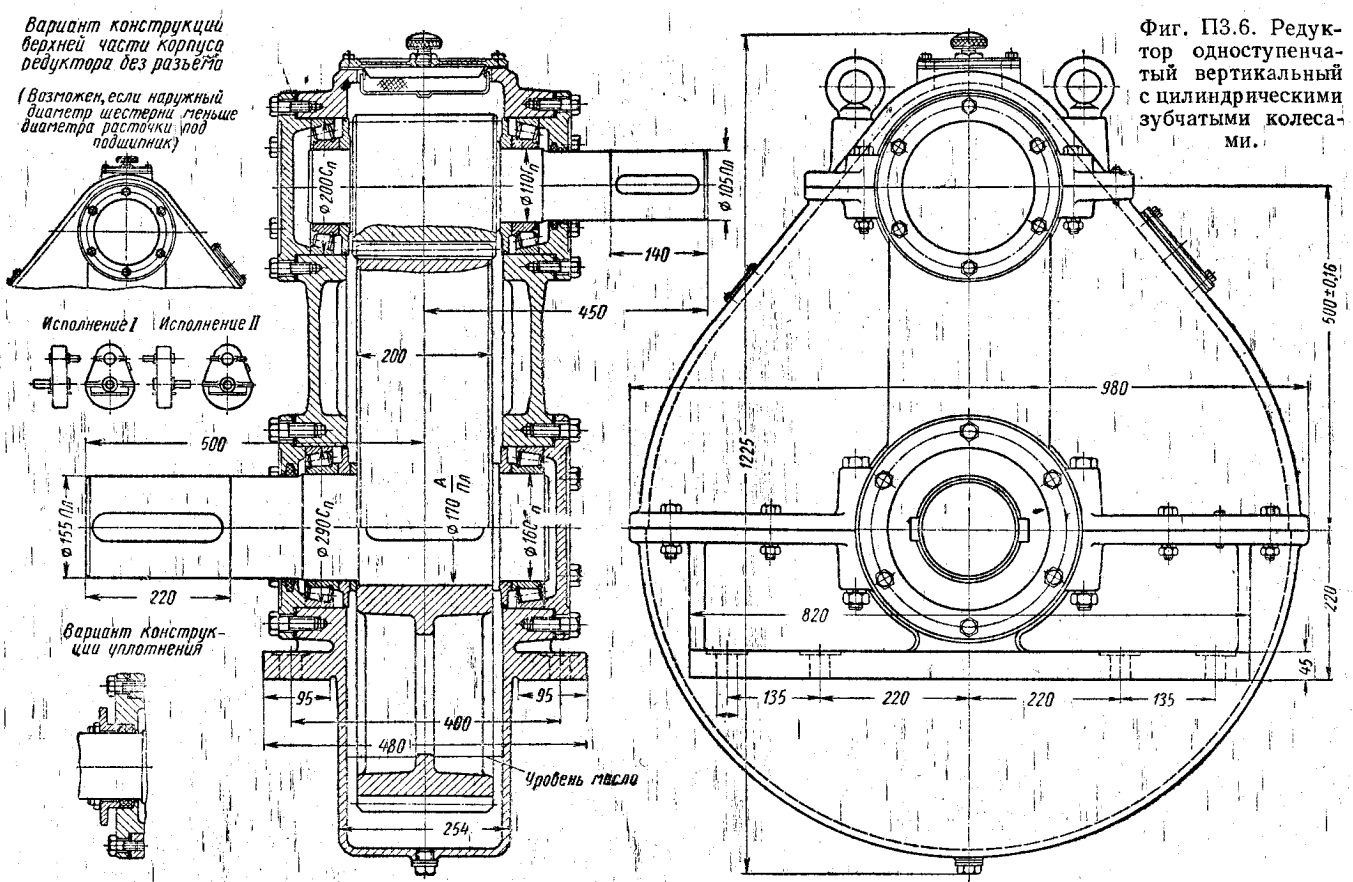
Фиг. П3.3. Редуктор одноступенчатый вертикальный с цилиндрическими зубчатыми колесами с шестерней, расположенной над колесом.



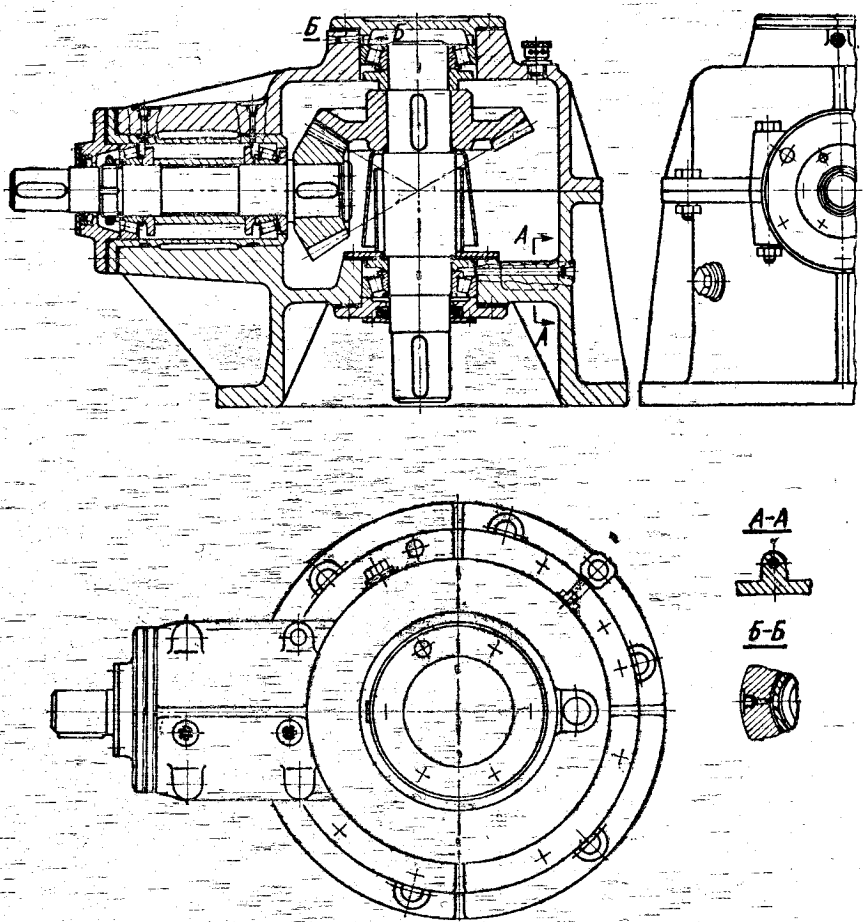
Фиг. П3.4. Редуктор одноступенчатый вертикальный с цилиндрическими зубчатыми колесами с шестерней, расположенной под колесом.



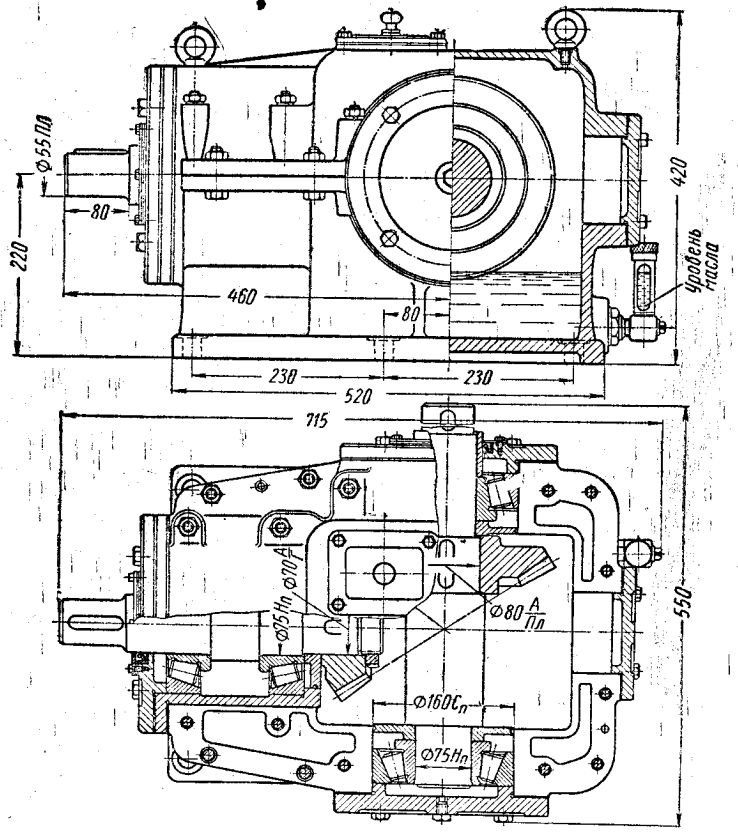
Фиг. П3.5. Редуктор горизонтальный двухпоточный (с двумя быстроходными и одним тихоходным валом) с цилиндрическими зубчатыми колесами.

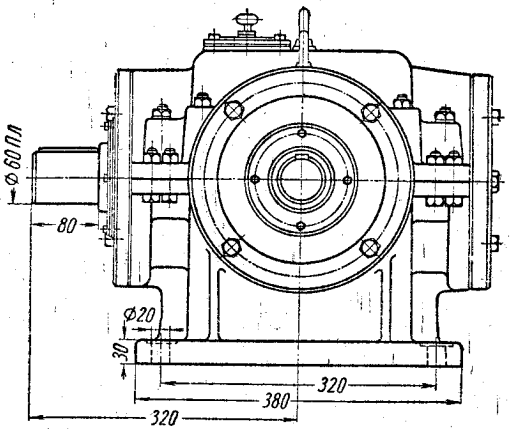


Фиг. П3.6. Редуктор одноступенчатый вертикальный с цилиндрическими зубчатыми колесами.

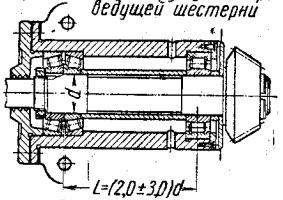


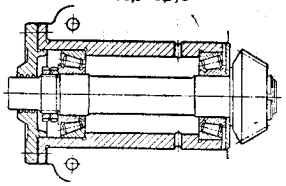
Фиг. ПЗ.7. Редуктор с коническими зубчатыми колесами с горизонтальным быстроходным и вертикальным тихоходным валами.



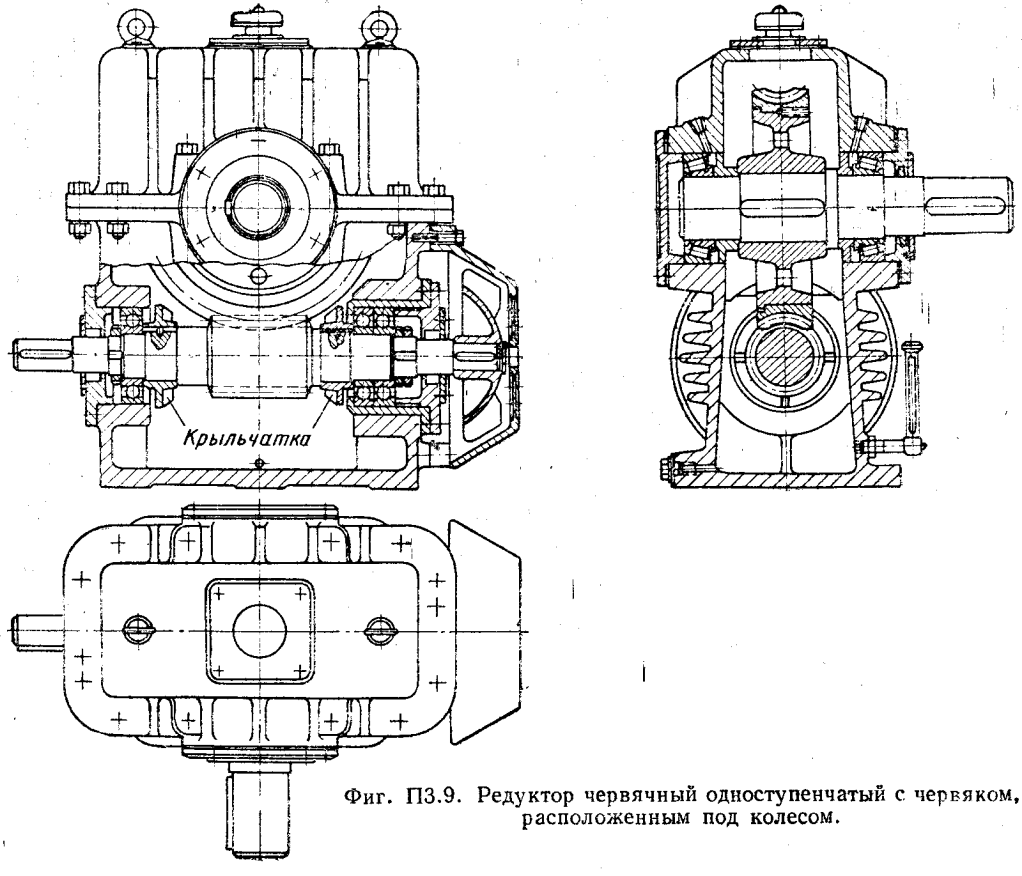


Варианты конструкции опоры ведущей шестерни

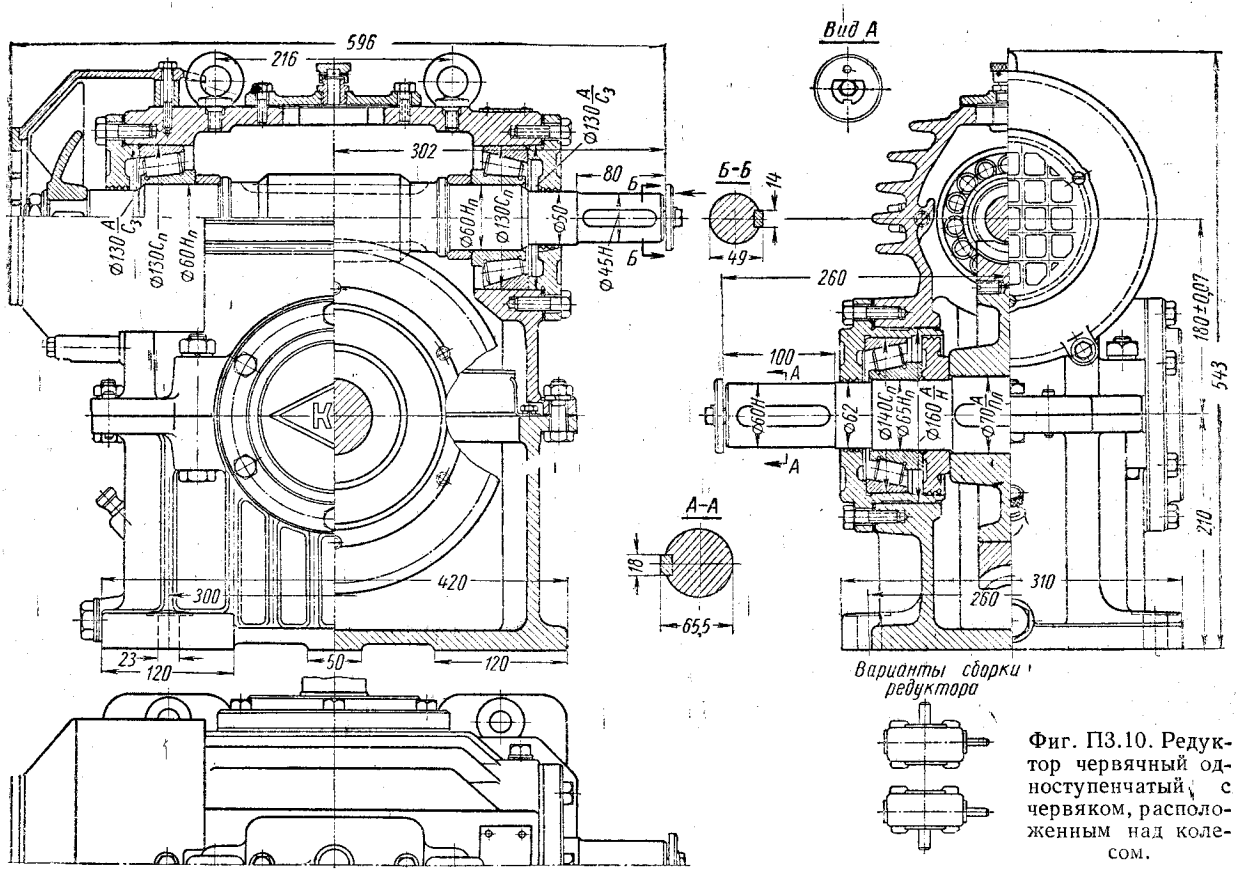




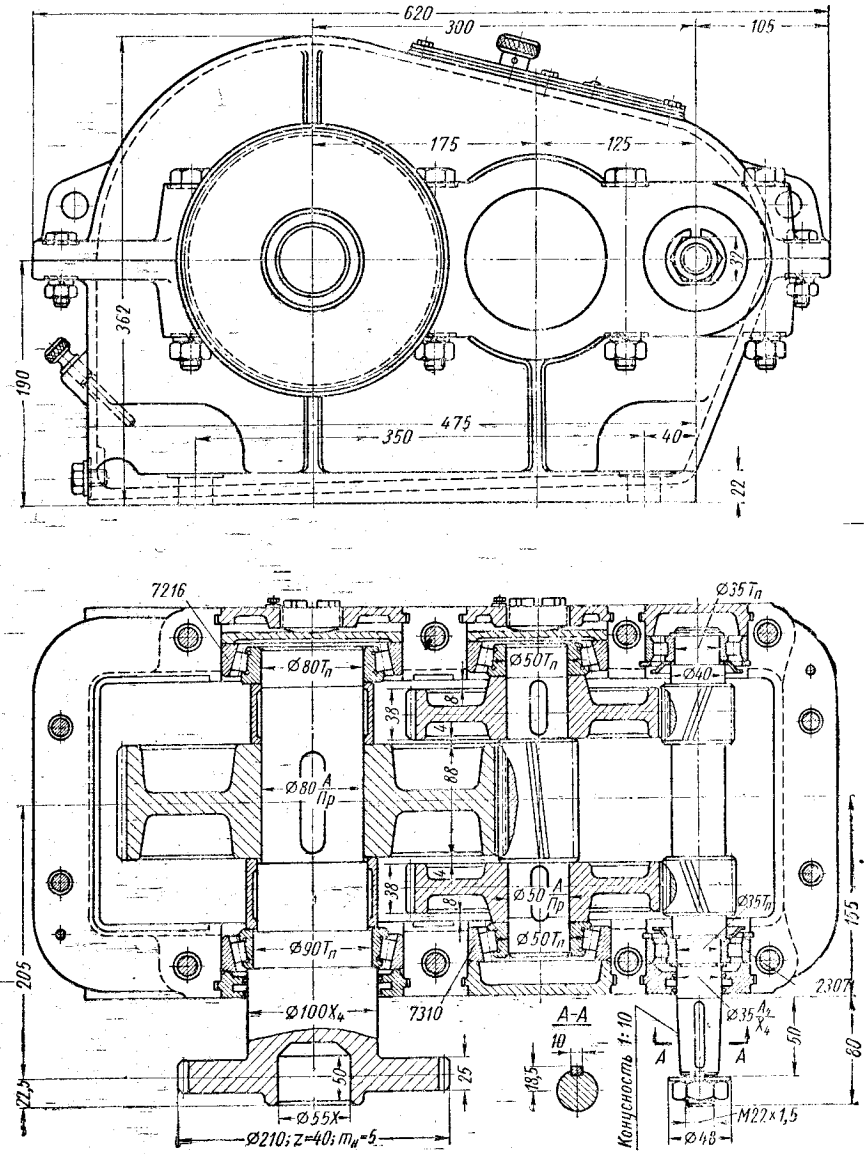
Фиг. П3.8. Редуктор горизонтальный одноступенчатый с коническими зубчатыми колесами.



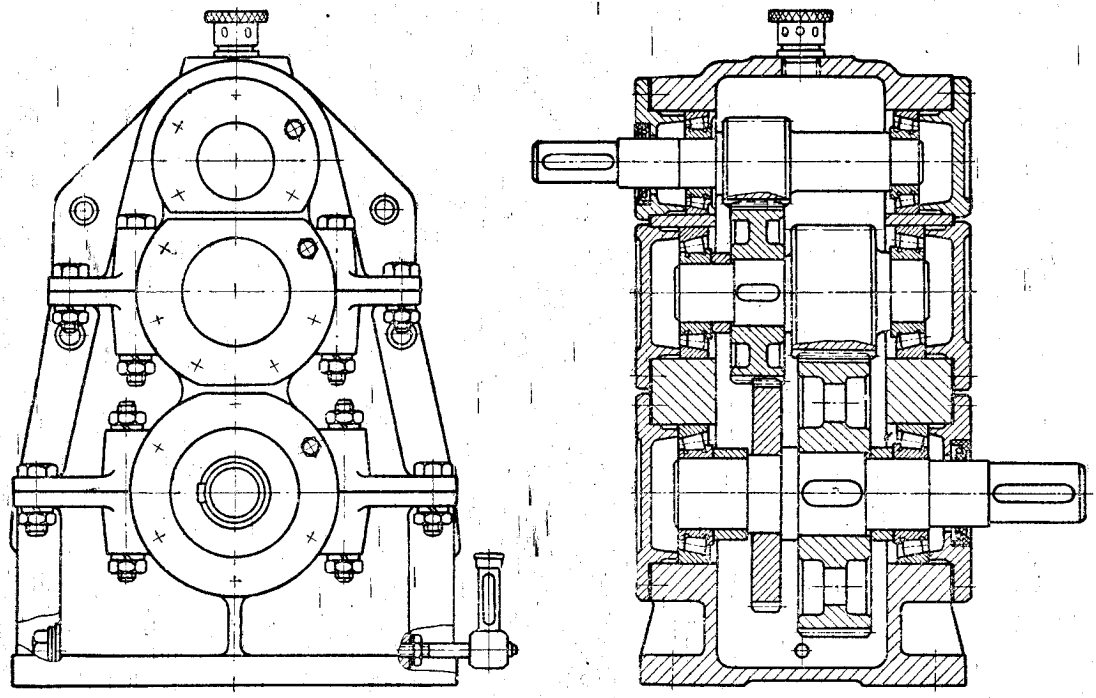
Фиг. П3.9. Редуктор червячный одноступенчатый с червяком, расположенным под колесом.



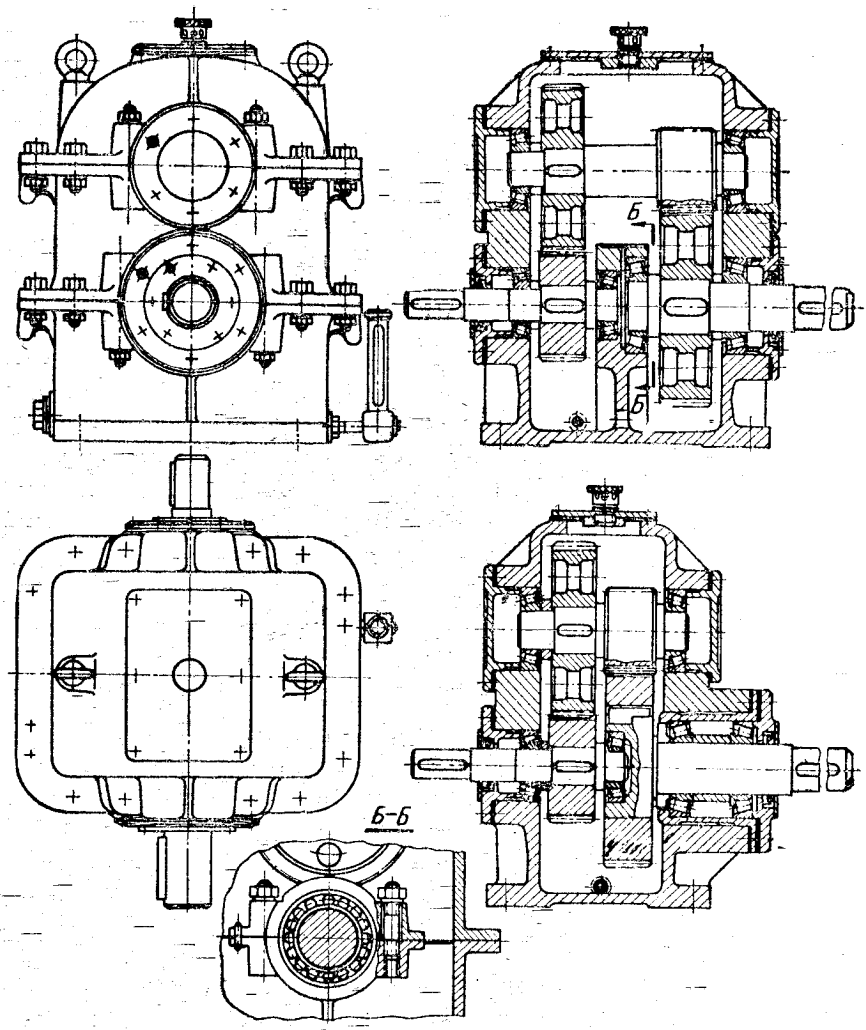
Фиг. П3.10. Редуктор червячный одноступенчатый с червяком, расположенным над колесом.



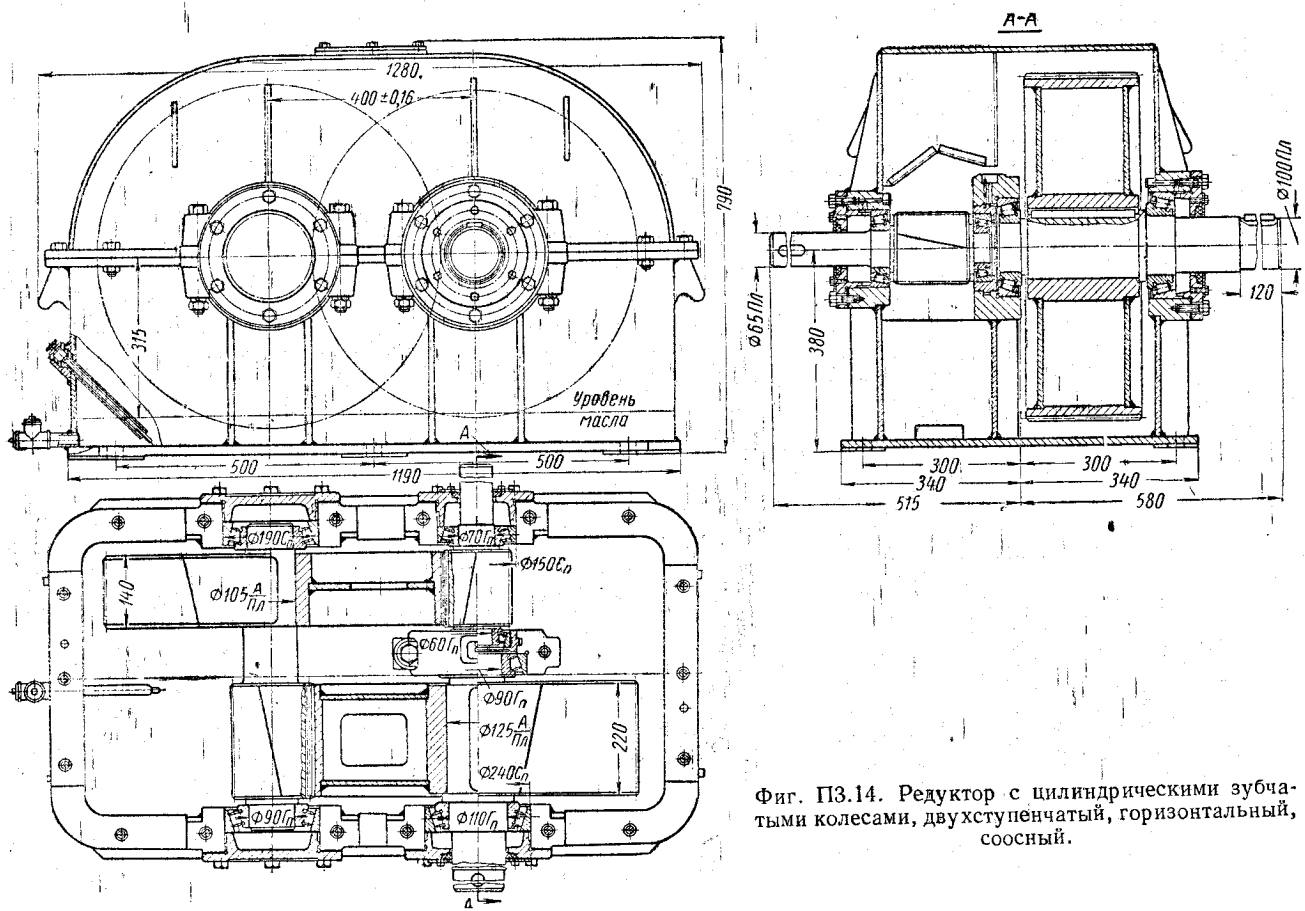
Фиг. П3.11. Редуктор двухступенчатый с цилиндрическими зубчатыми колесами с раздвоенной быстроходной ступенью.



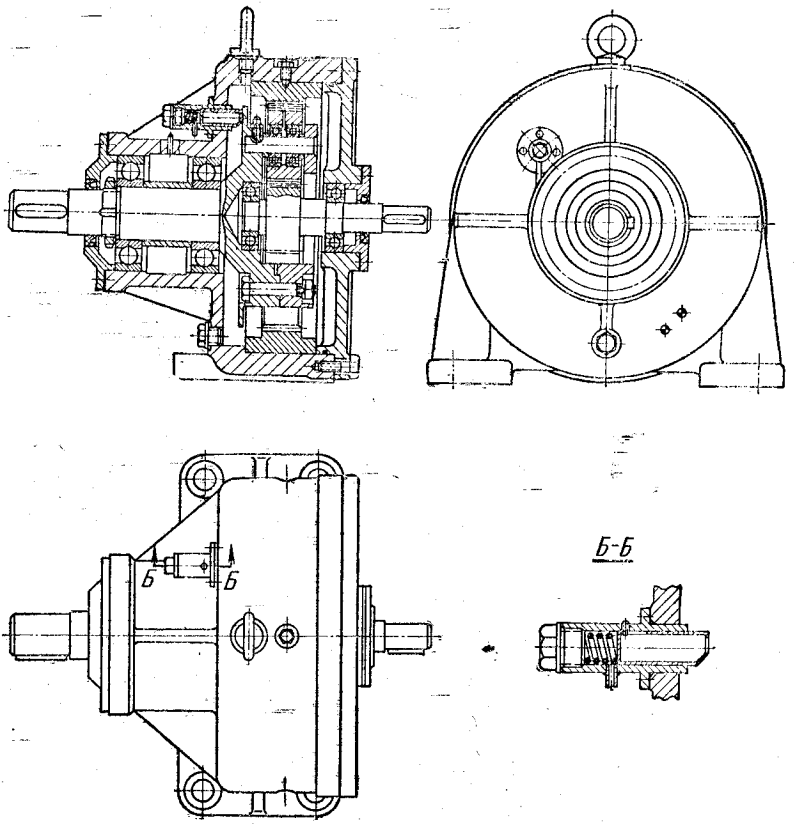
Фиг. П3.12. Редуктор двухступенчатый вертикальный; корпус с двумя разъемами; быстроходная ступень смазывается с помощью дополнительного (смазывающего) колеса.



Фиг. П3.13. Редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами двухступенчатый, вертикальный, соосный.



Фиг. П3.14. Редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами, двухступенчатый, горизонтальный, соосный.



Фиг. П3.15. Планетарный редуктор.

СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

П1. Технические данные асинхронных электродвигателей общего применения с короткозамкнутым ротором

Тип электродвигателя	Номинальная мощность N в *квт*	n в *об/мин*	$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$
Тип А — *в защищенном исполнении*			
А 31-2	1,0	2850	2,0
А 32-2	1,7	2850	2,0
А 41-2	2,8	2870	1,6
А 42-2	4,5	2870	1,8
А 51-2	7,0	2890	1,5
А 52-2	10	2890	1,6
А 61-2	14	2920	1,2
А 62-2	20	2920	1,3
А 71-2	28	2930	1,1
А 72-2	40	2930	1,2
А 81-2	55	2930	1,0
А 82-2	75	2930	1,2
А 91-2	100	2950	1,0
А 92-2	125	2950	1,0
А 31-4	0,6	1410	1,7
А 32-4	1,0	1410	1,8
А 41-4	1,7	1420	1,8
А 42-4	2,8	1420	1,9
А 51-4	4,5	1440	1,4
А 52-4	7,0	1440	1,5
А 61-4	10,0	1450	1,2
А 62-4	14,0	1450	1,3
А 71-4	20	1450	1,1
А 72-4	28	1450	1,2
А 81-4	40	1460	1,1
А 82-4	55	1460	1,2
А 91-4	75	1460	1,0
А 92-4	100	1460	1,0
А 31-6	0,4	935	1,2
А 32-6	0,6	930	1,2
А 41-6	1,0	930	1,3
А 42-6	1,7	930	1,4
А 51-6	2,8	950	1,3
А 52-6	4,5	950	1,8
А 61-6	7,0	970	1,1
А 62-6	10	970	1,1
А 71-6	14	970	1,2
А 72-6	20	970	1,2
А 81-6	28	975	1,2
А 82-6	40	975	1,3
А 91-6	55	980	1,0
А 92-6	75	980	1,0
А 61-8	4,5	730	1,0
А 62-8	7	730	1,0
А 71-8	10	730	1,1
А 72-8	14	730	1,1
А 81-8	20	730	1,1
А 82-8	28	730	1,2
А 91-8	40	730	1,1
А 92-8	55	730	1,1
Тип АП — *с повышенным пусковым моментом в защищенном исполнении*			
АП 61-4	10	1450	1,8
АП 62-4	14	1450	1,8
АП 71-4	20	1450	1,8
АП 72-4	28	1450	1,8
АП 81-4	40	1460	1,8
АП 82-4	55	1460	1,8
АП 91-4	75	1460	1,8
АП 92-4	100	1460	1,8
АП 61-6	7	950	1,7
АП 62-6	10	950	1,8
АП 71-6	14	970	1,8
АП 72-6	20	970	1,8
АП 81-6	28	975	1,8
АП 82-6	40	975	1,8
АП 91-6	55	980	1,8
АП 92-6	75	980	1,8
АП 61-8	4,5	725	1,7
АП 62-8	7,0	725	1,7
АП 71-8	10	725	1,7
АП 72-8	14	725	1,7
АП 81-8	20	730	1,7
АП 82-8	28	730	1,7
АП 91-8	40	730	1,7
АП 92-8	55	730	1,7

Тип электродвигателя	Номинальная мощность N в *квт*	n в *об/мин*	$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$
Тип АО — *в закрытом обдуваемом исполнении*			
АО 32-2	1,0	2860	2,2
АО 42-2	2,8	2880	1,9
АО 51-2	4,5	2900	1,6
АО 52-2	7,0	2900	1,7
АО 62-2	10	2930	1,3
АО 63-2	14	2930	1,5
АО 72-2	20	2940	1,2
АО 73-2	28	2940	1,4
АО 82-2	40	2950	1,2
АО 83-2	55	2950	1,3
АО 93-2	75	2960	1,1
АО 94-2	100	2960	1,2
АО 31-4	0,6	1410	1,7
АО 32-4	1,0	1410	1,8
АО 41-4	1,7	1420	1,8
АО 42-4	2,8	1420	1,9
АО 51-4	4,5	1440	1,4
АО 52-4	7,0	1440	1,5
АО 62-4	10	1460	1,3
АО 63-4	14	1460	1,4
АО 72-4	20	1460	1,3
АО 73-4	28	1460	1,4
АО 82-4	40	1470	1,2
АО 83-4	55	1470	1,3
АО 93-4	75	1470	1,1
АО 94-4	100	1470	1,2
АО 31-6	0,4	935	1,2
АО 32-6	0,6	930	1,2
АО 41-6	1	930	1,3
АО 42-6	1,7	930	1,4
АО 51-6	2,8	950	1,3
АО 52-6	4,5	950	1,5
АО 62-6	7,0	980	1,4
АО 63-6	10	980	1,4
АО 72-6	14	980	1,4
АО 73-6	20	980	1,4
АО 82-6	28	980	1,4
АО 83-6	40	980	1,5
АО 93-6	55	985	1,2
АО 94-6	75	985	1,2
АО 62-8	4,5	735	1,5
АО 63-8	7,0	735	1,5
АО 72-8	10	735	1,3
АО 73-8	14	735	1,3
АО 82-8	20	735	1,4
АО 83-8	28	735	1,4
АО 93-8	40	735	1,3
АО 94-8	55	735	1,3
Тип АОП — *с повышенным пусковым моментом в закрытом обдуваемом исполнении*			
АОП 41-4	1,7	1420	2,0
АОП 42-4	2,8	1420	2,0
АОП 51-4	4,5	1440	2,0
АОП 52-4	7,0	1440	2,0
АОП 62-4	10	1460	2,0
АОП 63-4	14	1460	1,9
АОП 72-4	20	1460	1,9
АОП 73-4	28	1460	1,9
АОП 82-4	40	1470	1,9
АОП 83-4	55	1470	1,9
АОП 93-4	75	1470	1,9
АОП 94-4	100	1470	1,9
АОП 41-6	1,0	930	1,9
АОП 42-6	1,7	930	1,9
АОП 51-6	2,8	940	1,9
АОП 52-6	4,5	940	1,9
АОП 62-6	7,0	960	1,9
АОП 63-6	10	960	1,9
АОП 72-6	14	970	1,9
АОП 73-6	20	970	1,9
АОП 82-6	28	960	1,9
АОП 83-6	40	980	1,9
АОП 93-6	55	985	1,9
АОП 94-6	75	985	1,8
АОП 62-8	4,5	730	1,8
АОП 63-8	7,0	730	1,8
АОП 72-8	10	730	1,8
АОП 73-8	14	730	1,8
АОП 82-8	20	735	1,8
АОП 83-8	28	735	1,8
АОП 93-8	40	735	1,8
АОП 94-8	55	735	1,8

П2. Технические данные асинхронных электродвигателей с повышенным скольжением

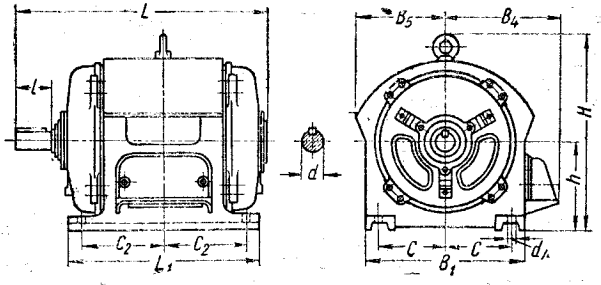
Тип электродвигателя	Номинальные значения			$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$	Наибольшая допускаемая мощность в *квт* при ПВ%			
	N в *квт*	ПВ%	n в *об/мин*		15	25	40	60
Тип АС — *с повышенным скольжением в защищенном исполнении*								
АС 61-4	10	60	1350	2,2	12	11,5	10,5	10
АС 62-4	14	35	1350	2,2	15,5	14,5	23,5	13
АС 71-4	20	25	1380	1,9	21,5	20	19	18
АС 72-4	28	20	1365	2,2	29	27	25	23
АС 81-4	40	20	1365	2,2	41	39	35	32
АС 82-4	55	15	1380	2,2	55	50	46	41
АС 91-4	75	15	1380	2,2	75	70	62	56
АС 92-4	100	15	1380	2,2	100	92	81	75
АС 61-6	7	40	900	2,0	8	7,5	7	6,8
АС 62-6	10	25	900	2,1	10,5	10	9,2	8,5
АС 71-6	14	35	870	2,1	15,5	14,5	13,5	13
АС 72-6	20	25	870	2,1	22	20	18,5	17,5

Тип электродвигателя	Номинальные значения			$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$	Наибольшая допускаемая мощность в *квт* при ПВ%			
	N в *квт*	ПВ%	n в *об/мин*		15	25	40	60
АС 81-6	28	20	890	2,1	29	27	25	23
АС 82-6	40	20	900	2,1	42	38	34	31
АС 91-6	55	15	900	2,1	55	47	40	36
АС 92-6	75	15	910	2,1	75	62	52	45
АС 61-8	4,5	80	670	1,9	6,2	5,7	5,2	4,7
АС 62-8	7	40	670	1,9	8,5	7,8	7,0	6,5
АС 71-8	10	30	650	1,9	11	10,5	9,5	9,0
АС 72-8	14	20	650	1,9	14,5	13,5	12,5	11,5
АС 81-8	20	20	660	1,9	21	19,5	18	16,5
АС 82-8	28	15	670	2,0	28	26	24	22
АС 91-8	40	15	670	2,0	40	35	31	28
АС 92-8	55	15	670	2,0	55	46	39	35

Тип электродвигателя	Номинальные значения			$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$	Наибольшая допускаемая мощность в *квт* при ПВ%				Тип электродвигателя	Номинальные значения			$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$	Наибольшая допускаемая мощность в *квт* при ПВ%			
	N в *квт*	ПВ%	n в *об/мин*		15	25	40	60		N в *квт*	ПВ%	n в *об/мин*		15	25	40	60
Тип АОС — *с повышенным скольжением в закрытом обдуваемом исполнении*																	
АОС 31-2	1,0	100	2760	2,8	1,3	1,25	1,2	1,1	АОС 41-6	1,0	100	860	2,2	1,5	1,35	1,2	1,1
АОС 32-2	1,7	100	2730	2,8	2,7	2,4	2,1	1,9	АОС 42-6	1,7	60	860	2,2	2,3	1,2	1,9	1,7
АОС 42-2	2,8	50	2700	2,8	3,7	3,3	3,0	2,7	АОС 51-6	2,8	35	870	2,0	3,3	3,0	2,7	2,65
АОС 51-2	4,5	40	2700	2,8	5,1	4,7	4,5	4,3	АОС 52-6	4,5	30	890	2,2	4,9	4,6	4,2	3,9
АОС 52-2	7,0	30	2700	2,8	7,8	7,1	6,5	6,0	АОС 62-6	7,0	60	900	2,2	10,0	0,5	8,0	7,0
									АОС 63-6	10	45	900	2,2	14	12,5	10,5	8,8
									АОС 72-6	14	35	900	2,2	18	15,5	13,5	12
АОС 31-4	0,6	100	1300	2,3	0,75	0,75	0,7	0,65	АОС 73-6	20	30	900	2,2	23,5	21	18,5	17
АОС 32-4	1,0	100	1300	2,3	1,4	1,3	1,2	1,1	АОС 82-6	28	25	910	2,2	32	28	25	23
АОС 41-4	1,7	60	1300	2,3	2,3	2,1	1,9	1,7	АОС 83-6	40	20	910	2,2	44	38	34	31
АОС 42-4	2,8	25	1300	2,3	3,1	2,8	2,5	2,3	АОС 93-6	55	20	910	2,2	61	52	44	40
АОС 51-4	4,5	25	1335	2,3	4,7	4,5	4,2	4,0	АОС 94-6	75	20	910	2,2	85	70	58	51
АОС 52-4	7,0	25	1335	2,3	7,3	7,0	6,2	5,7									
АОС 62-4	10	40	1350	2,3	13	11,5	10	8,8	АОС 62-8	4,5	75	690	2,1	7,5	7	5,8	4,8
АОС 63-4	14	40	1350	2,3	18	16	14	12	АОС 63-8	7,0	60	675	2,1	10	9	8	7
АОС 72-4	20	40	1350	2,3	27	23,5	20	18	АОС 72-8	10	45	660	2,1	14	12	10,5	0,5
АОС 73-4	28	30	1365	2,3	34	30	25	22	АОС 73-8	14	35	660	2,1	18	15,5	13,5	12
АОС 82-4	40	25	1380	2,3	46	40	35	31	АОС 82-8	20	30	670	2,1	23,5	25,5	18	16,5
АОС 83-4	55	25	1395	2,3	62	55	50	45	АОС 83-8	28	25	675	2,1	32	28	25	22
АОС 93-4	75	20	1395	2,2	80	71	62	57	АОС 93-8	40	25	675	2,1	46	40	35	31
АОС 94-4	100	15	1395	2,2	100	89	77	71	АОС 94-8	55	25	675	2,1	63	55	48	42

П3. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей типов А, АП, АС

Форма исполнения Ш2

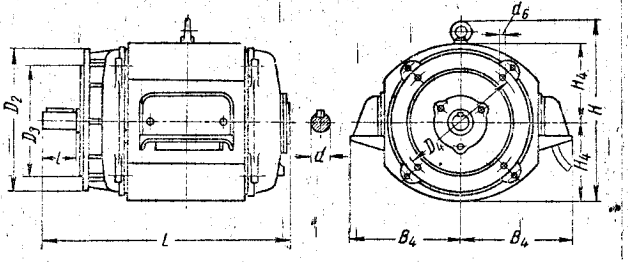


Размеры в *мм*

Тип	B	B_4	B_5	C	C_2	d	d_1	H	h	L	L_1	l
3000, 1500 и 1000 *об/мин* (синхронные)												
А 31	210	160	113	85	45	18	12,5	200	100	273	40	120
А 32	210	160	113	85	60	18	12,5	200	100	309	40	150
А 41	260	185	140	105	55	25	15	282	125	344	60	150
А 42	260	185	140	105	75	25	15	282	125	384	60	190
А 51	350	238	188	142,5	75	35	19	378	170	441	80	205
А 52	350	238	188	142,5	100	35	19	378	170	491	80	255
3000 *об/мин* (синхронное)												
А 61 и А 62	390	278	225	157,7	160	35	19	440	200	580	80	380
А 71 и А 72	455	311	258	185	200	38	24	517	236	673	80	480
А 81 и А 82	530	373	300	220	265	55	30	616	280	875	110	620
А 91 и А 92	625	420	352	262,5	325	55	30	740	345	1001	110	750
1500, 1000 и 750 *об/мин* (синхронное)												
А, АП, АС 61 и 62	390	278	225	157,5	160	45	19	440	200	562	110	380
71 и 72	455	311	258	185	200	55	24	517	236	665	110	480
81 и 82	530	373	300	220	265	65	30	616	280	858	140	620
91 и 92	625	420	352	262,5	325	75	30	740	335	968	140	750

П4. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей типов А, АП, АС

Форма исполнения Ф2 (горизонтальные фланцевые)

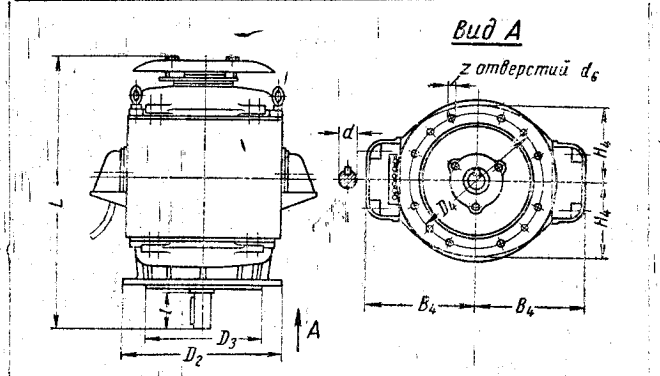


Размеры в *мм*

Тип	B_4	D_2	D_3	D_4	d	d_6	H	H_4	L	l
3000 *об/мин* (синхронное)										
А 61 и А 62	284	350	250	300	35	18	444	200	580	80
1500, 1000 и 750 *об/мин* (синхронное)										
А, АП, АС 61 и 62	284	350	250	300	45	18	444	200	562	110

П5. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей типов А, АП, АС

Форма исполнения В3 (вертикальные фланцевые)

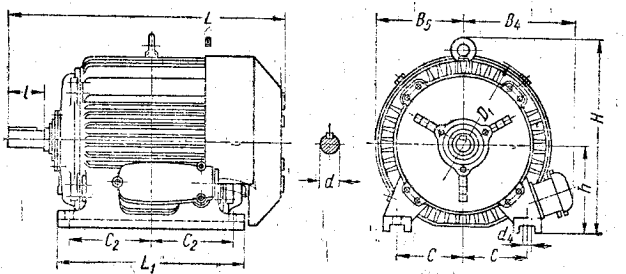


Размеры в *мм*

Тип	B_4	D_2	D_3	D_4	d	d_6	z	H_4	L	l
3000 *об/мин* (синхронное)										
А 61 и А 62	284	350	250	300	35	18	4	200	610	80
А 71 и А 72	309	450	350	400	38	18	8	225	730	80
А 81 и А 82	383	550	450	500	55	18	8	375	930	110
А 91 и А 92	423	660	550	600	55	22	8	315	1060	110
1500, 1000 и 750 *об/мин* (синхронное)										
А, АП, АС 61 и 62	284	350	250	300	45	18	4	200	592	110
71 и 72	309	450	350	400	55	18	8	225	710	110
81 и 82	383	550	450	500	65	18	8	275	915	140
91 и 92	423	600	550	600	75	22	8	315	1020	140

П6. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей типов АО, АОП и АОС

Форма исполнения Щ2

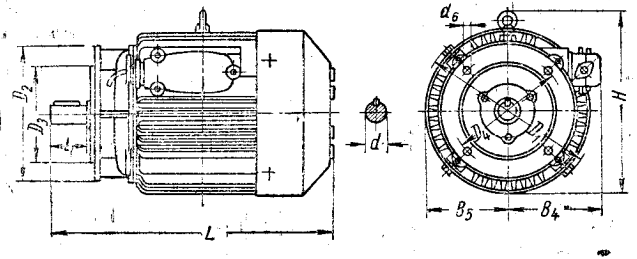


Размеры в *мм*

Тип	B_1	B_4	B_5	C	C_2	D_1	d	d_4	H	h	L	L_1	l
3000, 1500 и 1000 *об/мин* (синхронное)													
АО, АОП, АОС													
31	210	158	100	85	45	207	18	12,5	200	100	300	120	40
32	210	158	100	85	60	107	18	12,5	200	100	336	150	40
41	260	185	123	105	55	253	25	15	282	125	375	150	60
42	260	185	123	105	75	253	25	15	282	125	415	190	60
51	350	238	164	142,5	75	337	35	19	376	170	482	265	80
52	350	238	164	142,5	100	337	35	19	376	170	532	255	80
1500, 1000 и 750 *об/мин* (синхронное)													
АО, АОП, АОС													
62 и 63	390	268	219	157,5	160	460	45	19	456	200	635	380	110
72 и 73	455	298	248	185	200	510	55	24	535	236	750	480	110
82 и 83	530	372	288	220	265	594	65	30	630	280	955	620	140
92 и 93	625	415	329	262,5	325	676	75	30	745	335	1090	750	140

П7. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей типов АО, АОП и АОС

Форма исполнения Ф2 (горизонтальные фланцевые)

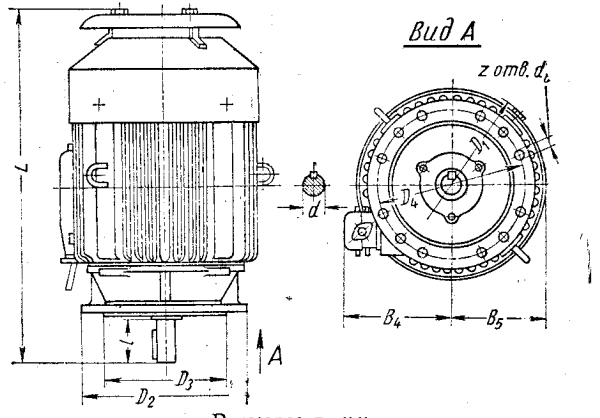


Размеры в *мм*

Тип	B_4	B_5	D_1	D_2	D_3	D_4	d	d_6	H	L	l
3000, 1500 и 1000 *об/мин* (синхронное)											
АО, АОС 31	158	100	207	175	120	145	18	11,5	—	300	40
32	158	100	207	175	120	145	18	11,5	—	335	40
АО, АОП, АОС 41	185	123	253	220	150	185	25	14	278	375	60
42	185	123	253	220	150	185	25	14	278	415	60
51	238	164	337	300	215	255	35	18	368	482	80
52	238	164	337	300	215	255	35	18	368	532	80
3000 *об/мин* (синхронное)											
62 и 63	248	219	448	350	250	300	35	18	482	642	80
1500, 1000 и 750 *об/мин* (синхронное)											
62 и 63	248	219	448	350	250	300	45	18	482	642	110

П8. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей типов АО, АОП, АОС

Форма исполнения В3 (вертикальные фланцевые)



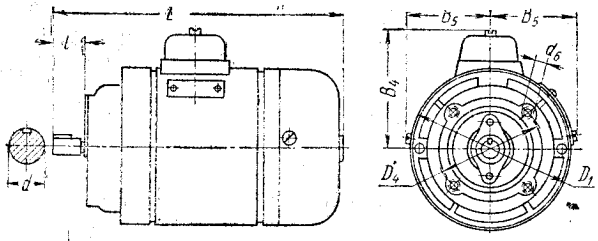
Размеры в *мм*

Тип	B_4	B_5	D_1	D_2	D_3	D_4	d	d_6	z	L	l
1500, 1000 и 750 *об/мин* (синхронное)											
АО, АОП, АОС 62 и 63	248	219	448	350	250	300	45	18	4	695	110
72 и 73	271	248	510	450	350	400	55	18	8	815	110
82 и 83	333	287	588	550	450	500	65	18	8	1030	140
93 и 94	362	330	672	660	550	600	75	22	8	1175	140

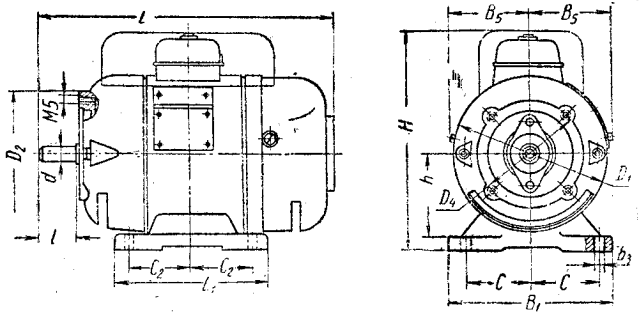
П9. Технические данные асинхронных электродвигателей малой мощности закрытых обдуваемых в алюминиевой оболочке; ротор короткозамкнутый

Трехфазного тока				Однофазного тока			
Тип электродвигателя	Номинальная мощность N в *вт*	n в *об/мин*	$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$	Тип электродвигателя	Номинальная мощность N в *вт*	n в *об/мин*	$\frac{M_{нач}}{M_{ном}}$
АОЛ 011-2	80	2760	1,3	АОЛБ 0112	30	2880	1,0
АОЛ 012-2	120	2760	1,3	АОЛБ 0122	50	2880	1,0
АОЛ 11-2	180	2800	2,0	АОЛБ 112	80	2890	1,0
АОЛ 12-2	270	2800	2,0	АОЛБ 12-2	120	2890	1,0
АОЛ 21-2	400	2800	2,0	АОЛБ 21-2	180	2890	1,0
АОЛ 22-2	600	2800	2,0	АОЛБ 22-2	270	2890	1,0
АОЛ 011-4	50	1390	1,7	АОЛБ 01-14	18	1370	1,0
АОЛ 012-4	80	1390	1,7	АОЛБ 01-24	30	1390	1,0
АОЛ 11-4	120	1400	2,0	АОЛБ 11-4	50	1420	1,2
АОЛ 12-4	180	1400	2,0	АОЛБ 12-4	80	1420	1,2
АОЛ 21-4	270	1400	2,0	АОЛБ 21-4	120	1420	1,2
АОЛ 22-4	400	1400	2,0	АОЛБ 22-4	180	1420	1,2

П10. Габаритные и установочные размеры в *мм* асинхронных электродвигателей малой мощности в алюминиевой оболочке



Форма исполнения Щ2/Ф2



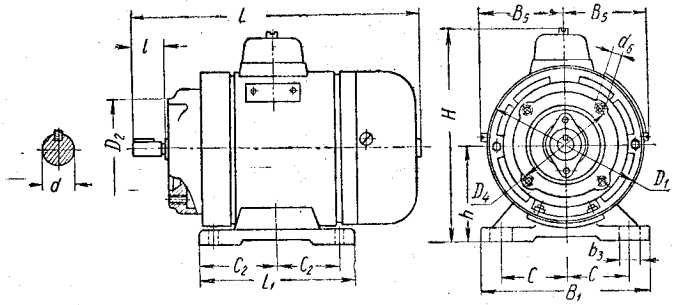
Форма исполнения Ф3 (для горизонтальной и вертикальной установок)

Тип электродвигателя	B_1	B_4	B_5	C	C_2	d	D_1	D_2	D_4	b_3	a_6	H	h	L	L_1	l
АОЛ 011	115	79	56	45	42,5	10	106,4	74	75	12	М5	142	63	189	105	23
АОЛ 012	115	79	56	45	42,5	10	106,4	74	75	12	М5	142	63	203	105	23
АОЛ 11	135	95	65,5	52,5	50	12	125	84	85	15	М6	170	75	220	125	30
АОЛ 12	135	95	65,5	52,5	50	12	125	84	85	15	М6	170	75	236	125	30
АОЛ 21	165	107	78	65	60	14	155	96	100	18	М8	197	90	250	150	30
АОЛ 22	165	107	78	65	60	14	155	96	100	18	М8	197	90	270	150	30

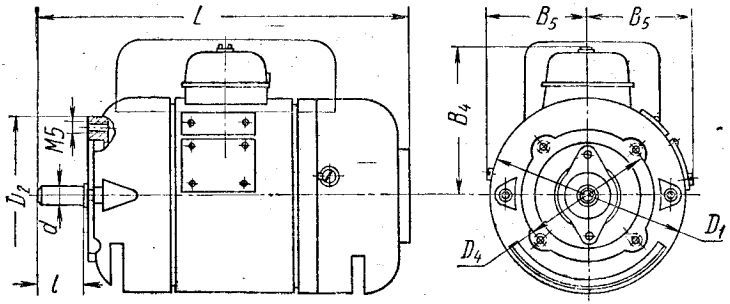
П11. Технические данные коллекторных защищенных универсальных электродвигателей серии УЛ в алюминиевой оболочке

Тип электродвигателя	Номинальная мощность в *вт* при угловой скорости в *об/мин*		
	8000	5000	2700
УЛ 041	30	18	5
УЛ 042	50	30	10
УЛ 051	80	50	18
УЛ 052	120	80	30
УЛ 061	180	120	50
УЛ 062	270	180	80

П12. Габаритные и установочные размеры в *мм* коллекторных электродвигателей серии УЛ в алюминиевой оболочке



Форма исполнения Щ2/Ф3



Форма исполнения Ф3

Тип электродвигателя	B_1	B_4	B_5	C	C_2	d	D_1	D_2	D_4	b_3	H	h	L	L_1	l
УЛ 041	75	57	37	27,5	27,5	5	69	64	55	10	100	42	136	70	12
УЛ 042	75	57	37	27,5	27,5	5	69	64	55	10	100	42	149	70	12
УЛ 051	100	70	47	38	36	8	88,5	76	65	10	123	53	168	90	20
УЛ 052	100	70	47	38	36	8	88,5	76	65	10	123	53	183	90	20
УЛ 061	115	79	56	45	42,5	10	106	86	60	12	142	63	202	105	23
УЛ 062	115	79	56	45	42,5	10	106	86	60	12	142	63	218	105	23

П13. Межосевые расстояния редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами (по ГОСТ 2185-55) в *мм*

Редукторы одноступенчатые и двухступенчатые соосные (двухосные) A	100 350 750	125 400 800	150 450 900	175 500 1000	200 550 1200	250 600 1400	300 650 1600	700	
Редукторы двухступенчатые трехосные:									
тихоходная ступень A_T	150	175	200	250	300	350	400	450	
быстроходная ступень $A_Б$	100	125	150	150	200	250	250	300	
тихоходная ступень A_T	500	600	700	800	900	1000	1200		
быстроходная ступень $A_Б$	350	400	450	500	600	700	800		
Редукторы трехступенчатые:									
тихоходная ступень A_T	250	300	350	400	450	500	600	700	800
промежуточная ступень $A_П$	150	200	250	250	300	350	400	450	500
быстроходная ступень $A_Б$	100	150	150	150	200	250	250	300	350

П14. Значения коэффициентов ширины цилиндрических зубчатых колес в редукторах (по ГОСТ 2185-55)

$\psi_A = \frac{B}{A}$	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2

Примечания: 1. Ширина канавки для выхода режущего инструмента в шевронных зубчатых колесах включается в величину B.

2. При различной ширине сопряженных зубчатых колес значение ψ_A должно относиться к более узкому из них.

П15. Модули зубчатых зацеплений в редукторах с цилиндрическими зубчатыми колесами (по ГОСТ 2185-55)

Значения	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4	4,5
m_s или	5	5,5	6	(6,5)	7	8	9	10	11	12	(13)
m_n в *мм*	14	(15)	16	18	20	22	24	26	28	30	

Примечание. Модулей, поставленных в скобки, по возможности не применять.

П16. Передаточные числа одноступенчатых и двухступенчатых редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами (по ГОСТ 2185-55)

Редукторы одноступенчатые

Значения i										
	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	
	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3	7,1	8	9	10

Редукторы двухступенчатые

Двухступенчатые трехосные			Двухступенчатые двухосные (соосные)		
$i_Б$	$i_Т$	$i = i_Б \cdot i_Т$	$i_Б$	$i_Т$	$i = i_Б \cdot i_Т$
2 2,24 2,5 2,8 3,15	4	8 8,96 10 11,2 12,6	2,5 2,8 3,15	3,15	7,87 8,82 9,92
			2,8 3,15 3,55 4	4	11,2 12,6 14,2 16,0
3,15 3,55 4 4,5	4,5	14,17 15,97 18 20,25	4 4,5	4,5	18,0 20,25
			4,5 5	5	22,5 25,0
4,5 5 5,6 6,3	5	22,5 25 28 31,5	5	5,6	28,0
			5 5,6 6,3	6,3	31,5 35,28 39,69
6,3 7,1 8 9	5,6	35,28 39,76 34,8 50,4			
			6,3 7,1	7,1	44,73 50,41

Примечание. При невозможности подобрать числа зубьев шестерни и колеса в сопряженных парах редуктора, обеспечивающие получение передаточных чисел, указанных в таблице, допускаются следующие отклонения от передаточных чисел, установленных настоящим стандартом:

а) для редукторов одноступенчатых — не более чем на $\pm 2{,}5\%$ при $i = 1{,}25 \div 4{,}5$ и не более чем на $\pm 4\%$ при $i = 5 \div 10$;

б) для редукторов двухступенчатых — не более чем на $\pm 4\%$ при всех значениях i.

П17. Передаточные числа трехступенчатых редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами (по ГОСТ 2185-55)

$i_Б$	$i_П$	$i_Т$	$i = i_Б \cdot i_П \cdot i_Т$
2	4	5	40
2,24			44,8
2,5			50,0
2,8			56,0
3,15			63,0
3,15	4,5		70,87
3,55			79,87
4			90,00
4,5			101,25
5			112,5
5		5,6	126,0
5	5		140,0
5,6			156,8
6,3			176,4
6,3	5,6	6,3	197,57
6,3			222,26
7,1			250,49
7,1	6,3		281,80
8			317,52
8	7,1		357,84
9			402,57

Примечание. Допускается отклонение от указанных передаточных чисел в пределах ±4%.

П18. Параметры редукторов с цилиндрическими прямозубыми зубчатыми колесами или шевронными со стандартным модулем в торцовом сечении (по ГОСТ 2185-55)

m или m_s	Суммарное число зубьев z_c при A в *мм*								
	100	125	150	175	200	250	300	350	400
1	200	250	300	350	400	500	—	—	—
1,25	160	200	240	280	320	400	480	—	—
1,5	—	—	200	—	—	—	400	—	—
1,75	—	—	—	200	—	—	—	400	—
2	100	125	150	175	200	250	300	350	400
2,5	—	100	120	140	160	200	240	280	320
3	—	—	100	—	—	—	200	—	—
3,5	—	—	—	100	—	—	—	200	—
4	—	—	—	—	100	125	150	175	200
5	—	—	—	—	—	100	120	140	160
6	—	—	—	—	—	—	100	—	—
7	—	—	—	—	—	—	—	100	—
8	—	—	—	—	—	—	—	—	100

Примечание. Таблица является выдержкой из ГОСТ 2185-55; в нее включены лишь значения z_c, осуществляемые без коррекции зацепления при $A \leq 400$ *мм*.

П19. Рекомендуемые параметры редукторов с цилиндрическими косозубыми колесами при $\psi_A \geqslant 0{,}4$ (зацепление некорригированное, по ГОСТ 2185-55)

A в *мм*	100		125		150		175	
m_n в *мм*	z_c	β_∂	z_c	β_∂	z_c	β_∂	z_c	β_∂
1	198	8°06′34″	247	8°53′06″	297	8°06′34″	346	8°40′14″
1,25	158	9°04′07″	198	8°06′34″	237	9°04′07″	277	8°23′40″
1,5	132	8°06′34″	165	8°06′34″	198	8°06′34″	230	9°41′47″
1,75	113	8°36′09″	141	9°14′55″	169	9°39′21″	198	8°06′34″
2	99	8°06′34″	123	10°15′47″	148	9°22′00″	173	8°40′14″
2,25	—	—	110	8°06′34″	132	8°06′34″	154	8°06′34″
2,5	—	—	99	8°06′34″	118	10°28′31″	138	9°41′47″
3	—	—	—	—	99	8°06′34″	115	9°41′47″
3,5	—	—	—	—	—	—	99	8°06′34″
A в *мм*	200		250		300		350	
1,5	264	8°06′34″	330	8°06′34″	396	8°06′34″	—	—
1,75	226	8°36′09″	282	9°14′55″	338	9°39′21″	396	8°06′34″
2	198	8°06′34″	247	8°53′06″	297	8°06′34″	346	8°40′14″
2,25	176	8°06′34″	220	8°06′34″	264	8°06′34″	308	8°06′34″
2,5	158	9°04′07″	198	8°06′34″	237	9°04′07″	277	8°23′40″
3	132	8°06′34″	165	8°06′34″	198	8°06′34″	231	8°06′34″
3,5	113	8°36′09″	141	9°14′55″	169	9°39′21″	198	8°06′34″
4	99	8°06′34″	123	10°15′47″	148	9°22′00″	173	8°40′14″
4,5	—	—	110	8°06′34″	132	8°06′34″	154	8°06′34″
5	—	—	99	8°06′34″	118	10°28′31″	138	9°41′47″
5,5	—	—	—	—	108	8°06′34″	126	8°06′34″
6	—	—	—	—	99	8°06′34″	115	9°41′47″
(6,5)	—	—	—	—	—	—	106	10°10′14″
7	—	—	—	—	—	—	99	8°06′34″
A в *мм*	400		450		500			
3	264	8°06′34″	297	8°06′34″	330	8°06′34″		
3,5	226	8°36′09″	254	8°58′01″	282	9°14′55″		
4	198	8°06′34″	222	9°22′00″	247	8°53′06″		
4,5	176	8°06′34″	198	8°06′34″	220	8°06′34″		
5	158	9°04′07″	178	8°32′56″	198	8°06′34″		
5,5	144	8°06′34″	162	8°06′34″	180	8°06′34″		
6	132	8°06′34″	148	9°22′00″	165	8°06′34″		
(6,5)	121	10°32′27″	137	8°19′57″	152	8°53′06″		
7	113	8°36′09″	127	8°58′01″	141	9°14′55″		
8	99	8°06′34″	111	9°22′00″	123	10°15′47″		
9	—	—	99	8°06′34″	110	8°06′34″		
10	—	—	—	—	99	8°06′34″		

Примечания: 1. Таблицей можно пользоваться и при $\psi_A < 0{,}4$, если соблюдено условие $\psi_A \geqslant \frac{2{,}5\ m_n}{A \sin \beta_\partial}$.

2. Таблица приведена с сокращениями; в приложении к ГОСТ 2185-55 указаны основные параметры редукторов с косозубыми цилиндрическими колесами до $A = 2400$ *мм*, $m_n = 30$ *мм*, $z_c = 528$.

П.20. Число зубьев $z_к$ червячного колеса (по ГОСТ 2144-43)

В таблице для каждого стандартного межосевого расстояния приведены только числа зубьев $z_к$ червячного колеса, осуществляемые без корригирования при числе заходов червяка $z_ч = 1 \div 4$

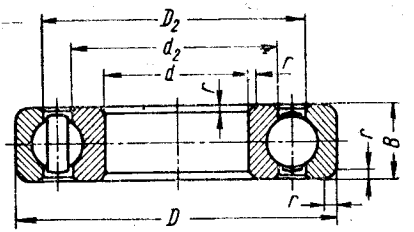
A в мм	m в мм																								
	(2)	(2,5)	3	(3,5)	4	(4,5)	5		6		7		8		(9)		10		12		(14)	16	(18)	20	(24)	(30)
	q																									
	13	12	12	12	11	(11)	10	(12)	9	(11)	9	(11)	8	(11)	8	(11)	8	(11)	8	(11)	9	9	8	8	8	8
80	67	52	—	—	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	87	68	—	—	39	—	30	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	107	84	68	—	49	—	38	36	31	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
150	—	108	88	—	64	—	50	48	41	39	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	—	—	108	—	79	69	62	60	51	49	—	—	37	34	32	29	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—
210	—	—	—	108	94	—	74	72	61	59	51	49	—	—	—	—	34	31	—	—	—	—	—	—	—	—
240	—	—	—	—	109	—	86	84	71	69	—	—	52	49	—	—	40	37	32	29	—	—	—	—	—	—
270	—	—	—	—	—	109	98	96	81	79	—	—	—	—	52	49	46	43	37	34	—	—	—	—	—	—
300	—	—	—	—	—	—	110	108	91	89	—	—	67	64	—	—	52	49	42	39	—	—	—	—	—	—
360	—	—	—	—	—	—	—	—	111	109	—	—	82	79	72	69	64	61	52	49	—	36	32	28	—	—
420	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	111	109	97	94	—	—	76	73	62	59	51	—	—	34	—	—
480	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	112	109	—	—	88	85	72	69	—	51	—	40	32	—
540	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	112	109	100	97	82	79	—	—	52	46	37	28
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	112	109	92	89	—	66	—	52	44	32

Примечания: 1. При значительных нагрузках число зубьев $z_К$ червячного колеса свыше 80 выбирать не рекомендуется.

2. Стандартное передаточное число i представляет собой частное от деления числа зубьев $z_К$ из настоящей таблицы на число заходов $z_ч$ червяка.

П.21. Шарикоподшипники радиальные однорядные

Размеры в *мм*



Условное обозначение подшипника по ГОСТ 8338-57	d	D	B	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Предельное число оборотов в минуту	Координаты фасок r в *мм*
Сверхлегкая серия, нормальная ширина										
1 000 092	2	6	2,3	—	—	—	250	9	25 000	0,2
1 000 094	4	11	4	6,2	8,9	2	970	30	25 000	0,3
1 000 095	5	13	4	7,35	10,1	2	1 000	35	25 000	0,4
1 000 096	6	15	5	8,8	12,2	2,38	1 400	55	25 000	0,4
1 000 097	7	17	5	10	14	3	2 200	75	25 000	0,5
1 900 098	8	19	6	11,5	15,5	3	2 400	85	25 000	0,5
1 000 099	9	20	6	11,5	16,9	3,5	2 800	100	25 000	0,5
1 000 900	10	22	6	12,5	18,9	3,97	3 700	130	25 000	0,5
1 000 901	12	24	6	14,5	20,9	3,97	3 700	138	25 000	0,5
1 000 902	15	28	7	19,2	23,7	3,18	3 500	145	25 000	0,5
1 000 903	17	30	7	21	26	3,5	4 000	160	20 000	0,5
1 000 904	20	37	9	24,7	32,3	5	7 400	300	16 000	0,5
1 000 905	25	42	9	29,7	37,3	5	8 400	360	16 000	0,5
1 000 906	30	47	9	34,5	42,5	5	8 800	390	13 000	0,5
1 000 907	35	55	10	41,4	48,6	5,95	12 400	550	13 000	1
1 000 908	40	62	12	46,8	55,1	6,35	14 600	680	10 000	1
1 000 909	45	68	12	—	—	—	17 500	800	10 000	1
1 000 915	75	105	16	84,7	95,2	8,73	32 000	1650	6 000	1,5
1 000 916	80	110	16	89,3	100,7	9,53	36 000	1900	5 000	1,5
1 000 918	90	125	18	101,3	113,7	10,32	45 000	2300	4 500	2,0

Условное обозначение подшипника по ГОСТ 8338-57	d	D	B	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту	Координаты фасок r в мм
Особо легкая серия узкая										
7 000 101	12	28	7	16,6	23,8	4,76	5 400	210	20 000	0,5
7 000 102	15	32	8	19,7	27,3	4,76	5 400	210	20 000	0,5
7 000 103	17	35	8	22,3	29,7	5,16	7 500	280	20 000	0,5
7 000 105	25	47	8	33	41	5,56	9 300	390	16 000	1
7 000 106	30	55	9	39,4	45,6	5,56	11 000	500	13 000	1,0
7 000 107	35	62	9	44,6	52,5	5,56	11 600	550	13 000	1
7 000 108	40	68	9	49,2	58,7	6,35	15 500	750	10 000	1
7 000 110	50	80	10	61,3	69,1	6,35	18 000	870	8 000	1
7 000 111	55	90	11	68,2	76,8	7,14	21 000	900	8 000	1
7 000 112	60	95	11	73,2	81,8	7,14	22 000	1100	8 000	1
7 000 113	65	100	11	78	86,8	7,14	23 000	1160	8 000	1
7 000 114	70	110	13	86,2	96	7,94	26 000	1300	6 000	1
Особо легкая серия, нормальная ширина										
17	7	19	6	10,2	16	3,97	3 400	110	25 000	0,5
18	8	22	7	11,5	18,05	3,97	3 700	130	25 000	0,5
100	10	26	8	15,4	21,3	4,76	5 400	210	20 000	0,5
101	12	28	8	16,6	23,8	4,76	5 400	210	20 000	0,5
104	20	42	12	26,9	35,5	6,35	10 600	420	16 000	1
105	25	47	12	32,2	39,8	6,35	11 500	520	16 000	1
106	30	55	13	38,2	46,8	7,14	15 000	680	13 000	1,5
107	35	62	14	43,2	53,4	7,94	18 500	830	13 000	1,5
108	40	68	15	49,7	59,3	7,94	19 000	900	10 000	1,5
109	45	75	16	55,4	65,5	8,73	25 000	1100	10 000	1,5
110	50	80	16	59	71,2	8,73	25 000	1200	8 000	1,5
112	60	95	18	70,8	84,2	11,11	37 000	1700	8 000	2
113	65	100	18	77	89,4	10,32	37 000	1900	8 000	2
114	70	110	20	82,8	97,6	12,3	45 000	2300	6 000	2
115	75	115	20	88,3	102,6	12,3	46 000	2500	6 000	2
116	80	125	22	95,3	111,5	13,49	57 000	3150	5 000	2
117	85	130	22	99,4	116	13,49	57 000	3100	5 000	2
120	100	150	24	116,0	133,5	14,29	74 000	4000	4 000	2,5

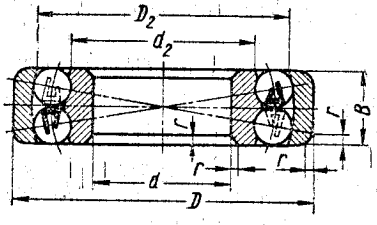
Условное обозначение подшипника по ГОСТ 8338-57	d	D	B	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту	Координаты фасок r в мм
Легкая серия										
23	3	10	4	5,55	7,85	1,59	610	20	25 000	0,3
24	4	13	5	6,3	10,1	2,38	1 160	40	25 000	0,4
25	5	16	5	7,55	12,6	3,18	2 000	70	25 000	0,5
26	6	19	6	9	15,45	3,97	3 400	110	25 000	0,5
27	7	22	7	11,5	18,05	3,97	3 700	130	25 000	0,5
28	8	24	7	—	—	—	—	—	—	0,5
29	9	26	8	13,7	21,1	4,76	5 400	190	25 000	1
200	10	30	9	15,9	24,1	5,95	7 000	250	20 000	1
201	12	32	10	18,5	26,3	5,95	7 100	260	20 000	1
202	15	35	11	21,2	29,2	5,95	8 500	340	16 000	1
203	17	40	12	23,9	33,3	7,14	11 300	420	16 000	1,5
204	20	47	14	28,3	39,5	7,94	15 000	600	16 000	1,5
205	25	52	15	33,3	43,9	7,94	16 000	700	13 000	1,5
206	30	62	16	40,3	51,7	9,52	22 000	950	13 000	1,5
207	35	72	17	46,9	60,2	11,11	30 000	1300	10 000	2
208	40	80	18	52,4	67,6	12,7	39 000	1700	10 000	2
209	45	85	19	57,4	72,6	12,7	39 000	1700	8 000	2
210	50	90	20	61,8	77,6	12,7	42 000	1900	8 000	2
211	55	100	21	68,7	86	14,29	52 000	2400	8 000	2,5
212	60	110	22	75,7	94,5	15,88	62 000	3000	6 300	2,5
213	65	120	23	82,5	102,5	16,67	68 000	3300	6 300	2,5
214	70	125	24	87	108	17,46	74 000	3600	5 000	2,5
215	75	130	25	92	113	17,46	78 000	4000	5 000	2,5
216	80	140	26	98,6	121,4	19,05	84 000	4200	5 000	3
217	85	150	28	106	129	19,84	98 000	5000	4 000	3
218	90	160	30	112,4	139	22,23	112 000	5900	4 000	3
219	95	170	32	118	147	23,81	124 000	6700	4 000	3,5
220	100	180	34	125	155	25,4	136 000	7700	3 900	3,5
Средняя серия										
34	4	16	5	7,55	12,6	3,18	2 000	70	25 000	0,5
35	5	19	6	9	15,45	3,97	3 400	110	25 000	0,5
300	10	35	11	17,9	27,1	7,14	10 000	370	16 000	1
301	12	37	12	19,5	29,5	7,94	12 300	450	16 000	1,5
302	15	42	13	23,6	33,8	7,94	13 500	520	16 000	1,5
303	17	47	14	26,3	37,7	9,52	17 100	650	13 000	1,5
304	20	52	15	30,3	41,7	9,52	19 000	750	13 000	2
305	25	62	17	36,6	50,4	11,51	27 000	1100	10 000	2
306	30	72	19	44,6	59,4	12,30	33 000	1400	10 000	2

Условное обозначение подшипника по ГОСТ 8338-57	d	D	B	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кг	Предельное число оборотов в минуту	Координаты фасок r в мм
307	35	80	21	48,9	66,1	14,29	40 000	1 700	8 000	2,5
308	40	90	23	54,5	76,5	15,08	48 000	2 100	8 000	2,5
309	45	100	25	61,7	82,6	17,46	57 000	2 500	6 300	2,5
310	50	110	27	68,7	91,4	19,05	72 000	3 500	6 300	3
311	55	120	29	75	100	20,64	84 000	4 100	6 300	3
312	60	130	31	81,1	108	22,23	94 000	4 600	5 000	3,5
313	65	140	33	88	116,8	23,81	106 000	5 400	5 000	3,5
314	70	150	35	94,6	125,2	25,4	120 000	6 200	5 000	3,5
315	75	160	37	101,3	133,7	26,99	132 000	6 900	4 000	3,5
316	80	170	39	108	143	28,58	144 000	7 600	4 000	3,5
317	85	180	41	114,4	150,6	30,16	158 000	8 700	4 000	4
318	90	190	43	121	159	31,75	170 000	9 600	3 000	4
319	95	200	45	127,5	167,5	33,34	182 000	10 500	3 000	4
320	100	215	47	135,6	179,4	36,51	210 000	12 500	3 000	4
Тяжелая серия										
403	17	62	17	32,4	48,1	12,7	29 000	1 200	10 000	2
405	25	80	21	42,5	62,5	16,67	47 000	2 000	8 000	4,5
406	30	90	23	48,9	71,5	19,05	60 000	25 000	8 000	4,5
407	35	100	25	55,2	79,8	20,64	68 000	3 100	6 300	4,5
408	40	110	27	62,2	88,3	22,23	78 000	3 500	6 300	4,5
409	45	120	29	68,7	96,3	23,02	92 000	4 400	6 300	5
410	50	130	31	75	105,2	25,4	108 000	5 300	5 000	5
411	55	140	33	81,5	113,7	26,99	120 000	6 000	5 000	6
412	60	150	35	88	122,2	28,58	132 000	6 700	4 000	6
413	65	160	37	94,6	130,6	30,16	144 000	7 600	4 000	6
414	70	180	42	104	146	34,93	182 000	10 000	4 000	7
415	75	190	45	110,6	155,1	36,51	194 000	11 000	4 000	7
416	80	200	48	117	164	38,1	210 000	12 000	3 200	7
417	85	210	52	123	173	39,69	220 000	13 000	3 200	9

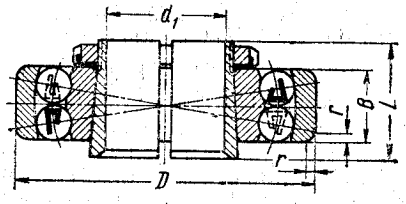
П22. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные

Размеры в *мм*

Тип 1000



Тип 11000



Условное обозначение подшипника по ГОСТам 5720-51 и 8545-57		d	D	B	a_1	L	r	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
Тип 1000	Тип 11 000												
					Легкая серия								
1005	—	5	19	6	—	—	0,5	10,3	14,6	3,18	2400	54	25 000
1006	—	6	19	6	—	—	0,5	10,3	14,6	3,18	2400	54	25 000
1007	—	7	22	7	—	—	0,5	12,6	16,8	3,18	2800	65	25 000
1008	—	8	22	7	—	—	0,5	12,6	16,8	3,18	2800	65	25 000
1009	—	9	26	8	—	—	1	14,6	20	3,97	4000	95	20 000
1200	—	10	30	9	—	—	1	16,8	23,1	4,76	5600	135	20 000
1201	—	12	32	10	—	—	1	18,7	24,9	4,76	6100	150	20 000
1202	—	15	35	11	—	—	1	21,2	28,6	5,56	8000	205	16 000
1203	—	17	40	12	—	—	1,5	24,5	31,9	5,56	9300	245	16 000
1204	—	20	47	14	17	24	1,5	28,8	37,4	6,35	9600	320	16 000

Условное обозначение подшипника по ГОСТам 5720-51 и 8545-57		d	D	B	d_1	L	r	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
Тип 1000	Тип 11 000												
1205	11 204	25	52	15	20	26	1,5	33,3	43,1	7,14	12 000	410	13 000
1206	11 205	30	62	16	25	27	1,5	40,1	51,5	7,94	16 200	600	13 000
1207	11 206	35	72	17	30	29	2	47,7	59,1	7,94	18 000	680	10 000
1208	11 207	40	80	18	35	31	2	55	67,2	8,73	22 000	870	10 000
1209	11 208	45	85	19	40	33	2	57,7	72,1	9,53	25 000	980	8 000
1210	11 209	50	90	20	45	35	2	62,7	77	9,53	27 000	1100	8 000
1211	11 210	55	100	21	50	37	2,5	70,3	86,1	10,32	33 000	1350	6 300
1212	11 211	60	110	22	55	38	2,5	78	95,2	11,11	38 000	1600	6 300
1213	11 212	65	120	23	60	40	2,5	85,5	102,7	11,11	40 000	1750	5 000
1214	—	70	125	24	—	—	2,5	87,6	106,1	11,90	44 000	1900	5 000
1215	11 213	75	130	25	65	43	2,5	93,3	113,6	12,7	50 000	2150	5 000
1216	11 214	80	140	26	70	46	3	102	122,1	12,7	53 000	2400	5 000
1217	11 215	85	150	28	75	50	3	107,3	130,5	14,29	64 000	2900	4 000
1218	11 216	90	160	30	80	52	3	112,7	138,8	15,86	72 000	3200	4 000
—	11 217	95	170	32	85	55	3,5	120,6	148	16,67	80 000	3750	4 000
1220	11 218	100	180	34	90	58	3,5	127,2	155,5	17,46	88 000	4100	3 200
						Легкая широкая серия							
1500	—	10	30	14	—	—	1	—	—	—	7 100	170	2 000
1506	—	30	62	20	25	31	1,5	40,1	51,1	7,94	16 000	580	13 000
1507	—	35	72	23	30	35	2	46,2	59,8	9,53	22 500	840	10 000
1508	—	40	80	23	35	36	2	52,6	66,5	9,53	25 000	960	10 000
1509	—	45	85	23	40	39	2	57,7	71,8	9,53	27 000	1080	8 000

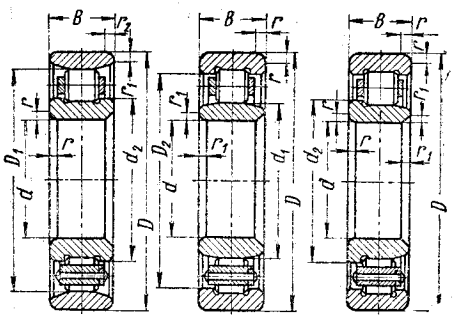
Продолжение табл. П22

Условное обозначение подшипника по ГОСТам 5720-51 и 8545-57		d	D	B	d_1	L	r	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
Тип 1000	Тип 11 000												
1510	—	50	90	23	45	42	2	62,7	77	9,53	28 000	1150	8 000
1516	—	80	140	33	70	59	3	99	120,8	14,29	61 000	2700	5 000
1517	—	85	150	36	75	63	3	105,7	130	15,88	71 000	3200	4 000
Средняя серия													
1300	—	10	35	11	—	—	1	19	26,7	5,56	7 500	180	16 000
1301	—	12	37	12	—	—	1,5	20,2	29	6,35	9 700	240	16 000
1302	—	15	42	13	—	—	1,5	23,8	32,4	6,35	10 000	270	13 000
1303	—	17	47	14	—	—	1,5	26,6	36,6	7,14	11 000	370	13 000
1304	—	20	52	15	17	28	2	31,5	41,5	7,14	12 000	410	10 000
1305	—	25	62	17	20	29	2	38	50,2	8,73	17 000	610	10 000
1306	11 305	30	72	19	25	31	2	45	58,7	9,53	22 000	790	8 000
1307	11 306	35	80	21	30	35	2,5	51,7	67	10,32	26 500	1000	8 000
1308	11 307	40	90	23	35	36	2,5	57,7	74,3	11,11	32 000	1200	6 300
1309	11 308	45	100	25	40	39	2,5	64	83,2	12,7	40 000	1600	6 300
1310	11 309	50	110	27	45	42	3	70,3	92	14,29	45 000	1780	5 000
1311	11 310	55	120	29	50	45	3	78	101	15,08	55 000	2300	5 000
1312	11 311	60	130	31	55	47	3,5	87,2	111,5	15,88	63 000	2700	5 000
1313	11 312	65	140	33	60	50	3,5	92,7	118,2	16,67	69 000	3000	4 000
1314	—	70	150	35	—	—	3,5	98	126	18,26	80 000	3600	4 000

Условное обозначение подшипника по ГОСТам 5720-51 и 8545-57		d	D	B	d_1	L	r	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
Тип 1000	Тип 11 000												
1315	11 313	75	160	37	65	55	3,5	105	134,3	19,05	87 000	3900	4 000
1316	11 314	80	170	39	70	59	3,5	110,4	143,7	20,64	95 000	4300	4 000
1317	—	85	180	41	75	63	4	118	152	21,43	105 000	5000	4 000
1318	11 316	90	190	43	80	65	4	123,3	161,4	23,81	121 000	5700	3 000
1320	11 318	100	215	47	90	74	4	136,2	181,2	26,99	150 000	7300	3 000
Средняя широкая серия													
1605	—	25	62	24	20	35	2	35,4	49,4	10,32	21 500	760	10 000
1606	11 605	30	72	27	25	38	2	41,8	58,4	11,91	28 000	1000	8 000
1607	11 606	35	80	31	30	43	2,5	46,7	65,6	13,49	35 000	1300	8 000
1608	—	40	90	33	35	46	2,5	53,7	74	14,29	41 500	1600	6 000
1609	—	45	100	36	40	50	2,5	60,4	83,1	15,88	50 000	2000	6 000
1610	11 609	50	110	40	45	55	3	66	91	17,46	59 000	2400	5 000
1611	—	55	120	43	50	59	3	72,2	99,6	19,05	69 000	2850	5 000
1612	11 611	60	130	46	55	62	3,5	77,1	107,9	20,64	79 000	3350	4 000
1613	—	65	140	48	60	65	3,5	85,7	117,9	21,43	90 000	4000	4 000
1614	—	70	150	51	—	—	3,5	91,8	126,6	23,02	102 000	4500	4 000
1616	—	80	170	58	70	78	3,5	104,4	143,8	26,99	125 000	6200	3 200

П23. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами

Размеры в *мм*



Условное обозначение по ГОСТ 8328-57			d	D	B	r	r_1	d_2	D_1	d_1	D_2	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
2000	32 000	42 000										Диаметр	Полная длина			
Легкая узкая серия																
2202	32 202	42 202	15	35	11	1	0,5	22	30	20	27,4	5	5	8 800	470	16 000
2204	32 204	42 204	20	47	14	1,5	1	30	40	27	36,8	6,5	6,5	18 000	1000	16 000
2205	32 205	42 205	25	52	15	1,5	1	35,2	45	32	41,8	6,5	6,5	20 000	1200	13 000
2206	32 206	42 206	30	62	16	1,5	1	41,8	53,5	38,5	50,2	7,5	7,5	27 000	1400	13 000

Продолжение табл. П23

Условное обозначение по ГОСТ 8328-57			d	D	B	r	r_1	d_2	D_1	d_1	D_2	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в кГ	Предельное число оборотов в минуту
2000	32 000	42 000										Диаметр	Полная длина			
2207	32 207	42 207	35	72	17	2	1	47,4	61,8	43,8	58,2	9	9	39 000	2 300	10 000
2208	32 208	42 208	40	80	18	2	2	54,8	70	50	65,6	10	10	50 000	3 000	10 000
2209	32 209	42 209	45	85	19	2	2	59	75	55	70,3	10	10	54 000	3 200	8 000
2210	32 210	42 210	50	90	20	2	2	64,6	80,4	60,4	76,3	10	10	57 000	3 600	8 000
2211	32 211	42 211	55	100	21	2,5	2	71	88,5	66,5	83,3	11	11	70 000	4 400	8 000
2212	32 212	42 212	60	110	22	2,5	2,5	78,4	97,5	73,5	92	12	12	84 000	5 300	6 300
2213	32 213	42 213	65	120	23	2,5	2,5	84,8	105,6	79,6	100	13	13	98 000	6 200	6 300
2214	32 214	42 214	70	125	24	2,5	2,5	89,6	110,5	84,5	104,8	13	13	98 000	6 200	5 000
2215	32 215	42 215	75	130	25	3	2,5	92,9	116,5	88,5	110,4	14	14	120 000	7 500	5 000
2216	32 216	42 216	80	140	26	3	3	100,1	125,3	95,3	118,3	15	15	132 000	8 700	5 000
2217	32 217	42 217	85	150	28	3	3	108,2	133,8	101,8	128	16	16	152 000	10 000	4 000
2218	32 218	42 218	90	160	30	3,5	3	115,4	143	107	135	18	18	188 000	12 000	4 000
2219	32 219	42 219	95	170	32	3,5	3,5	120	151,5	113,5	145	19	19	195 000	13 000	4 000
2220	32 220	42 220	100	180	34	3,5	3,5	128	160	120	152	20	20	230 000	14 000	3 200
Легкая серия																
2505	32 505	—	25	52	18	1,5	1	35,1	45	32	—	6,5	9	22 000	1 400	13 000
—	32 507	—	35	72	23	2,0	1,0	—	—	—	—	—	—	49 000	3 200	10 000
—	32 508	—	40	80	23	2,0	2,0	—	—	—	—	—	—	57 000	4 000	10 000
2519	—	—	95	170	43	3,5	3,5	—	—	—	—	—	—	250 000	18 000	4 000
—	—	42 520	100	180	46	3,5	3,5	—	—	—	—	—	—	280 000	21 000	3 000

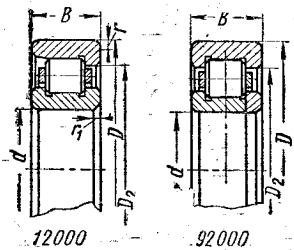
Продолжение табл. П23

Условное обозначение по ГОСТ 8328-57			d	D	B	r	r_1	d_2	D_1	d_1	D_2	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
2000	32 000	42 000										Диаметр	Полная длина			
Средняя узкая серия																
2305	32 305	42 305	25	62	17	2	2	39	53	35	49,4	9	9	35 000	1 900	10 000
2306	32 306	42 306	30	72	19	2	2	46,8	62	42	57,8	10	10	45 000	2 500	10 000
2307	32 307	42 307	35	80	21	2,5	2	51,5	68,2	46,2	63,3	11	11	54 000	3 100	8 000
2308	32 308	42 308	40	90	23	2,5	2,5	58,4	77,5	53,5	72	12	12	66 000	3 600	8 000
2309	32 309	42 309	45	100	25	2,5	2,5	64	86,5	58,5	81	14	14	90 000	5 000	6 300
2310	32 310	42 310	50	110	27	3	3	70,2	95	65	89,6	15	15	100 000	5 800	6 300
2311	32 311	42 311	55	120	29	3	3	77	104,5	70,5	98	17	17	132 000	7 400	6 300
2312	32 312	42 312	60	120	31	3,5	3,5	82	113	77	106,5	18	18	158 000	9 100	5 000
2313	32 313	42 313	65	140	33	3,5	3,5	92,3	121,5	83,5	114,6	19	19	170 000	1 000	5 000
2314	32 314	42 314	70	150	35	3,5	3,5	97,8	130	90	123	20	20	200 000	12 000	5 000
2315	32 315	42 315	75	160	37	3,5	3,5	103,7	139,5	95,5	130	22	22	230 000	14 000	4 000
2316	32 316	42 316	80	170	39	3,5	3,5	111,8	147	103	139	22	22	240 000	14 500	4 000
2317	32 317	42 317	85	180	41	4	4	115,5	156	108	147	24	24	290 000	17 500	4 000
2318	32 318	42 318	90	190	43	4	4	125	165	115	156	25	25	320 000	19 000	3 000
2319	32 319	42 319	95	200	45	4	4	132	173,5	121,5	163,5	26	26	340 000	20 000	3 000
2320	32 320	42 320	100	215	47	4	4	140,5	185,5	129,5	175	28	28	400 000	23 000	3 000
Средняя широкая серия																
2605	32 605	42 605	25	62	24	2	2	39	53	35	—	9	14	46 000	2 700	10 000
2606	32 606	42 606	30	72	27	2	2	46,2	62	42	—	10	14	54 000	3 300	10 000
2607	32 607	42 607	35	80	31	2,5	2	50,8	68,2	46,2	63	11	15	66 000	4 200	8 000
2608	32 608	42 608	40	90	33	2,5	2,5	57,8	77,5	53,5	72	12	18	84 000	5 500	8 000

Продолжение табл. П23

Условное обозначение по ГОСТ 8228-57			d	D	B	r	r_1	d_2	D_1	d_1	D_2	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
2000	32 000	42 000										Диаметр	Полная длина			
2609	32 609	42 609	45	100	36	2,5	2,5	64	86,5	58,5	81	14	20	124 000	7 400	6 300
2611	32 611	42 611	55	120	43	3	3	76	104,5	70,5	98,2	17	24	158 000	10 500	5 000
2612	32 612	42 612	60	130	46	3,5	3,5	81,6	113	77	106,5	18	26	196 000	13 000	5 000
2613	32 613	42 613	65	140	48	3,5	3,5	91	121,5	83,5	114,6	19	28	220 000	14 000	4 000
2615	32 615	42 615	75	160	55	3,5	3,5	102,2	139,5	95,5	130	22	34	310 000	21 000	4 000
2616	32 616	42 616	80	170	58	3,5	3,5	111	147	103	139	22	34	330 000	23 000	4 000
2617	32 617	42 617	85	180	60	4	4	114,5	156	108	147	24	36	380 000	25 500	3 200
2618	32 618	42 618	90	190	64	4	4	124	165	115	155	25	36	400 000	27 000	2 500
2620	32 620	42 620	100	215	73	4	4	139	185,5	129,5	175	28	44	540 000	37 000	2 500
								Тяжелая серия								
2409	32 409	42 409	45	120	29	3	3	71,8	100,5	64,5	92,3	18	18	140 000	7 100	6 000
2410	32 410	42 410	50	130	31	3,5	3,5	78,8	110,8	70,8	101,6	20	20	170 000	9 500	5 000
2411	32 411	42 411	55	140	33	3,5	3,5	85	117,2	77,2	108	20	20	180 000	10 000	5 000
2412	32 412	42 412	60	150	35	3,5	3,5	91	127	83	119	22	22	220 000	12 500	4 000
2413	32 413	42 413	65	160	37	3,5	3,5	97,6	135,3	89,3	127	23	23	240 000	14 000	4 000
2414	32 414	42 414	70	180	42	4	4	107,4	152	100	142	26	26	310 000	17 500	4 000
2415	32 415	42 415	75	190	45	4	4	115	160,5	104,5	148	28	28	360 000	19 000	4 000
2416	32 416	42 416	80	200	48	4	4	120,5	170	110	160	30	30	400 000	23 000	3 200
2417	32 417	42 417	85	210	52	5	5	125	177	113	165	32	32	460 000	26 000	3 200
2418	32 418	42 418	90	225	54	5	5	137	191,5	123,5	178	34	34	520 000	30 000	2 500
2419	32 419	42 419	95	240	55	5	5	145,5	201,5	133,5	189	34	34	540 000	32 000	2 500
2420	32 420	42 420	100	250	58	5	5	153,5	211	139	195	36	36	630 000	36 500	2 500

П24. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (с бортами)

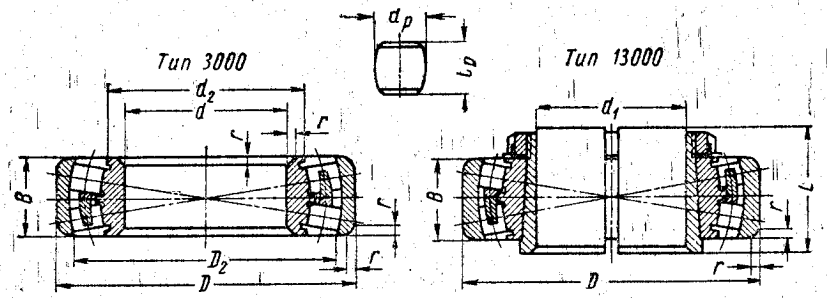


Размеры в *мм*

Условное обозначение по ГОСТ 8328-57 12 000 и 92 000	d	D	B	r	r_1	D_2	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
							Диаметр	Полная длина			
Легкая узкая серия											
12 204	20	47	14	1,5	1,0	36,8	6,5	6,5	18 000	1 000	16 000
12 207	35	72	17	2,0	1,0	58,2	9	9	39 000	2 300	10 000
12 208	40	80	18	2,0	2,0	65,6	10	10	50 000	3 000	10 000
12 210	50	90	20	2,0	2,0	76,3	10	10	57 000	3 600	8 000
12 213	65	120	23	2,5	2,5	100,0	13	13	98 000	6 200	6 000
12 218	90	160	30	3,0	3,0	135	13	18	188 000	12 000	4 000
Средняя узкая серия											
12 302	15	42	13	1,5	0,8	32,4	8	8	16 700	900	16 000
12 307	35	80	21	2,5	2,0	63,3	11	11	54 000	3 100	8 000
12 308	40	190	23	2,5	2,5	73,6	12	12	66 000	3 600	8 000
12 309	45	100	25	2,5	2,5	81,4	14	14	90 000	5 000	8 000
12 311	55	120	29	3,0	3,0	99,4	17	17	132 000	7 400	6 000
12 316	80	170	39	3,5	3,5	139,0	22	22	240 000	14 500	4 000
12 318	90	290	43	4,0	4,0	157,0	25	25	320 000	19 000	3 000
12 320	100	215	47	4,0	4,0	176	28	28	400 000	23 000	3 000

Условное обозначение по ГОСТ 8328-57 12 000 и 92 000	d	D	B	r	r_1	D_2	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
							Диаметр	Полная длина			
Тяжелая серия											
12 416	80	200	48	4,0	4,0	160,0	—	—	400 000	23 000	3 000
12 418	90	225	54	5,0	5,0	179,0	—	—	520 000	30 000	3 000
Легкая узкая серия											
92 206	30	62	16	1,5	1,0	41,8	7,5	7,5	27 000	1 400	13 000
92 217	85	150	28	3,0	3,0	107,1	16	16	152 000	10 000	4 000
92 218	90	160	30	3,0	3,0	114,2	18	18	188 000	12 000	4 000
92 219	95	170	32	3,5	3,5	120,0	19	19	210 000	13 000	4 000
92 220	100	180	34	3,5	3,5	128,0	20	20	230 000	14 000	3 000
Средняя узкая серия											
92 305	25	62	17	2,0	1,0	39,0	9	9	35 000	1 900	10 000
92 306	30	72	19	2,0	2,0	46,2	10	10	45 000	2 500	10 000
92 314	70	150	35	3,5	3,5	97,0	20	20	200 000	12 000	5 000
92 317	85	180	41	4,0	4,0	114,5	24	24	290 000	17 500	4 000
92 320	100	215	47	4,0	4,0	137,8	28	28	400 000	23 000	3 000
Средняя широкая серия											
92 615	75	160	55	3,5	3,5	102,2	22	34	310 000	21 000	4 000
92 617	85	180	60	4,0	4,0	114,5	24	36	380 000	25 500	4 000
Тяжелая серия											
92 412	60	150	35	3,5	3,5	91,0	22	22	220 000	12 500	5 000
92 417	85	210	52	5,0	5,0	125,0	32	32	460 000	26 000	3 000

П.25. Роликоподшипники радиальные сферические двухрядные



$r_1 = 0{,}5r$

$d_p \approx 0{,}25\,(D - d)$

$l_p \approx 0{,}8 d_p$

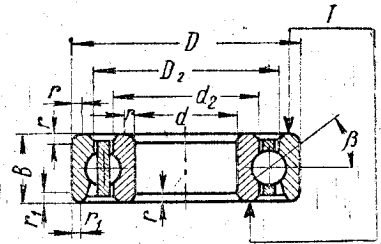
Размеры в *мм*

Условное обозначение по ГОСТам 5721-57 и 8545-57		d	D	B	d_1	r	L	d_2	D_2	Коэффициент работоспособности C	Допустимая статическая нагрузка Q_{cm} в *кГ*	Предельное число оборотов в минуту
3000	13 000											
Легкая широкая серия												
3509	—	45	85	23	—	2,0	—	—	—	49 000	3 300	5000
3514	—	70	125	31	—	2,5	—	—	—	126 000	9 000	3200
3516	13 514	80	140	33	70	3,0	61	—	—	188 000	11 500	3200
3517	—	85	150	36	—	3,0	—	—	—	200 000	14 000	2500
3518	13 516	90	160	40	80	3,0	68	—	—	240 000	15 000	2500
3520	13 518	100	180	46	90	3,5	74	—	—	340 000	21 500	2000

Продолжение табл. П.25

Условное обозначение по ГОСТам 5721-57 и 8545-57		d	D	B	d_1	r	L	d_2	D_2	Коэффициент работоспособности C	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
3000	13 000											
Средняя широкая серия												
3608	—	40	90	33	35	2,5	46	55	74	120 000	6 700	5000
3609	—	45	100	36	40	2,5	50	61	83	148 000	8 200	4000
3610	—	50	110	40	45	3	55	68	91	182 000	10 500	4000
3611	—	55	120	43	50	3	59	73	100	210 000	11 500	4000
3612	13 611	60	130	46	55	3,5	62	79	108	240 000	13 500	3200
3613	—	65	140	48	60	3,5	65	87	118	290 000	—	3200
3614	—	70	150	51	—	3,5	73	92	127	330 000	18 500	3200
3615	13 613	75	160	55	65	3,5	78	98	136	370 000	21 000	2500
3616	13 614	80	170	58	70	3,5	82	108	144	420 000	24 000	2500
3617	—	85	180	60	75	4	86	113	152	460 000	27 000	2500
3618	13 616	90	190	64	80	4	90	120	159	500 000	29 000	2500
3620	13 618	100	215	73	90	4	105	135	182	670 000	38 000	2000

П26. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные



Для типа 36000 угол β=12°
Для типа 46000 угол β=26°
Для типа 66000 угол β=36°

Размеры в *мм*

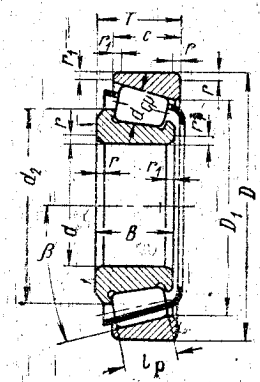
Условное обозначение по ГОСТ 831-62			d	D	B	T_{max}	r	r_1	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C			Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*			Предельное число оборотов в минуту
36 000	46 000	66 000										36 000	46 000	66 000	36 000	46 000	66 000	
Особо легкая серия																		
—	46 108	—	40	68	15	15	1,5	0,5	—	—	—	—	22 000	—	—	1100	—	10 000
—	46 109	—	45	75	16	16	1,5	0,5	—	—	—	—	27 000	—	—	1400	—	8 000
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1900	—	6 000
—	46 111	—	55	90	18	18	2	1	—	—	—	—	37 000	—	—	—	—	—
—	46 112	—	60	95	18	18	2	1	—	—	—	—	44 000	—	—	2300	—	6 000
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	46 114	—	70	110	20	20	2	1	82,8	97,7	12,3	—	57 000	—	—	3100	—	6 000
—	46 115	—	75	115	20	20	2	1	87,8	102,7	12,3	—	57 000	—	—	3200	—	5 000
—	46 116	—	80	125	22	22	2	1	95	111,5	13,49	—	68 000	—	—	3900	—	5 000
—	46 117	—	85	130	22	22	2	1	99,4	115,7	13,49	—	70 000	—	—	4100	—	5 000
—	46 118	—	90	140	24	24	2,5	1,2	107,2	123,6	14,29	—	78 000	—	—	4500	—	4 000
—	46 120	—	100	150	24	24	2,5	1,2	116	134	15,08	—	88 000	—	—	5400	—	4 000

Условное обозначение по ГОСТ 831-62			d	D	B	T_{max}	r	r_1	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C			Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в $кГ$			Предельное число оборотов в минуту
36 000	46 000	66 000										36 000	46 000	66 000	36 000	46 000	66 000	
Легкая серия																		
36 202	46 202	—	15	35	11	11	1	0,3	21,2	29	5,95	9 300	8 100	—	420	360	—	13 000
36 203	46 203	—	17	40	12	12	1	0,5	23,9	33,3	7,14	14 000	12 300	—	620	500	—	13 000
36 204	46 204	—	20	47	14	14	1,5	0,5	28,3	39,5	7,94	18 000	16 700	—	850	750	—	10 000
36 205	46 205	—	25	52	15	15	1,5	0,5	33,1	43,9	7,94	20 000	18 000	—	900	800	—	10 000
36 206	46 206	—	30	62	16	16	1,5	0,5	40,3	51,7	9,53	27 000	25 000	—	1 300	1 200	—	10 000
36 207	46 207	—	35	72	17	17	2	1	46,9	60,2	11,11	35 000	33 000	—	1 900	1 600	—	8 000
36 208	46 208	—	40	80	18	18	2	1	52,4	67,6	12,7	49 000	42 000	—	2 400	2 100	—	8 000
36 209	46 209	—	45	85	19	19	2	1	57,4	72,6	12,7	52 000	44 000	—	2 600	2 200	—	6 000
36 210	46 210	—	50	90	20	20	2	1	61,8	77,6	12,7	54 000	48 000	—	2 800	2 400	—	6 000
36 211	46 211	—	55	100	21	21	2,5	1,2	68,7	86,1	14,29	64 000	57 000	—	3 400	3 100	—	6 000
36 212	46 212	—	60	110	22	22	2,5	1,5	75,7	94,5	15,88	76 000	70 000	—	4 100	3 800	—	5 000
36 213	46 213	—	65	120	23	23	2,5	1,2	82,5	102,5	16,67	86 000	80 000	—	4 800	4 500	—	5 300
36 214	46 214	—	70	125	24	24	2,5	1,2	87	108	17,46	96 000	88 000	—	5 200	4 900	—	5 000
36 215	46 215	—	75	130	25	25	2,5	1,2	92	113	17,46	100 000	92 000	—	5 600	5 200	—	4 000
36 216	46 216	—	80	140	26	26	3	1,5	98,6	121,4	19,05	108 000	104 000	—	6 400	6 300	—	4 000
36 217	46 217	—	85	150	28	28	3	1,5	106	129	19,84	120 000	112 000	—	7 300	6 800	—	4 000
36 218	46 218	—	90	160	30	30	3	1,5	112,4	139	22,23	140 000	128 000	—	8 600	7 900	—	4 000
36 219	46 219	—	95	170	32	32	3,5	2	118,7	146,8	23,81	150 000	148 000	—	19 900	9 200	—	3 000
36 220	46 220	—	100	180	34	34	3,5	2	124,8	155,2	25,4	170 000	164 000	—	11 500	10 500	—	3 200

Продолжение табл. П26

Условное обозначение по ГОСТ 831-62			d	D	B	T_{max}	r	r_1	d_2	D_2	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C			Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ			Предельное число оборотов в минуту
36 000	46 000	66 000										36 000	46 000	66 000	36 000	46 000	66 000	
Средняя серия																		
36 303	46 303	—	17	47	14	14	1,5	0,5	26,3	37,7	9,53	20 000	19 000	—	840	770	—	13 000
36 305	46 305	—	25	62	17	17	2	1	36,6	50,4	11,51	32 000	31 000	—	1500	1 400	—	10 000
36 306	46 306	—	30	72	19	19	2	1	44,6	59,4	12,3	41 000	38 000	—	1800	1 700	—	10 000
36 307	46 307	—	35	80	21	21	2,5	1,2	48,9	66,1	14,29	50 000	46 000	—	2200	2 100	—	8 000
36 308	46 308	—	40	90	23	23	2,5	1,2	56,3	74,5	15,08	60 000	57 000	—	2900	2 800	—	8 000
36 309	46 309	—	45	100	25	25	2,5	1,2	61,7	82,6	17,46	75 000	70 000	—	3900	3 600	—	6 000
36 310	46 310	—	50	110	27	27	3	1,5	68,7	91,4	19,05	87 000	80 000	—	4700	4 400	—	6 000
36 312	46 312	—	60	130	31	31	3,5	2	81,5	108	22,23	120 000	112 000	—	6900	6 400	—	5 000
36 313	46 313	—	65	140	33	33	3,5	2	—	—	—	135 000	124 000	—	7900	7 300	—	5 000
36 318	46 318	—	90	190	43	43	4	2	121	159	31,75	220 000	194 000	—	4200	13 000	—	3 000
Тяжелая серия																		
—	—	66 406	30	90	23	23	2,5	1,2	52,6	69,4	—	—	54 000		—	—	2 700	6000
—	—	66 407	35	100	25	25	2,5	1,2	58,3	76,7	—	—	64 000		—	—	3 200	6000
—	—	66 408	40	110	27	27	3,0	1,5	65,8	86,4	—	—	80 000		—	—	4 100	5000
—	—	66 409	45	120	29	29	3,0	1,5	71,9	95,1	—	—	96 000		—	—	5 100	5000
—	—	66 410	50	130	31	31	3,5	2,0	77,6	102,4	—	—	108 000		—	—	5 900	5000
—	—	66 412	60	150	35	35	3,5	2,0	93,2	116,8	—	—	132 000		—	—	7 800	4000
—	—	66 418	90	225	54	54	5,0	2,5	135	183	—	—	240 000		—	—	18 000	2500

П27. Роликоподшипники конические однорядные



Размеры в *мм*

$l_p = d_{cp} + (2 \div 3)$ — для типов 7200 и 7300
$l_p = (1{,}6 \div 1{,}8)\, d_{cp}$ — для типа 7500
$l_p = 2d_{cp}$ — для типа 7600
$d_{cp} \approx 0{,}25\,(D - d)$

Условное обозначение по ГОСТ 333-59	d	D	T_{max}	B	C	r	r_1	d_2	D_1	β	Ролики: Средний диаметр d_{cp}	Ролики: Рабочая длина l_p	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Предельное число оборотов в минуту
Особо легкая серия															
2 007 106	30	55	17,2	16	14	1,5	0,5	42,2	45,4	9°5′	5,31	10,3	34 000	2250	8000
2 007 107	35	62	18,2	17	15	1,5	0,5	49	51	10°15′	5,31	10,3	37 500	2600	6300
2 007 108	40	68	19,2	18	16	1,5	0,5	—	—	—	—	—	47 000	3233	6000
2 007 109	45	75	20,2	19	16	1,5	0,5	59,5	64	11°20′	7,5	12,6	62 000	3850	5000
2 007 111	55	90	23,3	22	19	2	0,8	72	76	12°30′	8,1	12,8	72 000	4650	5000
2 007 113	65	100	23,3	22	19	2	0,8	83,1	85	14°5′	8,1	13,8	74 000	5700	4000
2 007 114	70	110	25,3	24	20	2	0,8	—	—	—	—	—	101 500	7240	4000

Продолжение табл. П27

Условное обозначение по ГОСТ 333-59	d	D	T_{max}	B	C	r	r_1	d_2	D_1	β	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
											Средний диаметр $d_{ср}$	Рабочая длина l_p			
2 007 116	80	125	29,3	27	23	2	0,8	102	107,3	12°45′	11,2	17,6	110 000	9 300	3000
2 007 118	90	140	32,4	30	26	2,5	0,8	114,6	121	12°50′	12,45	20,3	182 000	12 000	3000
2 007 119	95	145	32,4	30	26	2,5	0,8	—	—	—	—	—	186 000	12 400	2500
2 007 120	100	150	32,4	30	26	2,5	0,8	124,7	129,8	13°50′	12,45	20,3	188 000	13 000	2500
Легкая серия															
7202	15	35	12	11	9	1	0,3	25,8	26	16°45′	3,9	6,4	14 000	750	8000
7203	17	40	13,5	12	11	1,5	0,5	27,8	31,5	11°50′	5,7	7	20 000	1 000	8000
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	32,5	37	13°30′	6,7	8,5	28 000	1 450	8000
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	38	41,4	13°30′	6,7	8,5	35 000	2 000	8000
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	45,6	50,6	13°40′	8	10,2	43 000	2 450	6000
7207	35	72	18,5	17	15	2	0,8	52,7	59	13°50′	9,2	10,5	50 000	2 850	6000
7208	40	80	20	19	16	2	0,8	59,3	66,2	14°20′	9,9	12,2	66 000	3 800	6000
7209	45	85	21	20	16	2	0,8	64,8	70	15°20′	9,9	12,2	58 000	3 700	5000
7210	50	90	22	21	17	2	0,8	68,4	77	14°	11,7	14,8	82 000	4 500	5000
7211	55	100	23	21	18	2,5	0,8	76,4	83,6	15°20′	11,7	14,8	90 000	5 000	4000
7212	60	110	24	23	19	2,5	0,8	83	94	13°10′	13,1	14,2	112 000	6 400	4000
7214	70	125	26,5	26	21	2,5	0,8	96	107	13°50′	14,2	17,4	152 000	9 000	3000
7215	75	130	27,5	26	22	2,5	0,8	101,5	111,5	14°30′	14,2	17,4	158 000	9 500	3000
7216	80	140	28,5	26	22	3	1	111	119,5	15°40′	14,2	17,4	170 000	10 000	3000
7217	85	150	31	28	24	3	1	115	127	16°10′	16,7	17	200 000	10 000	3000
7218	90	160	33	31	26	3	1	122,5	136	14°20′	17,5	20	230 000	13 500	2500
7219	95	170	35	32	27	3,5	1,2	132	146	14°20′	18,7	20	270 000	14 000	2500
7220	100	180	37,5	34	29	3,5	1,2	139	151	15°	18,7	22,7	280 000	17 000	2500

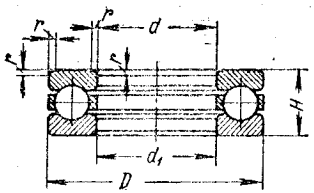
Условное обозначение по ГОСТ 333-59	d	D	T_{max}	B	C	r	r_1	d_2	D_1	β	Ролики		Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
											Средний диаметр $d_{ср}$	Рабочая длина l_p			
Легкая широкая серия															
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	45,6	50	13°40′	7,9	13	57 000	3 000	6000
7507	35	72	24,5	23	20	2	0,8	52,5	58	13°	9,7	14,7	78 000	4 300	6000
7508	40	80	25	23,5	20	2	0,8	58,5	64	14°15′	9,7	14,7	84 000	4 800	6000
7509	45	85	25	23,5	20	2	0,8	65,4	69	15°30′	9,7	14,7	84 000	4 800	5000
7510	50	90	25	23,5	20	2	0,8	71	73	15°40′	8,9	16,7	94 000	6 000	5000
7511	55	100	27	25	21	2,5	0,8	75,4	83	13°30′	11,5	17,4	116 000	6 800	4000
7512	60	110	30	28	24	2,5	0,8	85	90	14°40′	11,6	18,6	152 000	8 300	4000
7513	65	120	33	31	27	2,5	0,8	91,5	99	13°50′	13,4	22	176 000	11 000	4000
7514	70	125	33,5	31	27	2,5	0,8	97	103	14°30′	13,4	22	182 000	11 300	3000
7515	75	130	33,5	31	27	2,5	0,8	102	108	15°10′	13,4	22	188 000	11 800	3000
7516	80	140	35,5	33	28	3	1	109,5	117	15°	14,7	23,4	220 000	13 800	3000
7517	85	150	39	36	30	3	1	116,7	123	15°	15,5	25,7	260 000	15 200	2500
7518	90	160	43	40	34	3	1	124	132	14°30′	17,3	27,6	310 000	18 000	2500
7519	95	170	46	45,5	37	3,5	1,2	132	141	14°20′	18,4	33,4	380 000	23 500	2500
7520	100	180	49,5	46	39	3,5	1,2	140	146	15°	18,4	33,4	390 000	25 000	2500
Средняя серия															
7304	20	52	16,5	16	13	2	0,8	35,4	42	11°10′	8	10,2	38 000	2 000	8000
7305	25	62	18,5	17	15	2	0,8	43,5	50,5	13°30′	9,5	10	45 000	25 000	6000
7306	30	72	21	19	17	2	0,8	50,6	58	13°30′	9,9	12,7	60 000	3 350	6000
7307	35	80	23	21	18	2,5	0,8	56,3	65,5	12°	11,7	14,8	74 000	3 300	6000
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	62,5	74,5	10°30′	13,1	14,2	92 000	4 800	5000
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	70,5	85,5	10°50′	14,3	16	128 000	6 400	5000
7310	50	110	29,5	29	23	3	1	76,5	92	11°40′	16,7	19,4	152 000	8 300	4000
7311	55	120	32	29	25	3	1	84	97,5	12°30′	16,7	19,4	164 000	9 000	4000

Продолжение табл. П27

Условное обозначение по ГОСТ 333-59	d	D	T_{max}	B	C	r	r_1	d_3	D_1	β	Ролики: Средний диаметр $d_{ср}$	Ролики: Рабочая длина l_p	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
7312	60	130	34	31	27	3,5	1,2	94	108,5	11°30′	17,5	20	194 000	10 500	4000
7313	65	140	36,5	33	29	3,5	1,2	101	116,5	11°30′	18,7	21	230 000	12 000	3000
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	104,5	126	11°40′	22,8	24,6	270 000	14 500	3000
7315	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	112,5	133	12°20′	22,8	24,6	280 000	15 500	3000
7317	85	180	45	41	35	4	1,5	130	150	11°50′	23,4	27,3	350 000	20 000	2500
7318	90	190	47	43	36	4	1,5	131	158	12°	22,7	27,3	380 000	21 000	2500
Средняя широкая серия															
7604	20	52	22,5	21	18,5	2	0,8	35,8	40,5	11°15′	7,9	13	46 000	2 400	5000
7605	25	62	22,5	24	21	2	0,8	42	48,5	11°20′	8,9	16,7	70 000	3 850	5000
7606	30	72	29	29	23	2	0,8	50	55,5	12°	10,2	20,4	100 000	5 300	5000
7607	35	80	33	31	27	2,5	0,8	56,5	61,5	11°10′	10,5	22	116 000	6 700	4000
7608	40	90	35,5	36	28,5	2,5	0,8	64	70,5	11°10′	12	23,4	140 000	7 800	4000
7609	45	100	38,5	38	30	2,5	0,8	70,3	78,5	11°	13,7	24,4	170 000	9 400	4000
7610	50	110	42,5	40	34	3	1	78	86,5	11°10′	14,8	28	210 000	11 500	4000
7611	55	120	46	44,5	36,5	3	1	87	93	12°10′	14,8	28	260 000	15 000	3000
7612	60	130	49	47,5	39	3,5	1,2	93,5	103	11°30′	17	33	300 000	17 000	3000
7613	65	140	51,5	48	41	3,5	1,2	102	110	12°20′	17	33	320 000	18 000	3000
7614	70	150	54,5	51	43	3,5	1,2	107	119	13°10′	19,8	35	380 000	19 500	2500
7615	75	160	58,5	55	46,5	3,5	1,2	113	127	11°20′	21,2	40	440 000	24 500	2500
7616	80	170	62	59,5	49	3,5	1,2	131	137	11°50′	19,4	43,2	500 500	30 000	2500
7618	90	190	68	66,5	53,5	4	1,5	136	153	11°20′	25,5	49	630 000	37 500	2000
7620	100	250	78	73	61,5	4	1,5	156	172	11°50′	27,5	53	800 000	47 000	1600
Средняя серия с большим углом конуса															
27 306	30	72	21	19	14	2	0,8	—	—	26°	—	—	43 000	2 590	6000

П28. Шарикоподшипники упорные одинарные

Тип 8000

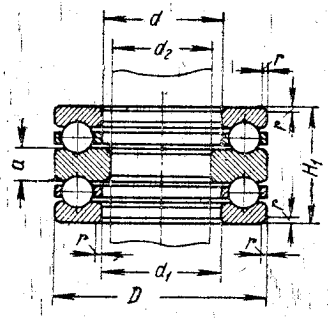


Размеры в *мм*

Условное обозначение по ГОСТ 6874-54 *	d	D	H	d_1	r	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Предельное число оборотов в минуту
				Особо легкая серия					
8100	10	24	9	10,2	0,5	4,76	10 000	1 100	10 000
8101	12	26	9	12,2	0,5	4,76	10 600	1 250	10 000
8102	15	28	9	15,2	0,5	4,76	11 300	1 350	8 000
8103	17	30	9	17,2	0,5	4,76	12 500	1 580	8 000
8104	20	35	10	20,2	0,5	5,56	16 700	2 150	6 000
8105	25	42	11	25,2	1	5,56	19 000	2 600	6 000
8106	30	47	11	30,2	1	5,56	21 000	2 900	6 000
8107	35	52	12	35,2	1	6,35	28 000	4 000	5 000
8108	40	60	13	40,2	1	7,14	35 000	5 100	5 000
8109	45	65	14	45,2	1	7,14	37 000	5 500	5 000
8110	50	70	14	50,2	1	7,14	39 000	6 100	4 000
8111	55	78	16	55,2	1	8,5	52 000	8 300	4 000
8112	60	85	17	60,2	1,5	8,73	57 000	9 000	3 000
8113	65	90	18	65,2	1,5	9,53	65 000	10 000	3 000
8114	70	95	18	70,2	1,5	9,53	70 000	11 000	2 500
8115	75	100	19	75,2	1,5	9,53	72 000	11 800	2 500
8116	80	105	19	80,2	1,5	9,53	74 000	12 000	2 500
8117	85	110	19	85,2	1,5	9,53	76 000	13 000	2 000
8118	90	120	22	90,2	1,5	11,11	94 000	16 000	2 000
8120	100	135	25	100,2	1,5	12,7	124 000	20 500	2 000

П29. Шарикоподшипники упорные одинарные и двойные

Тип 38000



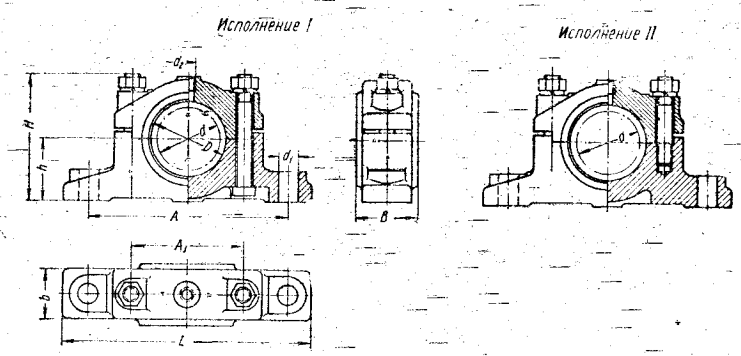
Размеры в *мм*

Условное обозначение по ГОСТам 6874-54 и 7872-56		d	d_1	d_2	D	H	H_1	a	r	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в *кГ*	Предельное число оборотов в минуту
8000 *	38 000												
Легкая серия													
8200	—	10	10,2	—	26	11	—	—	1	5,56	—	1 380	8000
8201	—	12	12,2	—	28	11	—	—	1	5,56	13 200	1 550	8000
8202	38 202	15	15,2	10	32	12	22	5	1	5,56	15 000	1 850	8000
8204	38 204	20	20,2	15	40	14	26	6	1	7,14	24 000	3 050	6000
8205	38 205	25	25,2	20	47	15	28	7	1	7,94	31 000	4 100	6000
8206	38 206	30	30,2	25	52	16	29	7	1	7,94	35 000	4 700	5000
8207	38 207	35	35,2	30	62	18	34	8	1,5	9,53	48 000	6 800	5000
8208	38 208	40	40,2	30	68	19	36	9	1,5	10,32	57 000	8 000	5000
8209	38 209	45	45,2	35	73	20	37	9	1,5	10,32	60 000	9 000	4000
8210	38 210	50	50,2	40	78	22	39	9	1,5	11,11	70 000	10 500	4000
8211	38 211	55	55,2	45	90	25	45	10	1,5	12,7	86 000	13 000	3000

Условное обозначение по ГОСТам 6874-54 и 7872-56		d	d_1	d_2	D	H	H_1	a	r	Диаметр шарика	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая статическая нагрузка в $кГ$	Предельное число оборотов в минуту
8000 *	38 000												
8212	38 212	60	60,2	50	95	26	46	10	1,5	12,49	100 000	15 200	3000
8213	38 213	65	65,2	55	100	27	47	10	1,5	12,7	100 000	15 200	2500
8214	38 214	70	70,2	55	105	27	47	10	1,5	12,7	100 000	16 000	2500
8215	38 215	75	75,2	60	110	27	47	10	1,5	12,7	104 000	17 000	2500
8216	38 216	80	80,2	65	115	28	48	10	1,5	13,49	116 000	19 000	2000
8217	38 217	85	85,2	70	125	31	55	12	1,5	15,88	144 000	24 000	2000
8218	38 218	90	90,2	75	135	35	62	14	2	17,46	170 000	26 000	1600
8220	38 220	100	100,2	82	150	38	67	15	2	19,84	200 000	33 000	1600
					Средняя серия								
8305	38 305	25	25,2	20	52	18	34	8	1,5	9,53	39 000	5 000	5000
8306	38 306	30	30,2	25	60	21	38	9	1,5	11,11	50 000	6 800	4000
8307	38 307	35	35,2	30	68	24	44	10	1,5	11,91	62 000	8 500	3000
8308	38 308	40	40,2	30	78	26	49	12	1,5	13,49	78 000	11 000	3000
8309	38 309	45	45,2	35	85	28	52	12	1,5	14,29	90 000	13 200	3000
8310	38 310	50	50,2	40	95	31	58	14	2	15,88	108 000	16 200	2500
8311	38 311	55	55,2	45	105	35	64	15	2	18,26	140 000	21 500	2500
8312	38 312	60	60,2	50	110	35	64	15	2	18,26	140 000	21 500	2000
8313	38 313	65	65,2	55	115	36	65	15	2	19,05	158 000	25 000	2000
8314	38 314	70	70,2	55	125	40	72	16	2	20,64	182 000	30 000	2000
8315	38 315	75	75,2	60	135	44	79	18	2,5	22,23	210 000	34 500	1600
8316	38 316	80	80,2	65	140	44	79	18	2,5	22,23	245 000	34 500	1600
8317	38 317	85	85,2	70	150	49	87	19	2,5	25,4	260 000	42 000	1300
8318	38 318	90	90,2	75	155	50	88	19	2,5	25,4	280 000	45 000	1300
8320	38 320	100	100,2	85	170	55	97	21	2,5	26,99	350 000	51 000	1000

* Чертеж одинарного упорного подшипника см. табл. П28.

П30. Подшипники скольжения разъемные с двумя болтами
(по МН 2085-61)

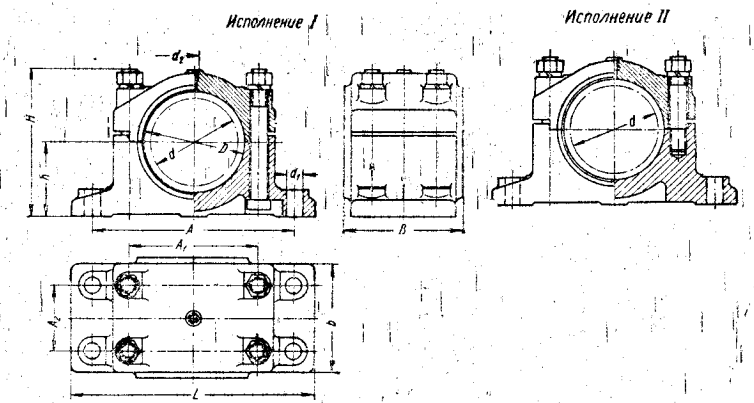


Размеры в *мм*

d	d_1	B	b	H	h	L	A	A_1	Болт	Шпилька
25 28 30	11	26	22	68	32	140	115	60	M8 × 60	M8 × 35
32 35 36	13	32	28	85	42	165	135	75	M10 × 75	M10 × 45
40	13	40	36	90	45	170	140	80	M10 × 80	M10 × 45
45		45	40	100	50	175	145	85	M10 × 90	M10 × 50
50	17	50	40	102	50	200	160	90	M12 × 90	M12 × 55
55		55	45	112	55	210	170	95	M12 × 100	
60		60	50	118	60	240	190	100	M16 × 110	M16 × 65
65		65	55	125	65	250	200	110	M16 × 120	
70	22	70	60	135	70	260	210	120	M16 × 125	M16 × 70
75		75	65	145	75	270	220	130	M16 × 130	
80		80	70	158	80	290	240	140	M20 × 140	M20 × 80
40		90	80	168	85	300	250	150	M20 × 140	M20 × 85
100	32	105	90	180	90	340	280	160	M24 × 160	M24 × 90

Примечания: 1. У подшипников для номинального диаметра вала $d \leqslant 65$ *мм*; резьба d_2 под масленку М10×1; при $d > 65$ *мм* — М14×1,5;
2. Болты для исполнения *I* по ГОСТ 7805-62, шпильки для исполнения *II* по ОСТ 20001-38, тип А1-0.
3. Гайки по ГОСТ 5927-62, шайбы пружинные по ГОСТ 6402-61.

П31. Подшипники скольжения разъемные с четырьмя болтами (по МН 2086-61)

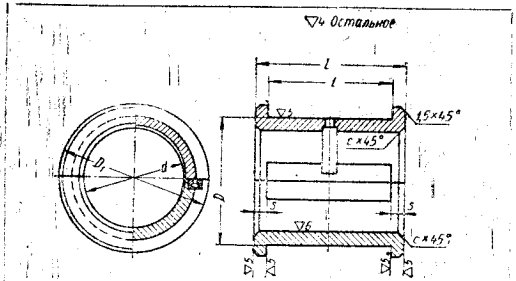


Размеры в *мм*

d	d_1	B	b	H	h	L	A	A_1	A_2	Болт	Шпилька
50	13	65	60	100	50	200	160	90	30	М10 × 90	М10 × 50
55	13	70	65	110	55	210	170	95	35	М10 × 100	М10 × 55
60	17	80	75	122	60	240	190	100	40	М12 × 110	М12 × 60
70	17	95	90	137	70	260	210	120	45	М12 × 125	М12 × 65
80	22	105	100	155	80	290	240	140	55	М16 × 140	М16 × 75
90	22	120	115	165	85	300	250	150	70	М16 × 150	М16 × 80
100	22	135	130	175	90	340	280	160	80	М16 × 160	М16 × 85

Примечания: 1. Резьба d_2 под масленку; при $d \leq 60$ — М10×1; при $d > 60$ — М14×1,5.
2 и 3. См. примечание к предыдущей таблице.

П32. Вкладыши чугунные к разъемным подшипникам скольжения (по МН 2089-61)



Размеры в *мм*

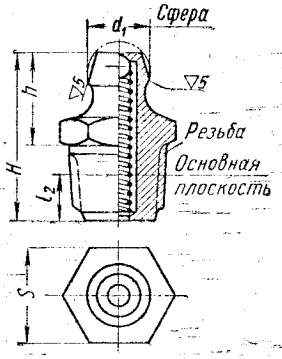
d	D	D_1	L	l
(25)	34	42	34	26
28	36	45		
(30)	38	48		
32	40	52		
(35)	45	55	42	32
36	45	55		
40	50	60	50	40
45	55	65	55	45
50	60	70	60; 75	50; 65
55	65	75	65; 80	55; 70
60	70	80	70; 90	60; 80
(65)	75	85	75	65
70	85	95	80; 105	70; 95
(75)	90	100	85	75
80	95	110	95; 120	80; 105
90	105	120	105; 135	90; 120
100	115	130	120; 150	100; 135

Примечание. Размеры в скобках применять не рекомендуется.

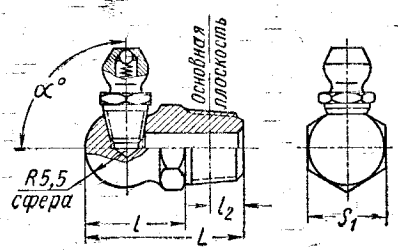
П33. Масленки для консистентной смазки и жидких масел (по ГОСТ 1303-56 *)

Размеры в *мм*

Прессмасленка прямая под шприц



Прессмасленка с переходным штуцером



Группа	№	Резьба	H	h	d_1	l	l_2	L	S	S_1
А	1	К 1/8"	18	10	6,7	14	4,572	22	11	11
	2	К 1/4"	24	12	10	14	5,08	22	14	11
Б	1	Коническая	13	8	6,7	13	2	20	8	11
	2	М6 × 1	18		6,7	13	4	20	8	11

Примечания: 1. Для прессмасленок с переходным штуцером угол α=30°; 45°; 70 и 90°.

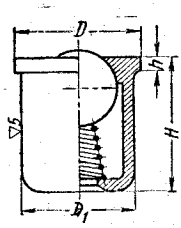
2. Условное обозначение прессмасленок:

масленка группы А № 2 — *Масленка I-А2 ГОСТ 1303-56* *;

масленка с переходным штуцером группы А с α = 45° — *Масленка II-А-45 ГОСТ 1303-56* *

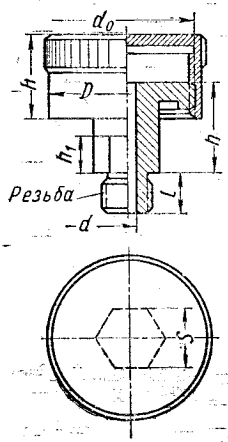
П34. Прессмасленка под запрессовку (по ГОСТ 1303-56 *)

Размеры в *мм*



№	H	D	D_1	h	Диаметр шарика	Примечание
1	6	8	6	1	3	Допускается изготовление масленок без буртика. Условное обозначение прессмасленок под запрессовку: прессмасленка № 2 с буртиком — *Масленка V-2Б ГОСТ 1303-56**; прессмасленка № 2 без буртика — *Масленка V-2 ГОСТ 1303-56**
2	12	12	10	1,5	6	
3	20	18	16	2	11	
4	30	28	25	3,5	18	

П35. Масленка колпачковая (по ГОСТ 1303-56 *)

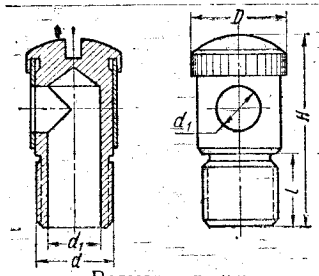


Размеры в *мм*

Емкость в *см*³	Резьбы по группам масленок		l	H	h	h_1	d	D	d_0	S
	А	Б								
1,5	К1/8"	М10×1	8	14	14	8	3	18	М14×1,5	11
3			8	15	15			22	М18×1,5	
6			10	17	18		4	28	М24×1,5	
12	К1/4"	М14×1,5	12	20	20	10	5	35	М30 × 1,5	17
25				24	26			45	М39 × 1,5	
50				30	32			55	М48 × 1,5	
100				38	40			68	М60 × 2	
200	К1/2"	М20 × 1,5	15	48	47	14	6	85	М76 × 2	22
400				60	60			110	М100 × 2	

Условное обозначение масленок колпачковых:
масленки группы А емкостью 3 *см*³ — *Масленка IV-А-3 ГОСТ 1303-56**;
масленки группы Б емкостью 3 *см*³ — *Масленка IV-Б-3 ГОСТ 1303-56**.

П36. Масленка наливная с поворотной крышкой

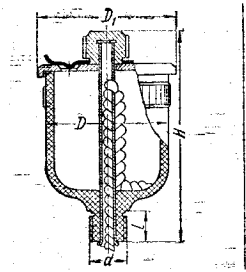


Размеры в *мм*

№	H	D	l	d_1	Резьба d
1	20	12	6	5	М8 × 1
2	25	14	8	6	М10 × 1
3	30	16	10	8	М12 × 1,25
4	40	20	15	12	М16 × 1,5

Условное обозначение масленки № 3:
*Масленка VI-3 ГОСТ 1303-56**.

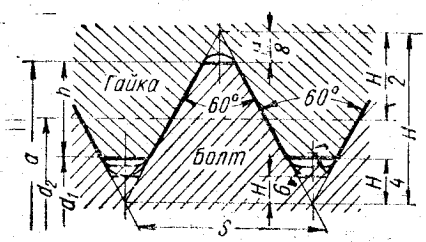
П37. Масленка наливная с закрепительным колпачком
(по ГОСТ 1303-56*)



Емкость в *см*³	H	D	D_1	l	Резьба d
12	62	28	34	12	М14 × 1,5
25	70	38	44		
50	80	48	54		

Условное обозначение масленки емкостью 25 *см*³:
*Масленка VII-25 ГОСТ 1303-56**.

П38. Резьба метрическая (ГОСТ 9150-59)



Размеры в *мм*

$H = 0{,}86603 \cdot S$

$h = 0{,}54125 \cdot S$

Номинальный диаметр резьбы d	Резьбы с крупным шагом			Резьбы с мелким шагом		
	Шаг резьбы P	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр $d_{ср}$	Шаг резьбы S	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр $d_{ср}$
6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	1,25	10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	15,026
(18)	2,5	15,294	16,376	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
(22)	2,5	19,294	20,376	1,5	20,376	21,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
(27)	3	23,752	25,051	2	24,835	25,701
30	3,5	26,211	27,727	2	27,835	28,701
(33)	3,5	29,211	30,727	2	30,835	31,701
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051
(39)	4	34,670	36,402	3	35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077	3	38,752	40,051
(45)	4,5	40,129	42,077	3	41,752	43,051
48	5	42,587	44,752	3	44,752	46,051

Примечания: 1. Таблица представляет собой краткое извлечение из ГОСТ 9150-59.

2. Диаметры, заключенные в скобки, по возможности не применять.

3. Резьбы с крупными шагами должны обозначаться буквой М и диаметром, например: М24.

Резьбы с мелкими шагами должны обозначаться буквой М, диаметром и шагом через знак ×, например: М24×2.

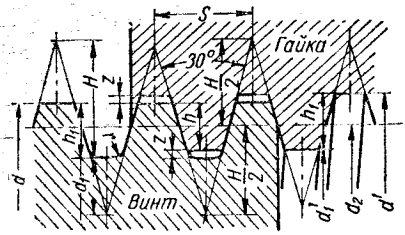
4. Форму впадины болта (ниже размера d_1) выполняют либо плоскосрезанной, либо закруглённой с $r = 0{,}144S$ или $r = 0{,}108\,S$.

5. Расчетную площадь сечения болта рекомендуется определять по формуле

$$F = \frac{\pi d_{вн.\ ном}^2}{4},$$

где $d_{вн.\ ном} = d - 1{,}2269S$.

П39. Резьба трапецеидальная (ГОСТ 9484-60)

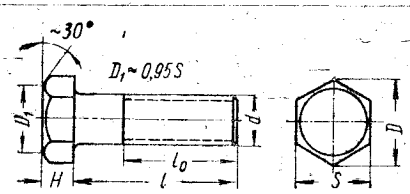


Размеры в *мм*

Наружный диаметр d	Шаг резьбы S	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1
16	2	15	13,5
	4	14	11,5
20	2	19	17,5
	4	18	15,5
26	2	25	23,5
	5	23,5	20
	8	22	17
32	3	30,5	28,5
	6	29	25
	10	27	21
(36)	3	34,5	32,5
	6	33	29
	10	31	25
40	3	38,5	36,5
	6	37	33
	10	35	29
(44)	3	42,5	40,5
	8	40	35
	12	38	31
50	3	48,5	46,5
	8	46	41
	12	44	37
(55)	3	53,5	51,5
	8	51	46
	12	49	42
60	3	58,5	56,5
	8	56	51
	12	54	47
(70)	4	68	65,5
	10	65	59
	16	62	53
80	4	78	75,5
	10	75	69
	16	72	62
(90)	5	87,5	84
	12	84	77
	20	80	68
100	5	97,5	94
	12	94	87
	20	90	78

Примечания: 1. Таблица представляет собой извлечение из ГОСТ 9484-60.
2. Диаметры, заключенные в скобки, по возможности не применять.
3. Соотношения между элементами резьбы: $H = 1{,}866S$; $h_1 = 0{,}5S + z$; $h = 0{,}5S$; $d_2 = d - 0{,}5\,S$; $d_1 = d - 2\,h_1$; $d' = d + 2\,z$; $d'_1 = d - S$; $z = 0{,}25$ *мм* при $S \leqslant 4$ *мм*; $z = 0{,}5$ *мм* при $S = 5 \div 12$ *мм*; $z = 1$ *мм* при $S \geqslant 16$ *мм*.
4. Обозначение резьбы диаметром 60 *мм* и шагом 12 *мм*: *Трап. 60×12*;
То же резьбы трехходовой левой диаметром 80 *мм* и шагом 10 *мм*: *Трап. 80×(3×10) лев.*

П40. Болты с шестигранной головкой
(нормальной точности). Исполнение *I*



Размеры в *мм*

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы крупный	Расчетная площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы F в $см^2$	Шаг резьбы мелкий	Расчетная площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы F в $см^2$	Размер «под ключ» S	Высота головки H	Диаметр описанной окружности D	Длина болта l	Длина резьбы l_0
6	1	0,18	—	—	10	4	11,5	14—75	14—18
8	1,25	0,33	1	0,36	14	5,5	16,2	14—85	14—22
10	1,5	0,52	1,25	0,56	17	7	19,6	18—200	18—32
12	1,75	0,76	1,25	0,86	19	8	21,9	25—260	25—36
(14)	2	1,05	1,5	1,16	22	9	25,4	25—260	25—40
16	2	1,44	1,5	1,57	24	10	27,7	30—300	30—44
(18)	2,5	1,75	1,5	2,05	27	12	31,2	35—300	35—48
20	2,5	2,25	1,5	2,59	30	13	34,6	38—300	38—52
(22)	2,5	2,81	1,5	3,19	32	14	36,9	40—300	40—56
24	3	3,24	2	3,65	36	15	41,6	48—300	48—60
(27)	3	4,27	2	4,73	41	17	47,3	60—300	60—66
30	3,5	5,19	2	5,96	46	19	53,1	60—300	60—72
36	4	7,59	3	8,20	55	23	63,5	75—300	75—84
42	4,5	10,45	3	11,53	65	26	75,0	80—300	80—96
48	5	13,77	3	15,43	75	30	86,5	90—300	90—108

Примечания: 1. Размеры болтов по ГОСТ 7798-62.

2. Резьбы с крупными шагами изготовляют по классам точности 2 или 3; с мелкими — 2а или 3.

3. При выборе шагов резьб крупные шаги следует предпочитать мелким и класс точности резьбы 3 — классам точности 2 и 2а.

4. Размеры болтов, заключенные в скобки, по возможности не применять.

5. Примеры условных обозначений болта диаметром 24 *мм*, длиной 60 *мм*, с классом точности резьбы 2, из материала 01, с покрытием по группе 1:

с крупным шагом резьбы (исполнение *I*) — *Болт М24×60 кл. 2-011 ГОСТ 7798-62*;

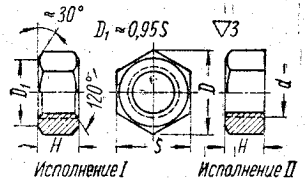
с мелким шагом резьбы (исполнение *I*) — *Болт М24×2×60 кл.-2-011 ГОСТ 7798-62*

6. Для болтов из материала подгруппы 00, без покрытия (группа 0), материал и покрытие в обозначении не указывать. Класс точности резьбы 3 в обозначении не указывать.

7. Материалы и покрытия по ГОСТ 1759-62. Материалы групп 0 — углеродистые стали. Подгруппы: 00 — сталь 10 и другие с $\sigma_в \geqslant 30$ *кГ/мм²*; 01 — сталь 20 и другие с $\sigma_в \geqslant 50$ *кГ/мм²*; 02 — сталь 25 и другие с $\sigma_в \geqslant 60$ *кГ/мм²*.

Номера групп покрытий: 0 — без покрытия; 1 — цинковое, хроматированное; 2 — кадмиевое хроматированное.

П41. Гайки шестигранные нормальной точности (по ГОСТ 5915-62)



Размеры в *мм*

Номинальный диаметр резьбы *d*		6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
Шаг резьбы	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5
	мелкий	—	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	3	3	3
Размер «под ключ» *S*		10	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	55	65	75
Высота *H*		5	6	8	10	11	13	14	16	18	19	22	24	28	32	38
Диаметр описанной окружности *D*		11,5	16,2	19,6	21,9	25,4	27,7	31,2	34,6	36,9	41,6	47,3	53,1	63,5	75,0	86,5

Примечания: 1. Размеры гаек, заключенные в скобки, по возможности не применять.
2. Сведения о материалах и покрытиях см. примечания к табл. П40.
3. Примеры условных обозначений гайки диаметром 24 *мм*, с классом точности резьбы 2, из материала подгруппы 01, с покрытием по группе 1:
с крупным шагом (исполнение *I*) — *Гайка М24 кл.2-011 ГОСТ 5915-62*;
с мелким шагом резьбы (исполнение *II*) — *Гайка II М24×2 кл. 2-011 ГОСТ 5915-62*.
Для гаек из материала подгруппы 00, без покрытия (группа 0), материал и покрытие в обозначении не указывать. Класс точности резьбы 3 в обозначении не указывать.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров Л. И., Артеменко Н. П., Костюк Д. И. Цилиндрические зубчатые колеса. Изд. Харьковского государственного университета, 1956.

2. Алексеев З. К. Руководство по расчету и проектированию редукторов. М. — Л., Машгиз, 1958.

3. Андожский В. Д. Расчет зубчатых передач. М. — Л., Машгиз, 1955.

4. Анифмов М. И. Конструкции редукторов (атлас). Москва — Свердловск, Машгиз, 1956.

5. Асинхронные электродвигатели единой серии. Каталог-справочник. ЦИНИТИ, Электропром, 1962.

6. Батурин А. Т. Детали машин. М., Машгиз, 1959.

7. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. М., Машгиз, 1960.

8. Васильев В. З. и др. Справочные таблицы по деталям машин. М., Машгиз, 1960, 1961.

9. Вербовский Г. Г. Расчеты зубчатых и червячных передач. Изд. Харьковского государственного университета, 1958.

10. Воробьев Н. В. Цепные передачи. М., Машгиз, 1962.

11. Гелев Г. Н., Айзен А. М., Карповцев А. Н. Справочник по расчету цепных передач. Москва — Киев, Машгиз, 1962.

12. Грум-Гржимайло С. В. Расчет и основы конструирования элементов приводов. М., Машгиз, 1958.

13. Гузенков П. Г. Справочник к расчетам деталей машин. Изд. «Высшая школа», М., 1961.

14. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А., Бубырь Ю. В. Редукторы. Москва — Киев, Машгиз, 1963.

15. Дашкевич Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. З. Детали машин (курсовое проектирование). Киев, Гостехиздат УССР, 1959.

16. Детали машин (атлас конструкций). Под ред. Д. Н. Решетова. М., Машгиз, 1963.

17. Дмитриев В. А., Долголенко А. А., Марков В. Г., Смирнов С. А. Теория механизмов и машин, детали машин и подъемно-транспортные машины. Л., Изд. «Речной транспорт», 1963.

18. Добровольский В. А., Заблонский К. И., Мак С. Л., Радчик А. С., Эрлих Л. Б. Детали машин. Москва — Киев, Машгиз, 1962.

19. Дьяченко С. К., Киркач Н. Ф. Предохранительные муфты. Киев, Гостехиздат УССР, 1962.

20. Дьяченко С. К., Столбовой С. З. Детали машин (атлас). Киев, Гостехиздат УССР, 1962.

21. Заблонский К. И. Расчет и конструирование зубчатых передач. Москва — Киев, Машгиз, 1958.

22. Иванов Е. А. Муфты приводов. М., Машгиз, 1959.

23. Иванов М. Н., Комаров М. С. Детали машин и подъемно-транспортные машины. Изд. Львовского государственного университета, 1961.

24. Ильенко М. С., Гребенюк А. И., Никольский Д. Н. Расчет и проектирование зубчатых и червячных передач и редукторов. Москва—Киев, Машгиз, 1953.

25. Ицкович Г. М., Винокуров А. И., Минин Л. С. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. М., Росвузиздат, 1963.

26. Ицкович Г. М. Сопротивление материалов. М., Изд. «Высшая школа», 1960.

27. Кистьян Я. Г. Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность. М., Машгиз, 1954.

28. Козинцов Б. П., Иванов Е. П. Расчет и проектирование зубчатых планетарных и дифференциальных передач. Изд. Московского энергетического института, 1961.

29. Комков В. Н. Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из бронзы Бр. АЖ 9-4. — «Вестник машиностроения», 1955, № 7.

30. Краткий справочник по машиностроительным материалам. Под ред. В. М. Раскатова. М., Машгиз, 1963.

31. Кудрявцев В. Н. Выбор типов передач. М.—Л., Машгиз, 1955.

32. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М. — Л., Машгиз, 1957.

33. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М.—Л., Машгиз, 1960.

34. Кудрявцев В. Н. Упрощенные расчеты зубчатых передач. М.—Л., Машгиз, 1960.

35. Михайлов И. Е., Ильченко А. И. Редукторы шахтных машин. Москва — Киев, Машгиз, 1959.

36. Павлов Я. М. Детали машин. М.—Л., Машгиз, 1960.

37. Панич Б. Б. Некоторые вопросы преподавания тем о зубчатых и червячных передачах. Сб. Преподавание технической механики в техникумах. М., Росвузиздат, 1963.

38. Панич Б. Б. Упрощенная методика расчета зубчатых и червячных передач. НМК Мосгорсовнархоза, 1961.

39. Парамонова З. А. Конструирование валов и осей. Москва — Киев, Машгиз, 1958.

40. Подшипники шариковые и роликовые (каталог). Союзподшипниксбыт, 1963.

41. Подшипники качения (справочное пособие). Под ред. Н. А. Спицына и А. И. Спришевского. М., Машгиз, 1961.

42. Поляков В. С., Барбаш И. Д. Муфты. М. — Л., Машгиз, 1960, 1963.

43. Пронин Б. А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. М., Машгиз, 1960.

44. Рабинер Е. Г. Монтаж и эксплуатация подшипниковых узлов. М., Машгиз, 1960.

45. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1961, 1964.

46. Решетов Д. Н., Левина З. М. и др. Табличные расчеты деталей станков. М., Машгиз, 1953.

47. Руденко Н. Ф. Планетарные передачи. М., Машгиз, 1947.

48. Рудницкий В. И., Тигай А. Б. Зубчатые и червячные передачи. Киев, Гостехиздат УССР, 1962.

49. Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б. Валы и оси. М., Машгиз, 1959.

50. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.

51. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., Машгиз, 1955.

52. Справочник машиностроителя. Т. III, IV. М., Машгиз, 1962. 1963.
53. Ткаченко В. А. Проектирование многосателлитных планетарных передач. Изд. Харьковского государственного университета, 1961.
54. Харахаш В. А. Редукторы цилиндрические. Москва — Киев, Машгиз, 1961.
55. Цыпкин Б. В., Альшиц И. Я., Томашов А. Д. Подшипниковые узлы прокатного оборудования. М., Машгиз, 1954.
56. Чалик Л. Е. Разбивка общего передаточного отношения двухступенчатой зубчатой передачи при расчете по контактным напряжениям. — «Вестник машиностроения» 1958, № 2.
57. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением зубчатые и червячные. М., Машгиз, 1961.
58. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
59. Чернавский С. А., Ицкович Г. М., Киселев В. А., Боков К. Н., Бонч-Осмоловский М. А., Козинцов Б. П. Проектирование механических передач. М., Машгиз, 1963.
60. Чиликин М. Г. Основы электропривода. М., Госэнергоиздат, 1960.
61. Шац Я. Ю. Уплотнения подшипниковых узлов. Киев — Москва, Машгиз, 1963.
62. Эйдинов М. С. Расчет зубчатых и червячных передач. Москва — Свердловск, Машгиз, 1961.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Краткие сведения о применении международной системы единиц (СИ) в расчетах деталей машин (инж. *Г. М. Ицкович*) 5

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Глава I. **Выбор электродвигателя и кинематический расчет приводных устройств** (канд. техн. наук *С. А. Чернавский*) 11

§ 1. Определение требуемой мощности электродвигателя 11
§ 2. Основные сведения о типах электродвигателей 15
§ 3. Технические характеристики трехфазных асинхронных электродвигателей 16
§ 4. Определение общего передаточного числа и разбивка его по ступеням 19

Глава II. **Общие сведения о редукторах** *(Г. М. Ицкович)* 22

§ 5. Обзор основных типов редукторов 22
§ 6. Некоторые указания по разбивке общего передаточного числа в многоступенчатых редукторах 40

Глава III. **Расчет зубчатых передач** *(Г. М. Ицкович)* 45

§ 7. Общие сведения 45
§ 8. Передачи цилиндрическими зубчатыми колесами 48
§ 9. Передачи коническими прямозубыми колесами 60
§ 10. Коэффициент нагрузки 67
§ 11. Материалы зубчатых колес и допускаемые напряжения . . . 72

Глава IV. **Расчет червячных передач** *(Г. М. Ицкович)* 85

§ 12. Общие сведения и кинематика передачи 85
§ 13. Основные параметры и к. п. д. передачи 86
§ 14. Расчет элементов зацепления на контактную прочность и на изгиб 91
§ 15. Коэффициент нагрузки. Материалы и допускаемые напряжения 96

Глава V. **Проектирование планетарных передач** (инж. *Б. Б. Панич*) 101
§ 16. Общие сведения о планетарных передачах 101
§ 17. Расчет планетарных редукторов 104
§ 18. Конструкция планетарных передач 112

Глава VI. **Проектирование ременных передач** (*С. А. Чернавский*) 117
§ 19. Плоскоременная передача 117
§ 20. Передача с натяжным роликом 129
§ 21. Клиноременная передача 131

Глава VII. **Проектирование цепных передач** (*С. А. Чернавский*) . . . 140
§ 22. Характеристики приводных цепей 140
§ 23. Расчет цепной передачи 140
§ 24. Звездочки цепных передач 153

Глава VIII. **Расчет валов** (*Г. М. Ицкович*) 155
§ 25. Нагрузки валов 155
§ 26. Проектный и проверочный расчет валов 162
§ 27. Конструирование валов 173
§ 28. Шпоночные и шлицевые соединения 175

Глава IX. **Проектирование опор валов на подшипниках качения** (доц. *К. Н. Боков*) 183
§ 29. Порядок проектирования подшипниковых узлов 183
§ 30. Выбор типа подшипника 184
§ 31. Некоторые конструктивные требования к подшипниковым узлам и основные схемы установки подшипников 190
§ 32. Подбор подшипников по коэффициенту работоспособности и по статической грузоподъемности 202
§ 33. Посадки подшипников на вал и в корпус 213
§ 34. Крепления колец подшипника на валу и в корпусе 221
§ 35. Монтажные требования к подшипниковым узлам 231
§ 36. Смазка подшипников качения 231
§ 37. Уплотнения подшипниковых узлов 236

Глава X. **Расчет и конструирование подшипников скольжения для редукторов** (*С. А. Чернавский*) 245
§ 38. Общие сведения 245
§ 39. Расчет и конструирование подшипников скольжения 245

Глава XI. **Конструирование деталей редукторов. Смазка зубчатых и червячных зацеплений** (доц. *В. А. Киселев*) 256
§ 40. Конструкции зубчатых и червячных колес и червяков . . . 256
§ 41. Конструирование корпусов редукторов 268
§ 42. Смазка редукторов 280
§ 43. Тепловой расчет редукторов 286
§ 44. Посадки основных деталей редукторов 289

Глава XII. **Проектирование муфт** (*С. А. Чернавский*) 290
§ 45. Краткий обзор муфт 290

§ 46. Постоянные муфты 291
§ 47. Сцепные муфты 307
§ 48. Предохранительные муфты 316

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Глава XIII. **Примеры проектирования одноступенчатых редукторов** . . 323
§ 49. Проектирование одноступенчатого зубчатого цилиндрического редуктора (*В. А. Киселев*) 323
§ 50. Проектирование одноступенчатого конического редуктора (*В. А. Киселев*) 359
§ 51. Проектирование червячного редуктора (*Б. Б. Панич*) . . . 382
Глава XIV. **Примеры проектирования приводов с двухступенчатыми редукторами и открытыми передачами** 407
§ 52. Проектирование привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором (*В. А. Киселев*) 407
§ 53. Проектирование привода с коническо-цилиндрическим редуктором (*В. А. Киселев*) 440
§ 54. Проектирование привода к подвесному конвейеру (*К. Н. Боков*) 462
Глава XV. **Примеры проектирования планетарных редукторов** (*Б. Б. Панич*) 475
§ 55. Проектирование силового редуктора 475
§ 56. Проектирование редуктора с большим передаточным числом 488

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I. Методические указания для учащихся по выполнению курсового проекта (*Г. М. Ицкович и Б. Б. Панич*) 505
Приложение II. Указания по организации проектирования и задания на курсовые проекты (*К. Н. Боков и Г. М. Ицкович*) 509
Приложение III. Типовые конструкции редукторов (*Б. Б. Панич*) . . . 525
Приложение IV. Справочные материалы 540

Литература 590