



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Механика»

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО
ПРИВОДА С МНОГОСТУПЕНЧАТЫМ
РЕДУКТОРОМ.
КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
РЕДУКТОРЫ**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по курсовому проектированию
по дисциплине «Детали машин» для студентов
специальностей 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
и 1-36 12 01 «Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2018

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73
П79

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 9 от 22.05.2017 г.)*

Составители: *Н. В. Акулов, А. И. Столяров*

Рецензент: декан механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

Проектирование механического привода с многоступенчатым редуктором. Коническо-цилиндрические редукторы : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов специальностей 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» и 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост.: Н. В. Акулов, А. И. Столяров. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 95 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит сведения по выбору электродвигателя и кинематический расчет привода; методу расчета параметров зацепления многоступенчатого коническо-цилиндрического редуктора; предварительный расчет валов, выбор муфты; сведения по определению конструктивных размеров шестерен и зубчатых колес, корпуса и крышки редуктора; сведения по выполнению первого этапа эскизной компоновки многоступенчатого редуктора и ряд других сведений, необходимых для выполнения курсового проекта.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2018

ВВЕДЕНИЕ

Изучение курса «Детали машин» является завершающим в общетехнической подготовке инженера-механика. Он базируется на таких научных дисциплинах как теоретическая механика, теория механизмов и машин, механика материалов, материаловедение, начертательная геометрия и машиностроительное черчение.

Дисциплина «Детали машин» формирует будущих конструкторов широкого профиля – создателей новой техники.

Основными тенденциями развития современного машиностроения являются: увеличение номенклатуры и числа различных машин; повышение мощности и производительности, технологичности и экономичности; обеспечение потребителю нормальных условий эксплуатации.

Значение курса «Детали машин» можно выразить так: «нельзя построить ни одну машину, не умея сконструировать, рассчитать и изготовить ее детали».

Объектом закрепления теории и навыков решения комплексных инженерно-технических задач служит привод. Студенты производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты деталей на прочность и жесткость, решают вопросы, связанные с выбором материалов и наиболее технологичных форм деталей, освещают вопросы сборки и разборки отдельных сборочных единиц и привода в целом. Они знакомятся с действующими стандартами и нормативными материалами, справочной литературой; приобретают навыки пользования ими при выборе конструкций и размеров деталей, а также при выполнении рабочей конструкторской документации: пояснительной записки, габаритных, сборочных и рабочих чертежей. Знания и опыт, приобретенные студентами при выполнении курсового проекта, по деталям машин – это база для выполнения последующих курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проектированию.

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Назначение, содержание и основные требования к курсовому проекту представлены в [13].

Приступая к выполнению курсового проекта по курсу «Детали машин» необходимо внимательно изучить заданную для проектирования схему привода.

В задании на курсовой проект обычно указываются: мощность на приводном валу $P_{\text{вых}}$ (кВт); частота вращения приводного вала $n_{\text{вых}}$ в мин^{-1} (об/мин); срок службы привода, $T_{\text{пр}}$ (лет); коэффициенты использования привода в течение года и суток $K_{\text{год}}$, $K_{\text{сут}}$. Нередко вместо заданных выше параметров может быть указано: тяговое усилие $F_{\text{вых}}$ (Н), скорость тягового элемента $v_{\text{вых}}$ (м/с) и диаметр барабана D (мм) или параметры тяговой звездочки.

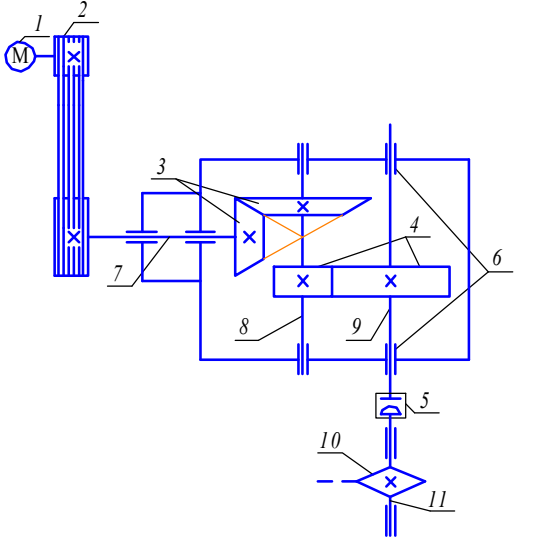
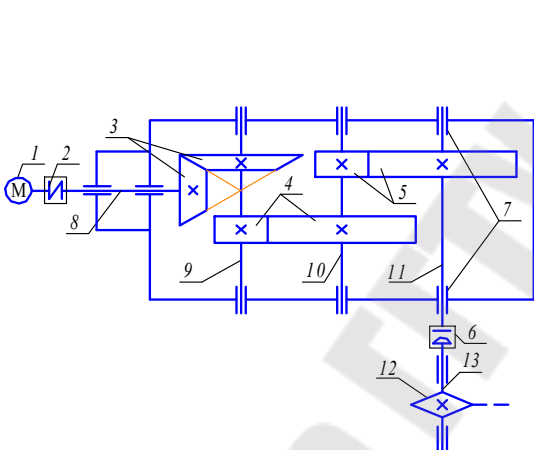
1.1 Схемы приводов и их краткая характеристика

Кинематические схемы приводов и их характеристика представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Кинематические схемы приводов и их характеристика

Номер схемы	Схема	Характеристика
1		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (коническая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – открытая передача (цепная); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – барабан; 11 – вал приводной</p>

<p>2</p>		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – 2 – открытая передача (ременная); 3 – пара зубчатых колес (коническая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – муфта цепная; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – тяговая звездочка; 11 – вал приводной</p>
<p>3</p>		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – пара зубчатых колес (коническая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая промежуточная); 5 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 6 – муфта цепная; 7 – пара подшипников качения; 8 – вал ведущий (быстроходный, входной); 9 – вал промежуточный; 10 – вал промежуточный; 11 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 12 – тяговая звездочка; 13 – вал приводной</p>
<p>Пр и м е ч а н и е. Для представленных схем может быть раздвоенной как промежуточная, так и тихоходная ступень. Для всех схем может использоваться в качестве открытой передачи – клиноременная, цилиндрическая, коническая, цепная; в качестве конвейера – ленточный, цепной или любой другой. Коническая зубчатая пара может быть с прямыми зубьями, с тангенциальными (косыми) зубьями или с криволинейными зубьями (круговыми). Цилиндрическая зубчатая пара может быть прямозубой или косозубой (шевронной).</p>		

Пример циклограммы нагружения привода представлен на рис. 1.1.

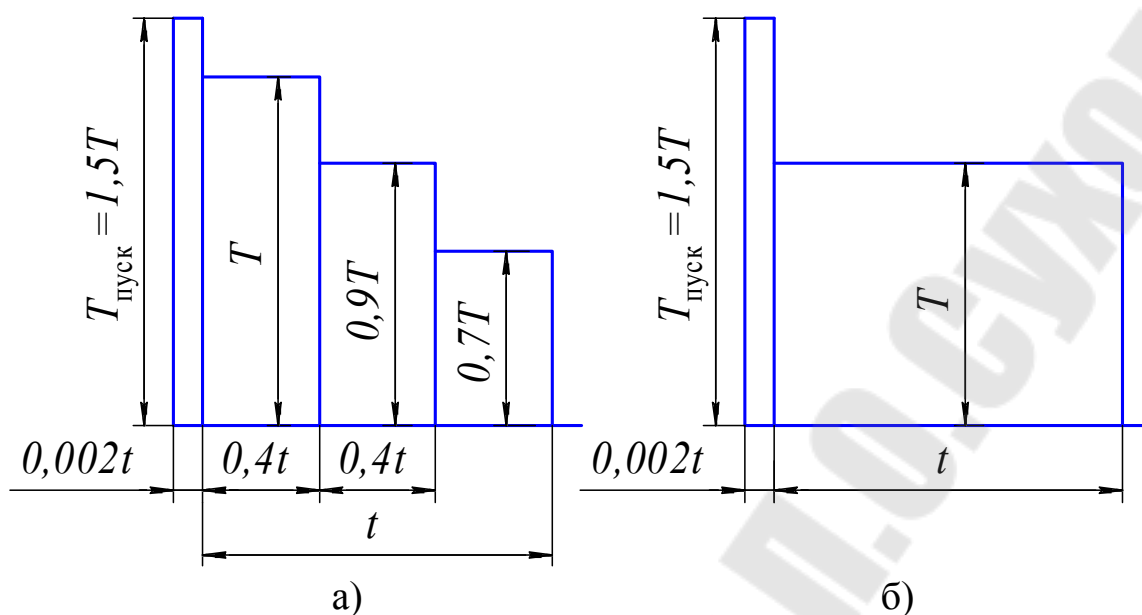


Рис. 1.1 Пример циклограммы нагружения привода

1.2 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{эд} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.1)$$

где $P_{\text{вых}}$ – мощность на приводном валу конвейера, кВт;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода;

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i; \quad (1.2)$$

η_1, η_2, η_i – КПД отдельных элементов привода (муфт, зубчатых, ременных и цепных передач, пары подшипников) (табл. П1);

Раздвоенная зубчатая пара не дает потери мощности.

1.3 Выбор электродвигателя

При выборе электродвигателя используют данные для трехфазных электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором серий 4А ([13]) или АИР (табл. П2). Данные типы электродвигателей характеризуются синхронной частотой вращения $n_{\text{эдс}}$, которая

больше, чем частота вращения вала электродвигателя $n_{эд}$ у нагруженного электродвигателя за счет скольжения s .

За расчетную частоту $n_{эд}$ вращения принимаем номинальную частоту вращения (для электродвигателей серии 4А)

$$n_{эд} = n_{ном} = n_{эдс} (1 - s), \quad (1.3)$$

где $n_{эдс}$ – синхронная частота вращения, об/мин;

s – коэффициент скольжения.

При выборе типа электродвигателя необходимо учитывать следующее:

– номинальная мощность $P_{ном}$ электродвигателя должна быть по возможности близка к расчетной мощности $P_{эд}$;

– для предотвращения выхода электродвигателя из строя его перегрузка должна удовлетворять условию:

$$\Delta P = \frac{P_{эд} - P_{ном}}{P_{ном}} \cdot 100\% \leq 6\%; \quad (1.4)$$

– отношение $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ электродвигателя не должно быть меньше

$\frac{T_{пуск}}{T}$ на циклограмме нагрузки привода (см. рис 1.1, а, б);

– частота вращения $n_{эд}$ выбирается таким образом, чтобы передаточные отношения передач привода были оптимальными.

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле

$$n_{тр} = n \cdot u_{оп\ min} \cdot u_{ред.ср} \quad (1.5)$$

где $u_{оп\ min}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода (см. табл. ПЗ);

$u_{ред.ср}$ – среднее значение передаточного числа редуктора привода (табл. ПЗ).

По величине $n_{тр}$ с учетом $P_{эд}$ принимаем по (табл. П2) электродвигатель. Для электродвигателей серии АИР $n_{эд}$ определять не требуется, так как они задаются в характеристиках электродвигателей (см. табл. П2).

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$

1.4 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора

Общее передаточное число привода определяется по формуле

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}}. \quad (1.6)$$

Разбивка передаточного числа по ступеням осуществляется на основании рекомендаций ([9], [10], [15]).

Для коническо-цилиндрических редукторов должны выполняться следующие условия:

– 2-х ступенчатого с прямозубыми коническими колесами

$$u_{ред} = u_{к.п.} \cdot u_{ц.п.} = 8...15(\max 22); \quad \frac{u_{к.п.}}{u_{ц.п.}} = 0,8 \dots 0,9, \quad (1.7)$$

где $u_{к.п.} = u_{б}$ – передаточное число быстроходной ступени (конической);

$u_{ц.п.} = u_{т}$ – передаточное число тихоходной ступени (цилиндрической);

– 2-х ступенчатого с косозубыми коническими колесами (тангенциальными, круговыми)

$$u_{ред} = 8...34 (\max 40); \quad (1.8)$$

– 3-х ступенчатого (быстроходная ступень коническая, промежуточная и тихоходная – цилиндрическая)

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{к.п.}} \cdot u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}} = 20 \dots 75; \quad \frac{u_{\text{к.п.}}}{u_{\text{п}}} = 0,8 \dots 0,9; \quad \frac{u_{\text{п}}}{u_{\text{т}}} = 1,3 \dots 1,4. \quad (1.9)$$

В курсовом проекте передаточные отношения открытых передач необходимо предварительно принимать минимальными, представленными в табл. ПЗ.

1.5 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{\text{эд}}$ электродвигателя и частоте $n_{\text{эд}}$.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения n (об/мин), мощность P (кВт) и вращающий момент T (Н·м).

Частоты вращения валов привода:

$$n_1 = n_{\text{эд}}; \dots; n_i = n_{i-1} / u_{i-1}.$$

Мощности, передаваемые на валы привода:

$$P_1 = P_{\text{эд}}; \dots; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_i = P_{i-1} \cdot \eta_{i-1}.$$

Вращающие моменты, передаваемые валами:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i}.$$

Результаты расчета представляются в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Силовые и кинематические параметры привода

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель			
1			
...

2 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Расчет параметров зацепления ведется на основании информации представленной в [1-5, 8, 9, 11, 13, 15].

2.1 Общие сведения

Для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются, применяют *конические зубчатые колеса*. Они могут быть с прямыми (рис. 2.1, а), тангенциальными (косыми) (рис. 2.1, б) и криволинейными (круговыми) зубьями (рис. 2.1, в).



Рис. 2.1. Конические зубчатые колеса
а – с прямыми зубьями; б – с тангенциальными (косыми зубьями);
в – с криволинейными (круговыми) зубьями

Углы между осями колес могут быть различными, но наибольшее применение нашли передачи с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$ (ортогональные передачи).

По сравнению с цилиндрическими передачами конические сложнее как при изготовлении колес, так и в процессе сборки. Пересечение осей валов усложняет конструирование опор валов, так как одно из колес (как правило, шестерня) располагается консольно.

Нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,85 от нагрузочной способности эквивалентной цилиндрической передачи. Несмотря на это, конические передачи широко применяют в машиностроении, там, где необходимо расположение осей валов под углом.

Расчет геометрии конических колес и передач с прямыми зубьями установлен в ГОСТ 19624–74 ([3]), а с круговыми – в ГОСТ 19326–73 ([2]).

Функцию основного геометрического параметра в конических колесах выполняет делительный конус, т.е. такая коническая поверхность, которая катится без скольжения по конической поверхности воображаемого производящего колеса при нарезании зубьев.

2.1.1 Характеристики основных форм зубьев конических зубчатых колес

Схемы различных форм зубьев конических конических зубчатых колес представлены на рис. 2.2.

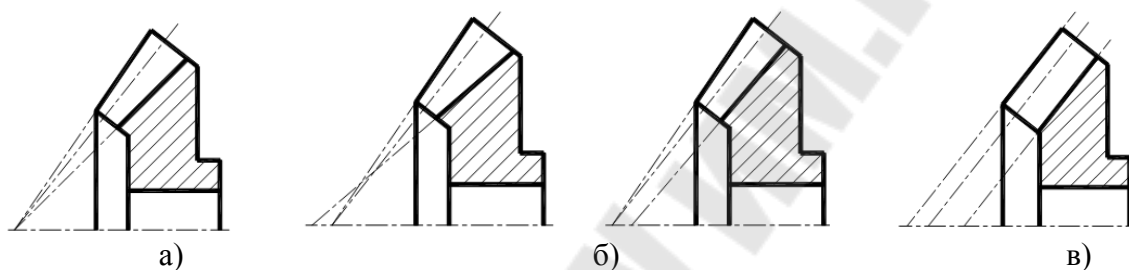


Рис. 2.2. Формы зубьев конических зубчатых колес
а – форма зуба I; б – форма зуба II; в – форма зуба III

Форма зуба I (рис. 2.2, а).

Пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки пропорциональна конусному расстоянию.

Область применения:

- зубчатые колеса с прямыми зубьями;
- зубчатые колеса с круговыми зубьями при: $m_n = (2...2,5)$ мм;

$$R_e = (60-650) \text{ мм}; \beta_n = 0 - 45^\circ; z_c = 20 - 100.$$

Форма зуба II (рис. 2.2, б).

Понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают.

Область применения:

- зубчатые колеса с тангенциальными зубьями;
- зубчатые колеса с круговыми зубьями при: $m_n = (0,4...25)$ мм;

$$R_e = (60-700) \text{ мм}; \beta_n = 0 - 15^\circ \text{ (допускается до } 45^\circ); z_c = 24 - 100.$$

Форма зуба III (рис. 2.2, в).

Равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине.

Область применения:

– зубчатые колеса с круговыми зубьями при: $m_n = (2...25)$ мм; $R_e = (75-7500)$ мм; $\beta_n = 25 - 45^\circ$ (допускается до 45°); $z_c > 40$. Применяется достаточно редко.

2.1.2 Прямозубые конические передачи

Прямозубые конические передачи выполняют с осевой формой I и постоянным радиальным зазором по ширине зубчатого венца.

В качестве расчетного принимают внешний окружной модуль m_e . При нарезании на зубострогальных станках модуль можно выбирать нестандартным и дробным.

Конические передачи с прямыми зубьями общего назначения при m_e , более 1 мм, должны выполняться в соответствии с исходным контуром по ГОСТ 13754–81 со следующими параметрами:

$$\alpha = 20^\circ; h_a = 1; c^* = 0,2; \rho_f = 0,2.$$

Выбор коэффициентов смещения и коэффициентов изменения расчетной толщины зуба исходного контура:

1. При $u > 1$ шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением x_1 , а колесо – с равным ему по величине отрицательным смещением x_2 ($x_1 + x_2 = 0$).

2. При $u \geq 2,5$ зубчатые колеса рекомендуется выполнять не только со смещением, установленным по п.1, но и с различной толщиной зуба исходного контура – увеличенной, по сравнению с расчетной ($0,5 \cdot \pi \cdot m_e$), у исходного контура шестерни и, соответственно, уменьшенной у исходного контура колеса.

Схема и основные элементы конической передачи представлены на рис. 2.3.

При отсутствии дополнительных указаний везде, где упоминается профиль зуба, имеется в виду внешний торцовый профиль.

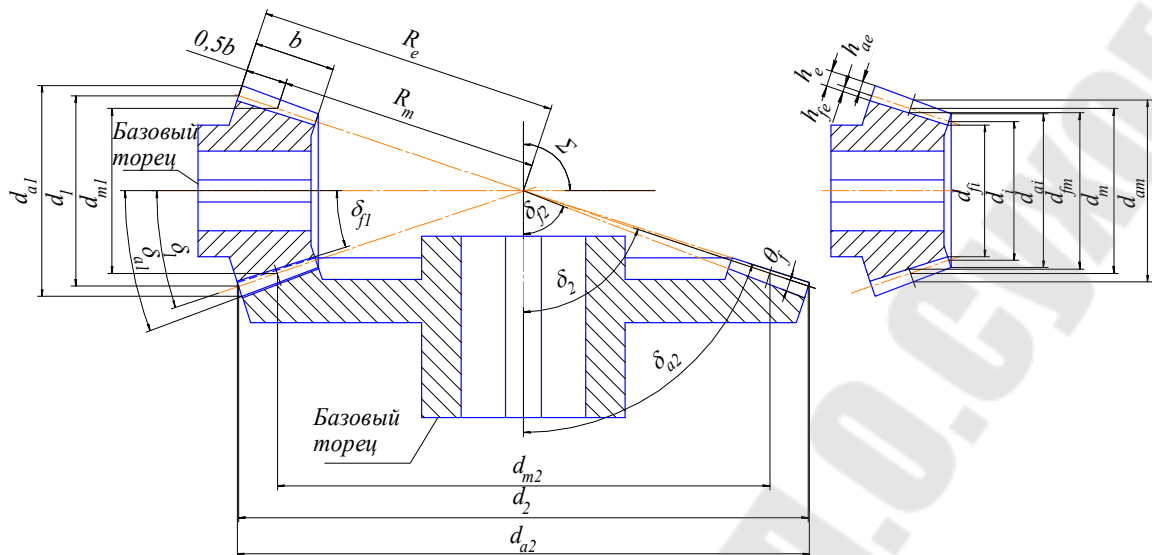


Рис. 2.3. Основные элементы конической передачи

2.1.3 Конические передачи с круговым зубом

Конические передачи с круговым зубом, благодаря наклону и бочкообразной форме зубьев, более прочны, бесшумны и допускают большие погрешности при монтаже, чем прямозубые.

В качестве расчетного принят нормальный модуль m_n в середине ширины венца.

Предпочтителен к применению угол наклона $\beta_n = 35^\circ$. Сопряженные зубчатые колеса имеют противоположные направления линий зуба.

Под исходным контуром конических зубчатых колес с круговыми зубьями подразумевают контур зубьев условной рейки, профиль которой и высотные размеры зубьев совпадают с одноименными элементами зубьев плоского исходного колеса в среднем нормальном сечении; шаг и толщину зубьев принимают, соответственно, равными окружному шагу и половине окружного шага плоского исходного колеса посередине ширины зубчатого венца, умноженным на косинус среднего угла наклона линии зубьев плоского исходного колеса, $s = \rho_f = 0,25 \cdot m_n$.

В технически обоснованных случаях допускается неравенство толщины зуба и ширины впадины по средней линии, изменение величин h_a , s и ρ_f , если не нарушает правильности зацепления и не препятствует использованию стандартного инструмента.

Конические передачи с круговыми зубьями общего назначения при $m_n > 1$ мм должны выполняться с параметрами исходного контура по ГОСТ 16202–81:

$$\alpha = 20^\circ; h_a^* = 1; c^* = 0,25; \rho_f = 0,25.$$

При отсутствии дополнительных указаний везде, где упоминается профиль зуба, имеется в виду профиль в нормальном расчетном сечении.

Выбор коэффициентов смещения и коэффициентов изменения расчетной толщины зуба исходного контура:

1. При $u > 1$ шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением x_{n1} , а колесо – с равным ему по величине отрицательным смещением x_{n2} ($x_{n1} + x_{n2} = 0$).

2. При $u \geq 2,5$ зубчатые колеса рекомендуется выполнять не только со смещением, установленным по п.1, но и с различной толщиной зуба исходного контура – увеличенной, по сравнению с расчетной ($0,5 \cdot \pi \cdot m_e$), у исходного контура шестерни и, соответственно, уменьшенной у исходного контура колеса.

Для ответственных тяжело нагруженных передач значения x_τ следует определять из расчета зубьев на изломную прочность.

При проектировании конических зубчатых колес с круговыми зубьями осевой формы II для обеспечения приблизительного постоянства ширины вершинной ленточки по всей длине зуба при определенном сочетании значений β_n , z_1 и u вынужденно принимают $\theta_{a1} \neq \theta_{a2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$, допуская тем самым переменный радиальный зазор в передаче.

2.2 Выбор материала для изготовления зубчатых колес

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Наибольшую твердость, а, следовательно, и наименьшие габариты и массу передачи, можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термической обработке.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес силовых передач служат углеродистые или легированные стали. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термической обработки зубчатые колеса условно делят на две группы: с твердостью не более $HB350$ – нормализованные или улучшенные и с твердостью более $HB350$ (более $HRC45$) – закаленные, цементированные, нитроцементированные, азотированные.

При твердости материала не более $HB350$ чистовое нарезание зубьев производят после окончательной термической обработки заготовки. Поверхности нормализованных и улучшенных зубьев хорошо прирабатываются, в результате чего погрешности, допущенные при нарезании зубьев и при сборке передачи, частично устраняются. К недостаткам улучшенных и нормализованных зубчатых колес следует отнести главным образом их сравнительно невысокую прочность, вследствие чего передачи с такими колесами получают относительно больших размеров. Поэтому рассматриваемые способы упрочнения зубьев используют в передачах, масса и габаритные размеры которых строго не ограничены.

В правильно спроектированной зубчатой паре соотношение твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса не может быть выбрано произвольно. Если твердость рабочих поверхностей зубьев колеса не более $HB350$, то в целях выравнивания долговечности зубьев шестерни и колеса, ускорения их приработки и повышения сопротивляемости заеданию твердость поверхностей зубьев шестерни назначается выше твердости зубьев колеса.

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие:

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (20 \dots 30). \quad (2.1)$$

Для повышения нагрузочной способности косозубых передач

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (50 \dots 60). \quad (2.2)$$

Чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни, тем больше несущая способность передачи по критерию контактной выносливости.

Некоторые рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса приведены в табл. П4.

Рекомендуемые сочетания термообработки для шестерни и колеса приведены в табл. П5.

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес приведены в табл. П6.

Данные по выбору материала для зубчатых колес и механические свойства представляют в виде табл. 2.1.

Таблица 2.1

Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость H_{HB}	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Шестерня					
Колесо					

2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} , МПа, определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X, \quad (2.3)$$

где $\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу $N_{H \lim}$ циклов напряжений, МПа,

$$\sigma_{H \lim} = 2H_{HB} + 70; \quad (2.4)$$

H_{HB} – твердость рабочих поверхностей зубьев колеса по Бринеллю;

S_H – коэффициент запаса прочности; $S_H = 1,1$;

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}; \quad 2,6 \geq Z_N \geq 1,0; \quad (2.5)$$

$N_{H \lim}$ – базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости;

$$N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad (2.6)$$

N_K – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограмма нагрузки см. рис. 1.1, а);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (2.7)$$

T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

L_{hi} – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса, равное числу колес, зацепляющихся с рассчитываемым колесом.

При постоянном режиме нагружения (см. рис. 1.1, б)

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h, \quad (2.8)$$

где L_h – расчетный срок службы передачи, час;

$$L_h = 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot L \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (2.9)$$

L – срок службы привода, год;

$K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток;

Для длительно работающих (в течение нескольких лет) быстроходных передач $N_K > N_{H \lim}$ и, следовательно, $Z_N = 1$.

Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

Z_v – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Согласно [5] следует принимать $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_X = 0,9$.

Для прямозубых передач за расчетное допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из напряжений, определенных по материалу шестерни σ_{HP1} и σ_{HP2} .

Для конических передач за расчетное принимают условное допускаемое контактное напряжение:

$$\sigma_{HP1} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,15 \cdot \sigma_{HP\min}, \quad (2.10)$$

где $\sigma_{HP\min}$ – меньшее из напряжений σ_{HP1} и σ_{HP2} .

Если в результате расчета $\sigma_{HP} > 1,15 \cdot \sigma_{HP\min}$, то принимают $\sigma_{HP} = 1,15 \cdot \sigma_{HP\min}$.

2.4 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле

$$\sigma_{HP\max} = 2,8 \cdot \sigma_T, \quad (2.11)$$

где σ_T – предел текучести материала, МПа; принимается по табл. Пб.

2.5 Общий подход к расчету конических зубчатых передач на прочность

Нагрузочная способность зубчатых передач с нормализованными и улучшенными колесами определяются контактной, а не изгибной прочностью зубьев, поэтому необходимо выполнять следующие виды расчетов:

– проектировочный расчет по контактным напряжениям – определение среднего диаметра d_{m1} шестерни или внешнего делительного диаметра d_{e1} , а затем основных геометрических параметров пары зубчатых колес – δ , R_e , d_{e2} , m , z , b_w , d_{m2} , a_w ;

- проверочный расчет на контактную выносливость с целью предотвращения выкрашивания активных поверхностей зубьев;
- проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев;
- проверочный расчет на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев;
- проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев.

Представлены методики расчетов прямозубых конических передач и передач с круговыми зубьями.

Методика расчета цилиндрической ступени редуктора (тихоходной, промежуточной) и определение основных геометрических параметров представлена в [13].

2.6 Проектировочный расчет на контактную выносливость

Рассматриваются два варианта расчета, учитывая сложность расчета и значительное расхождение (до 40%) в получаемых результатах [8, 9, 11, 12, 15].

Вариант 1 – расчет по среднему диаметру d_{m1} конической шестерни.

Вариант 2 – расчет по внешнему делительному диаметру d_{e1} конической шестерни.

Вариант 1.

Предварительно принимаем зубчатую передачу прямозубой.

Средний диаметр d_{m1} шестерни, мм, определяется по формуле

$$d_{m1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{g_H \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}, \quad (2.12)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d=770$ (Н/мм)^{1/3} – для прямозубых передач;

T_{1H} – вращающий момент на шестерне рассчитываемой пары, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику рис. П1;

u – передаточное число рассчитываемой пары;

\mathcal{G}_H – коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес; $\mathcal{G}_H = 0,85$ – для колес с прямыми зубьями;

ψ_{bd} – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{m1}}$, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор; определяется по табл. П7);

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, (разд. 2.3);

Окружная скорость шестерни v_{m1} , м/с, определяется по формуле

$$v_{m1} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (2.13)$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, мин⁻¹ (об/мин);

Если в результате расчета $v_{m1} \leq 2,5$ м/с, то передача действительно является прямозубой. При $v_{m1} > 2,5$ м/с применяем колеса с круговыми зубьями с углом наклона $\beta_m = 35^\circ$ и производим перерасчет – определяем величину d_{m1} по формуле (2.12) при $K_d = 675$ (Н/мм)^{1/3}, допускаемых напряжениях определенных по формуле (2.10) и коэффициенте \mathcal{G}_H , выбираемым по табл. П8.

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1}; \quad (2.14)$$

Полученную величину b_w округляем до стандартного значения по табл. П9.

Углы делительных конусов шестерни и колеса определяются по формулам

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u; \quad (2.15)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (2.16)$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \cdot \sin \delta_1. \quad (2.17)$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1}. \quad (2.18)$$

Проверяется правильность выбора параметра ψ_{bd} по условию:

$$b_w / R_e \leq 0,3. \quad (2.19)$$

Если условие (2.19) не выполняется, то уменьшают величину ψ_{bd} и производят перерасчет, начиная с определения диаметра d_{m1} по формуле (2.12).

Конические колеса с прямыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле

$$m_{te} \geq 0,1 \cdot b_w, \quad (2.20)$$

и округляют до ближайшего стандартного значения (см. табл. П10).

Число зубьев шестерни z_1 определяют по формуле

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta_n, \quad (2.21)$$

где β_n – угол наклона линии зуба; $\beta_n = 0$ – для прямозубых колес.

Значение z_1 округлить до целого значения.

Число зубьев колеса z_2 определяют по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (2.22)$$

а затем округляют до целого значения.

Уточняют величины:

– передаточного числа по формуле

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad (2.23)$$

– углов делительных конусов δ_2 и δ_1 по формулам (2.15) и (2.16);

– внешних диаметров шестерни и колеса по формуле

$$d_e = z \cdot m_{te}; \quad (2.24)$$

– средних диаметров шестерни и колеса по формуле

$$d_m = d_e - b_w \cdot \sin \delta; \quad (2.25)$$

– модуль m_{tm} в среднем нормальном сечении по формуле

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1}; \quad (2.26)$$

значение m_{tm} не округляют;

– окружной скорости v_{m1} шестерни по формуле (2.13);

– внешнего конусного расстояния R_e по формуле

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (2.27)$$

– условного межосевого расстояния a_w по формуле

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{m1} + d_{m2}). \quad (2.28)$$

Конические колеса с круговыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле (2.20).

Определяют число зубьев шестерни z_1 по формуле (2.21) и число зубьев колеса z_2 по формуле (2.22). Полученные значения округляют до целых чисел.

Определяют модуль m_{tm} в среднем нормальном сечении по формуле (2.26).

Модуль нормальный m_{nm} в среднем сечении для кругового зуба при $\beta_n = 35^\circ$ определяют по формуле

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta_n, \quad (2.29)$$

И округляют до ближайшего стандартного значения по табл. П9.

Уточняют величины:

- передаточного числа по формуле (2.23);
- углов делительных конусов δ_2 и δ_1 по формулам (2.15) и (2.16).

Средний делительный диаметр шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} d_{m1} &= \frac{z_1 \cdot m_{nm}}{\cos \beta_n}; \\ d_{m2} &= \frac{z_2 \cdot m_{nm}}{\cos \beta_n}. \end{aligned} \right\}; \quad (2.30)$$

Среднее конусное расстояние R_m определяют по формуле

$$R_m = \frac{m_{nm} \cdot z_c}{2 \cos \beta_n}, \quad (2.31)$$

где z_c – число зубьев плоского колеса, определяемое по формуле

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (2.32)$$

Внешнее конусное расстояние R_e определяют по формуле

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w. \quad (2.33)$$

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле

$$m_{te} = \frac{2R_e}{z_c}. \quad (2.34)$$

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} d_{e1} &= m_{te} \cdot z_1; \\ d_{e2} &= m_{te} \cdot z_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

Уточняем окружную скорость v_{m1} шестерни по формуле (2.13) и условное межосевое расстояние a_w по формуле (2.28).

Вариант 2.

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} , мм, определяется по формуле

$$d_{e1} \geq 1013 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{K_{be} \cdot (1 - K_{be}) \cdot u \cdot \theta_H \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (2.36)$$

где T_{H1} – расчетный вращающий момент, Н·м;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\alpha} = 1,0$ – для прямозубой передачи; $K_{H\alpha} = 1,25$ – для передачи с круговым зубом;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; назначать по графикам на рис. П2; для передач с круговым зубом при $H_{HB2} \leq 350$ принять $K_{H\beta} = 1,0$;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$$K_{Hv} = 1 + \frac{2400 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{u+1}{u}\right)^5} \cdot (n_{ст.точн} - 2) \cdot \delta_H \cdot n_1}{\sqrt[3]{\sigma_{HP}^7}}; \quad (2.37)$$

$n_{\text{ст.точн}}$ – степень точности передачи; при проектировочном расчете предварительно рекомендуется назначать 7-ю или 8-ю степень точности;

δ_H – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; определяется по табл. П11;

n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца;

$$K_{be} = \frac{2}{\frac{u}{K_m} + K_m} \leq 0,3; \quad (2.38)$$

K_m – коэффициент, принимаемый равным: $K_m = 0,6$ – при консольной установке шестерни; $K_m = 0,8$ – при опорах, расположенных по обе стороны от шестерни;

u – передаточное число;

θ_H – коэффициент; $\theta_H = 1,0$ – для прямозубой передачи; $\theta_H = 1,5$ – для передач с круговым зубом;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 определяются по зависимостям:

– для прямозубой передачи

$$z_1 = \sqrt{(22 - 9 \cdot \lg u)^2 + \frac{(6,25 - 4 \cdot \lg u) \cdot d_{el}^2}{645}}; \quad (2.39)$$

полученное значение z_1 округлить до ближайшего целого числа, учитывая, что $z_{1 \min} = 18,4 \cdot \cos \delta_1$.

$$z_2 = z_1 \cdot u; \quad (\text{см. ф. 2.22})$$

полученное значение z_2 округлить до ближайшего целого числа.

– для передач с круговым зубом

$$z_1 = \sqrt{\left[22 - 9 \cdot \lg u + \left(\frac{16}{u} - 22\right) \cdot \sin^2 \beta_n\right]^2 + \frac{(6,25 - 4 \cdot \lg u) \cdot d_{e1}^2}{645}}; \quad (2.40)$$

полученное значение z_1 округлить до ближайшего целого числа, учитывая, что $z_{1 \min} = 18,4 \cdot \cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n$. Угол наклона зуба β_n для прямозубых передач $\beta_n = 0$, для передач с круговым зубом чаще всего $\beta_n = 35^\circ$.

Число зубьев колеса z_2 определяется по формуле (2.22), полученное значение z_2 округлить до ближайшего целого числа.

Уточняем значение передаточного числа u

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Полученное значение u не должно отличаться от заданного более чем на 3%. В противном случае следует выбрать другое значение z_1 и произвести перерасчет z_2 и u .

Число зубьев плоского колеса z_c

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (2.41)$$

Угол делительного конуса δ , град, определяется по формуле

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (2.42)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (2.43)$$

Ширина зубчатого венца b определяется по формуле

$$b = 0,5 \cdot d_{e1} \cdot K_{be} \cdot \sqrt{u^2 + 1} = R_e \cdot K_{be} \leq 10 \cdot \frac{d_{e1}}{z_1}, \quad (2.44)$$

где R_e – внешнее конусное расстояние, мм;

– для прямозубых передач

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot z_c; \quad (2.45)$$

– для передач с круговым зубом

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c. \quad (2.46)$$

Модуль m , мм, определяется по формулам

– для прямозубых передач

$$m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}; \quad (2.47)$$

полученная величина округляется до стандартного значения;

– для передач с круговым зубом

$$m_n = \left(\frac{d_{e1}}{z_1} - \frac{b}{z_c} \right) \cdot \cos \beta_n; \quad (2.48)$$

$$m_{te} = \frac{m_n}{\cos \beta_n} + \frac{b}{z_c}; \quad (2.49)$$

полученное значение m_n округляется до стандартного значения.

Уточняем значения внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1} , мм, по формулам

$d_{e1} = m_e \cdot z_1$ – для прямозубых передач;

$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1$ – для передач с круговым зубом.

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм, определяется по формуле

$$d_{e2} = u \cdot d_{e1}. \quad (2.50)$$

Уточняем значение коэффициента ширины зубчатого венца K_{be}

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} = \frac{2b}{d_{e1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}. \quad (2.51)$$

2.7 Проверочный расчет на контактную выносливость

Вариант 1.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H}{\varrho_H \cdot b_{wl} \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.52)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; $Z_E = 190$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; $Z_H = 2,5$ – для прямозубых передач; для передач с круговым зубом $Z_H = 2,26$ при $\beta_n = 35^\circ$;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

– для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (2.53)$$

– для косозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha}}; \quad (2.54)$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия;

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta; \quad (2.55)$$

F_{tH} – окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{1H}}{d_{m1}}; \quad (2.56)$$

T_{1H} – вращающий момент на шестерне, Н·м;
 d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм;
 K_H – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (2.57)$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1,0$;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 1}}{F_{tH} \cdot K_A}; \quad (2.58)$$

w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{m1} \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad (2.59)$$

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. П11);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса (табл. П12);

v_{m1}, a_w, u – уточненные значения окружной скорости шестерни, условного межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику рис. П1;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$; для передач с круговым зубом определяется по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + k \cdot (n_{ст} - 5); \quad (2.60)$$

где k – коэффициент; $k = 0,06$ – для улучшенных и нормализованных; $k = 0,12$ – для закаленных колес;

$n_{ст}$ – число, соответствующее степени точности передачи (табл. П14).

Если по расчету $w_{Hv} > w_{Hvmax}$, то принимают $w_{Hv} = w_{Hvmax}$ (табл. П13).

Вариант 2.

Расчетное напряжение σ_H , МПа, определяется по формуле

$$\sigma_H = 32240 \cdot \sqrt{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{d_{e1}^3 \cdot K_{be} (1 - K_{be}) \cdot u \cdot \theta_H}}, \quad (2.61)$$

где $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых передач; $K_{H\alpha}$ для передач с круговым зубом определяется по графикам (см. рис. П3);

$K_{H\beta}$ – коэффициент принимается по графикам (см. рис. П2) с учетом уточненной величины K_{be} ; для передач с круговым зубом при $HB_2 \leq 350$ принять $K_{H\beta} = 1,0$;

K_{Hv} – коэффициент, определяемый по формуле

$$K_{Hv} = 1 + v_H; \quad (2.62)$$

v_H – динамическая добавка;

$$v_H = 4,76 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{w_{Hv} \cdot b \cdot d_{m1}}{T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}; \quad (2.63)$$

w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} \cdot (u + 1)}{u}}; \quad (2.64)$$

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (определяется по табл. П11);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (определяется по табл. П12);

v – окружная скорость, м/с;

$$v = 5,236 \cdot 10^{-5} \cdot n_1 \cdot d_{m1}; \quad (2.65)$$

Средний делительный диаметр d_m :

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1; \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2 \quad \text{– для передач с прямым зубом};$$

$$d_{m1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta_n}; \quad d_{m2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta_n} \quad \text{– для передач с круговым зубом.}$$

Коэффициент θ_H принять равным для передач с прямым зубом $\theta_H = 1,0$, с круговым зубом – $\theta_H = 1,5$.

Полученное значение σ_H (по варианту 1 или 2) необходимо сравнить с допускаемым σ_{HP} , т.е должно выполняться условие

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (2.66)$$

Недонапряжение должно составлять не более 10%, перенапряжение не более 5%.

Величину недонапряжения (перенапряжения) определяем по формуле

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_H - \sigma_{HP}|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\%. \quad (2.67)$$

Если условие прочности (2.66) не выполняется, то следует:

- или увеличить величину внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1} ;
- или назначить другие материалы шестерни и колеса;
- или назначить другую термообработку.

2.8 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP \max}, \quad (2.68)$$

где $\sigma_{H \max}$ – максимальное контактное напряжение за весь срок службы передачи, МПа;

σ_H – контактное напряжение при расчете на выносливость, МПа; определяется по формулам (2.52 или 2.61);

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$ – выбирают по каталогу электродвигателей (см. табл. П2);

$\sigma_{HP \max}$ – допускаемое предельное контактное напряжение, МПа; определяется по формуле (2.11).

Нагрузочная способность поверхностей зубьев обеспечена, если выполняются условия (2.66) и (2.68).

2.9 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (2.69)$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

$$\sigma_{F \lim b} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot Y_T \cdot Y_z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (2.70)$$

$\sigma_{F \lim b}^0$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому циклу напряжений, МПа;

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,75 \cdot H_{HB}; \quad (2.71)$$

Y_T – коэффициент, учитывающий технологию изготовления; если отступлений от технологии изготовления колес, рекомендуемой [5] нет, то $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$;

Y_z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок $Y_z = 1,0$; для проката $Y_z = 0,9$; для литых заготовок $Y_z = 0,8$;

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $Y_g = 1,0$;

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $Y_d = 1,0$;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки: при одностороннем приложении нагрузки [5] $Y_A = 1,0$, при двустороннем приложении нагрузки (при реверсивной нагрузке) $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, причем большие значения при $H > 350 \text{ HB}$;

S_F – коэффициент запаса прочности; определяют в зависимости от способа термической и химикотермической обработки и вероятности неразрушения; для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали, зубчатых колес, закаленных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес для вероятности неразрушения 0,99 $S_F = 1,7$;

Y_N – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}}; \quad 4,0 \geq Y_N \geq 1,0; \quad (2.72)$$

$N_{F \text{ lim}}$ – базовое число циклов напряжений, $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$;

N_K – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограммы нагрузки) (рис. 1.1, а);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (2.73)$$

где величины, входящие в (2.73) имеет тот же смысл, что и в формуле (2.7); при $N_K > N_{F\lim}$ принимаем $Y_N=1$;

Y_δ – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент);

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m; \quad (2.74)$$

m – модуль зацепления, мм; принимается в зависимости какая передача – прямозубая или с круговым зубом;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности не более $R_Z = 40$ мкм $Y_R = 1,0$;

Y_X – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса,

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d; \quad (2.75)$$

d – делительный диаметр зубчатого колеса, мм; принимается в зависимости от вида передачи.

2.10 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Допускаемые предельные напряжения $\sigma_{FP\max}$, МПа, определяются по формуле:

$$\sigma_{FP\max} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta T}}, \quad (2.76)$$

где σ_{FSt} – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой;

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{FSt}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (2.77)$$

σ_{FSt}^0 – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$$\sigma_{FSt}^0 = 6,5 \cdot H_{HB}; \quad (2.78)$$

Y_{gSt} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; при отсутствии шлифования $Y_{gSt} = 1,0$;

Y_{dSt} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения; при отсутствии деформационного упрочнения $Y_{dSt} = 1,0$;

S_{FSt} – коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле

$$S_{FSt} = Y_z \cdot S_Y, \quad (2.79)$$

Y_z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок $Y_z = 1,0$; для проката $Y_z = 0,9$; для литых заготовок $Y_z = 0,8$;

S_Y – коэффициент, зависящий от вероятности неразрушения; для легированных и углеродистых сталей, нормализованных и улучшенных и вероятности неразрушения 0,99 $S_Y = 1,75$;

Y_{RSt} – коэффициент, принимаемый равным $Y_{RSt} = 1,0$;

$\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}$ – отношение, принимаемое равным $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$.

2.11 Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (2.80)$$

Вариант 1.

Расчет выполняется для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP} / Y_{FS} .

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{g_H \cdot b_w \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (2.81)$$

где F_{tF} – окружная сила на делительном цилиндре зубчатого колеса,

по которому выполняют расчет, Н;

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_F}{d_m}; \quad (2.82)$$

T_F – вращающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняют расчет, Н·м;

d_m – средний делительный диаметр зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, мм;

K_F – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}; \quad (2.83)$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; $K_A = 1,0$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_w}{F_{tF} \cdot K_A}; \quad (2.84)$$

w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_m \cdot \sqrt{a_w / u}; \quad (2.85)$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (см. табл. П11);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. табл. П12);

v_m , a_w , u – уточненные значения окружной скорости зубчатого колеса, по которому ведется расчет, условного межосевого расстояния и передаточного числа

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} (см. рис. П1);

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1,0$; для передач с круговым зубом

$$K_{F\alpha} = 1 + k \cdot (n_{ст} - 5); \quad (2.86)$$

k – коэффициент; $k = 0,06$ – для улучшенных и нормализованных; $k = 0,06$ – для закаленных колес;

$n_{ст}$ – число, соответствующее степени точности передачи;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; определяется по рис. П4;

z_v – эквивалентное число зубьев, определяемое по формуле

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n}; \quad (2.87)$$

z – число зубьев колеса;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубых колес $Y_{\beta} = 1,0$; для передач с круговым зубом определяется по формуле

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7; \quad (2.88)$$

ε_{β} – коэффициент осевого перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x}; \quad (2.89)$$

b_w – рабочая ширина венца зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, мм;

p_x – осевой шаг, мм;

$$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta_n}. \quad (2.90)$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямо-зубых передач $Y_\varepsilon = 1,0$; для передач с круговым зубом передач определяется по формуле

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}. \quad (2.91)$$

Вариант 2.

Расчетное напряжение на переходной поверхности σ_F , МПа, определяется по формуле

– для прямозубой передачи

$$\sigma_{F1} = \frac{2280 \cdot T_{H1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{F1}}{b \cdot d_{e1} \cdot m_e \cdot (1 - K_{be})}; \quad (2.92)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}; \quad (2.93)$$

– для передач с круговым зубом

$$\sigma_{F1} = \frac{1500 \cdot T_{H1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{F1}}{b \cdot d_{e1} \cdot m_{te} \cdot (1 - K_{be}) \cdot \cos \beta_n}; \quad (2.94)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; определяется по графикам, представленным на рис.П5;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; определяется по графикам на рис. П1;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении;

$$K_{Fv} = 1 + v_F; \quad (2.95)$$

v_F – динамическая добавка;

$$v_F = 4,76 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{w_{Fv} \cdot b \cdot d_{m1}}{T_{H1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}; \quad (2.96)$$

w_{Fv} – удельная окружная сила, Н/мм;

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} \cdot (u + 1)}{u}}; \quad (2.97)$$

δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи; $\delta_F = 0,016$ – для прямозубой передачи; $\delta_F = 0,006$ – для передач с круговым зубом;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (определяется по табл. П12);

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба (Y_{F1} и Y_{F2}); определяются по графику на рис. П5 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v , затем умноженного на коэффициент равный 1,2.

Эквивалентное число зубьев z_v определяются по формулам – для прямозубой передачи

$$\left. \begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.98)$$

– для передач с круговым зубом

$$\left. \begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n}; \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_n}. \end{aligned} \right\} \quad (2.99)$$

Полученные значения σ_{F1} и σ_{F2} сравниваются с допускаемыми значениями σ_{FP1} и σ_{FP2} , т.е. должны выполняться условия

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &\leq \sigma_{FP1}; \\ \sigma_{F2} &\leq \sigma_{FP2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.100)$$

2.12 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}, \quad (2.101)$$

где $\sigma_{F \max}$ – расчетное местное напряжение, МПа, определяемое по формуле:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}; \quad (2.102)$$

σ_F – расчетное местное напряжение при изгибе, МПа;

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$ – отношение принимают по каталогу электродвигателей

(см. табл. П2);

$\sigma_{FP \max}$ – допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, определенное по формуле (2.76).

После выполнения прочностных расчетов выполняем дополнительный расчет по определению геометрических параметров для прямозубой передачи без смещения и со смещением и передач с круговым зубом.

2.13 Геометрический расчет конической прямозубой передачи

В результате выполненных выше расчетов получены:

- число зубьев плоского колеса z_c ;
- внешнее конусное расстояние R_e , мм;

- ширина зубчатого венца b , мм;
- углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , град;
- средние делительные диаметры d_{m1} и d_{m2} , мм;
- внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} , мм;

Дополнительно определяем следующие параметры:

1) для передач без смещения:

- среднее конусное расстояние R_m , мм

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b; \quad (2.103)$$

- средний окружной модуль m_m , мм

$$m_m = m_e \cdot \frac{R_m}{R_e}; \quad (2.104)$$

- внешняя высота головки зуба h_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{ae1} &= m_e; \\ h_{ae2} &= m_e; \end{aligned} \right\} \quad (2.105)$$

- внешняя высота ножки зуба h_{fe} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{fe1} &= 1,2 \cdot m_e; \\ h_{fe2} &= 1,2 \cdot m_e; \end{aligned} \right\} \quad (2.106)$$

- внешняя высота зуба h_e , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{e1} &= h_{ae1} + h_{fe1} = 2,2 \cdot m_e; \\ h_{e2} &= h_{ae2} + h_{fe2} = 2,2 \cdot m_e; \end{aligned} \right\} \quad (2.107)$$

- угол ножки зуба θ_f град

$$\left. \begin{aligned} \theta_{f1} &= \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e}; \\ \theta_{f2} &= \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e}; \end{aligned} \right\} \quad (2.108)$$

– угол головки зуба θ_a , град

$$\left. \begin{aligned} \theta_{a1} &= \theta_{f2}; \\ \theta_{a2} &= \theta_{f1}; \end{aligned} \right\}$$

– внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2; \end{aligned} \right\} \quad (2.109)$$

– угол конуса вершин δ_a , град

$$\left. \begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \theta_{a1}; \\ \delta_{a2} &= \delta_2 + \theta_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.110)$$

– угол конуса впадин δ_f , град

$$\left. \begin{aligned} \delta_{f1} &= \delta_1 - \theta_{f1}; \\ \delta_{f2} &= \delta_2 - \theta_{f2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.111)$$

2) для передач со смещением:

– внутренний окружной модуль m_i , мм

$$m_i = m_e \cdot \frac{R_e - b}{R_e}; \quad (2.112)$$

– коэффициент смещения x

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)}{\sqrt{z_1}}; \\ x_2 &= -x_1; \end{aligned} \right\} \quad (2.113)$$

– коэффициент изменения толщины зуба шестерни (коэффициент тангенциального смещения) x_τ

$$\left. \begin{aligned} x_{\tau 1} &= 0,03 + 0,008 \cdot (u - 2,5); \\ x_{\tau 2} &= -x_{\tau 1}; \end{aligned} \right\} \quad (2.114)$$

– внешняя высота головки зуба h_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{ae1} &= (h_a^* + x_1) \cdot m_e; \\ h_{ae2} &= 2 \cdot h_a^* m_e - h_{ae1}; \end{aligned} \right\} \quad (2.115)$$

– внешняя высота ножки зуба h_{fe} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{fe1} &= h_{ae2} + 0,2 \cdot m_e; \\ h_{fe2} &= h_{ae1} + 0,2 \cdot m_e; \end{aligned} \right\} \quad (2.116)$$

– внешняя высота зуба h_e , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{e1} &= h_{ae1} + h_{fe1}; \\ h_{e2} &= h_{ae2} + h_{fe2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.117)$$

Значения величин θ_f , θ_a , d_{ae} , δ_a , δ_f определяем по тем же формулам, что и для передач без смещения.

2.14 Геометрический расчет конической передачи с круговым зубом

В результате выполненных выше расчетов получены:

- число зубьев плоского колеса z_c ;
- внешнее конусное расстояние R_e , мм;

- ширина зубчатого венца b , мм;
 - углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , град;
 - средние делительные диаметры d_{m1} и d_{m2} , мм;
 - внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} , мм;
- Дополнительно определяем следующие параметры
- среднее конусное расстояние R_m , мм

$$R_m = \frac{0,5 \cdot m_n \cdot z_c}{\cos \beta_n}; \quad (2.118)$$

- коэффициент смещения x_n

$$\left. \begin{aligned} x_{n1} &= 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z_1}}; \\ x_{n2} &= -x_{n1}; \end{aligned} \right\} \quad (2.119)$$

- коэффициент изменения толщины зуба шестерни (коэффициент тангенциального смещения) x_τ для передач с $u \geq 2,5$ и $29^\circ \leq \beta_n \leq 40^\circ$

$$\left. \begin{aligned} x_{\tau1} &= 0,11 + 0,01 \cdot (u - 2,5); \\ x_{\tau2} &= -x_{\tau1}; \end{aligned} \right\} \quad (2.120)$$

- расстояние от внешнего торца до расчетного сечения l_e , мм

$$l_e = R_e - R_m; \quad (2.121)$$

- поправка на ножку зуба h_f^* , мм; определяется по табл. П15, вводится только при $x_{\tau1} = 0$ и при двусторонней обработке колеса;

- высота ножки зуба в расчетном сечении h_f , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{f1} &= (1,2 - x_{n1} + h_f^*) \cdot m_n; \\ h_{f2} &= (1,2 + x_{n1} + h_f^*) \cdot m_n; \end{aligned} \right\}; \quad (2.122)$$

– нормальная толщина зуба в расчетном сечении s_n , мм

$$\left. \begin{aligned} s_{n1} &= (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau 1}) \cdot m_n; \\ s_{n2} &= \pi \cdot m_n - s_{n1}; \end{aligned} \right\} \quad (2.123)$$

– номинальный диаметр зуборезной головки (шлифовального круга) d_0 , мм; принимаем по табл. П16, учитывая, что $k_0 = R/d_0 = (0,3 \dots 0,7)$;

– сумма углов ножек шестерни и колеса (только для зубчатых колес с осевой формой II) $\theta_{f\Sigma}$;

а) при $\beta = 0$ $\theta_{f\Sigma} = \frac{29673}{x_c}$ (в минутах);

б) при $\beta \neq 0$ $\theta_{f\Sigma} = \frac{K}{\sin \beta_n}$ (в минутах); $K = \frac{C_1 - C_2 \cdot R_m}{z_c}$;

$$C_1 = 10800 \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_n}{\operatorname{tg} \alpha_n}; \quad C_2 = \frac{2 \cdot C_1 \cdot \sin \beta_n}{d_0}; \quad \text{при } K > 500 \text{ следует}$$

уменьшить d_0 или перейти на осевую форму I; при $K \leq 0$ следует увеличить d_0 и перейти на осевую форму III;

– угол ножки зуба θ_f

а) осевая форма I

$$\left. \begin{aligned} \theta_{f1} &= \operatorname{arctg} \frac{h_{f1}}{R_m}; \\ \theta_{f2} &= \operatorname{arctg} \frac{h_{f2}}{R_m}; \end{aligned} \right\} \quad (2.124)$$

б) осевая форма II

$$\left. \begin{aligned} \theta_{f1} &= \frac{\theta_{f\Sigma} \cdot s_{n2}}{\pi \cdot m_n}; \\ \theta_{f2} &= \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}; \end{aligned} \right\} \quad \text{(в минутах);} \quad (2.125)$$

в) осевая форма III

$$\theta_{f1} = 0; \quad \theta_{f2} = 0;$$

– угол головки зуба θ_a

а) осевая форма I

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1};$$

б) осевая форма II

$$\theta_{a1} = K_{a1} \cdot \theta_{f2} \text{ (значение } K_{a1} \text{ принимаем по табл. П17);}$$

$$\theta_{a2} = K_{a2} \cdot \theta_{f1} \text{ (значение } K_{a2} \text{ принимаем по табл. П17);}$$

в) осевая форма III

$$\theta_{a1} = 0; \quad \theta_{a2} = 0;$$

– увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец Δh_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{ae1} &= l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}; \\ \Delta h_{ae2} &= l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.126)$$

– увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец Δh_{fe} , мм

$$\Delta h_{fe1} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1}; \quad \Delta h_{fe2} = l_e \cdot \operatorname{tg} \theta_{f2}; \quad (2.127)$$

– уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении Δh_a , мм

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{a1} &= (b - l_e) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{f2} - \operatorname{tg} \theta_{a1}); \\ \Delta h_{a2} &= (b - l_e) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{f1} - \operatorname{tg} \theta_{a2}); \end{aligned} \right\} \quad (2.128)$$

– высота головки зуба в расчетном сечении h_a , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{a1} &= (1 + x_{n1}) \cdot m_n - \Delta h_{a1}; \\ h_{a2} &= (1 - x_{n1}) \cdot m_n - \Delta h_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.129)$$

– внешняя высота головки зуба h_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{ae1} &= h_{a1} + \Delta h_{ae1}; \\ h_{ae2} &= h_{a2} + \Delta h_{ae2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.130)$$

– внешняя высота ножки зуба h_{fe} , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{fe1} &= h_{f1} + \Delta h_{fe1}; \\ h_{fe2} &= h_{f2} + \Delta h_{fe2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.131)$$

– внешняя высота зуба h_e , мм

$$\left. \begin{aligned} h_{e1} &= h_{ae1} + h_{fe1}; \\ h_{e2} &= h_{ae2} + h_{fe2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.132)$$

– угол конуса вершин δ_a , град

$$\left. \begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \theta_{a1}; \\ \delta_{a2} &= \delta_2 + \theta_{a2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.133)$$

– угол конуса вершин δ_f , град

$$\left. \begin{aligned} \delta_{f1} &= \delta_1 - \theta_{f1}; \\ \delta_{f2} &= \delta_2 - \theta_{f2}; \end{aligned} \right\} \quad (2.134)$$

– внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , мм

$$\left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.135)$$

Параметры зацепления, полученные в результате расчета, представляют в виде табл. 2.2 – для прямозубой передачи или табл. – для передачи с круговым зубом.

Таблица 2.2

**Параметры зацепления прямозубой конической ступени
многоступенчатого редуктора**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Внешний окружной модуль	m_e	мм		
Нормальный модуль в середине ширины венца	m_n	мм		
Число зубьев	z	–		
Межосевой угол передачи	Σ	град		
Передаточное число	u			
Число зубьев плоского колеса	z_c			
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм		
Ширина зубчатого венца	b	мм		
Угол делительного конуса	δ	град		
Средний делительный диаметр	d_m	мм		
Внешний делительный диаметр	d_e	мм		
Среднее конусное расстояние	R_m	мм		
Средний окружной модуль	m_m	мм		
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	мм		
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	мм		
Внешняя высота зуба	h_e	мм		
Угол ножки зуба	θ_f	град		
Угол головки зуба	θ_a	град		
Угол конуса вершин	δ_a	град		
Угол конуса впадин	δ_f	град		
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	мм		

Таблица 2.3

**Параметры зацепления косозубой (с круговым зубом)
конической ступени многоступенчатого редуктора**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Внешний окружной модуль	m_{te}	мм		
Средний нормальный (расчетный) модуль	m_n	мм		
Число зубьев	z	–		
Межосевой угол передачи	Σ	град		
Передаточное число	u			
Средний угол наклона зуба	β_n	град		
Число зубьев плоского колеса	z_c			
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм		
Ширина зубчатого венца	b	мм		
Угол делительного конуса	δ	град		
Средний делительный диаметр	d_m	мм		
Внешний делительный диаметр	d_e	мм		
Расстояние от внешнего торца до расчетного сечения	l_e	мм		
Среднее конусное расстояние	R_m	мм		
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	мм		
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	мм		
Внешняя высота зуба	h_e	мм		
Угол ножки зуба	θ_f	град		
Угол головки зуба	θ_a	град		
Угол конуса вершин	δ_a	град		
Угол конуса впадин	δ_f	град		
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	мм		

3 РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА

Расчет выполняется на основании информации по расчету открытых механических передач, представленной в справочной и учебной литературе [7, 8, 12].

4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ. ВЫБОР МУФТЫ

Предварительные значения диаметров различных участков стальных валов цилиндрических редукторов определяются по формуле ([12], 8.16)

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{\text{к}}]}}; \quad (4.1)$$

где T – крутящий момент на рассчитываемом валу, Н·м;

$[\tau_{\text{к}}]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_{\text{к}}] = 10 \dots 30$ МПа; меньшие значения для промежуточных валов, большие – для концевых участков валов.

Диаметр вала в зоне установки уплотнения (рис. 4.1)

$$d_{\text{у}} = d_{\text{в}} + 2 \cdot t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}). \quad (4.2)$$

Диаметр вала в зоне установки подшипника $d_{\text{п}} \geq d_{\text{у}}$.

Диаметр вала для упора подшипника и под зубчатое колесо (шестерню)

$$d_{\text{оп}} = d_{\text{к}} = d_{\text{п}} + 3 \cdot r. \quad (4.3)$$

Диаметр вала для упора зубчатого колеса

$$d_{\text{ок}} = d_{\text{к}} + 2 \cdot f. \quad (4.4)$$

Значения t , r и f представлены в табл. 4.1.

На рис. 4.1 представлены эскизы валов: а – входного, б – выходного, в – промежуточного. Длины участков для размещения деталей окончательно оформляются при разработке компоновочного чертежа.

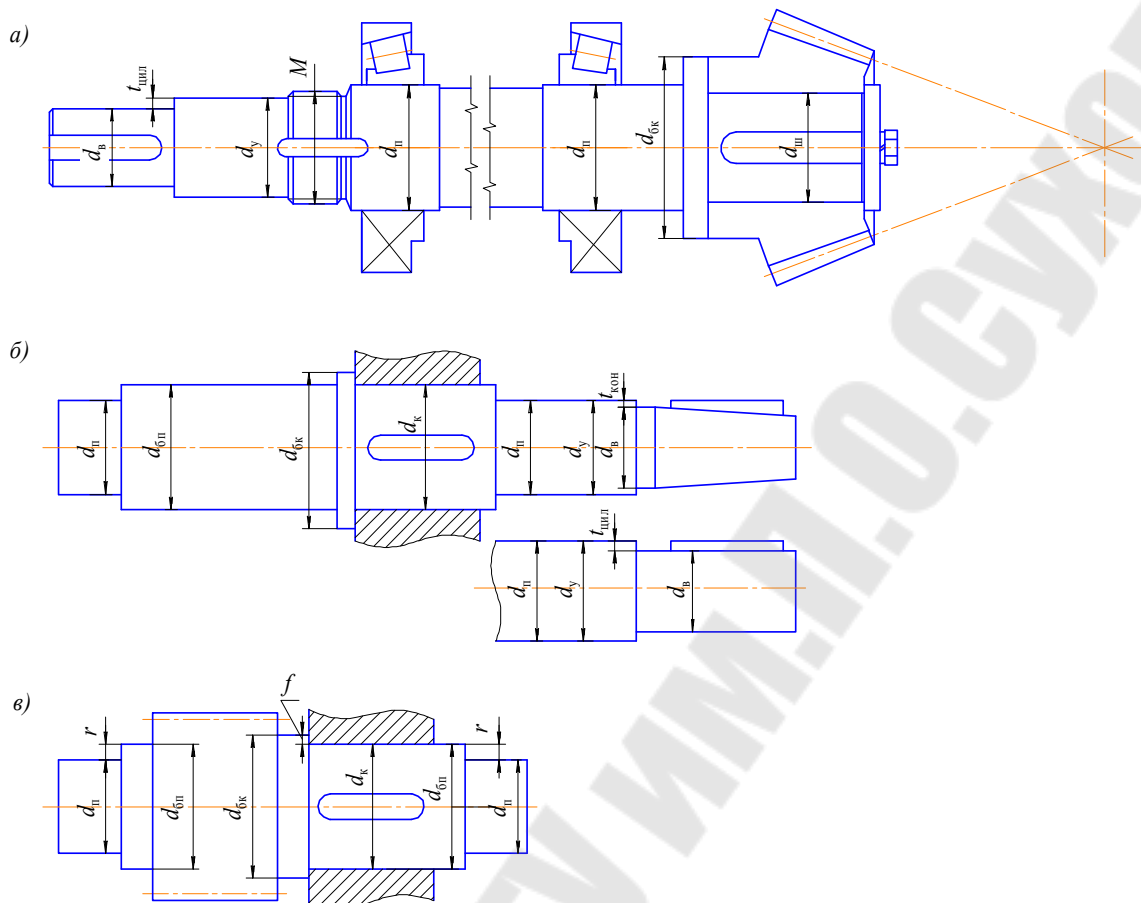


Рис. 4.1. Эскизы валов

Таблица 4.1

Рекомендуемые высоты заплечиков и размеры фасок, мм

d	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75	80-85	90-95
$t_{\text{цил}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,0
f	1,0	1,0	1,2	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0

Для соединения вала электродвигателя и входного вала редуктора или выходного вала редуктора с приводным валом применяют муфты различной конструкции (например, упругая втулочно-пальцевая, цепная, упругая).

Расчетный момент муфты определяется по формуле

$$T_p = k \cdot T, \quad (4.5)$$

где T – крутящий момент на валу электродвигателя или на приводном валу, в зависимости от места установки муфты, Н·м;

k – коэффициент, учитывающий условия работы привода (табл. П18).

5 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШЕСТЕРЕН И ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Многоступенчатый коническо-цилиндрический редуктор включает коническую быстроходную ступень и тихоходную цилиндрическую ступень. Если редуктор трехступенчатый, то дополнительно появляется промежуточная цилиндрическая ступень.

Форма зубчатого колеса может быть плоской или с выступающей ступицей.

Торцы ступицы определяют положение колеса на валу.

Основные параметры зубчатых колес определяют при расчете на прочность.

Зубчатые колеса состоят из обода, несущего зубья, ступицы, насаживаемой на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей.

Шестерни конструируют в двух исполнениях: отдельно от вала (насадная шестерня) и за одно целое с валом (вал-шестерня).

Вал-шестерню выполняют в тех случаях, когда расстояние от впадины зуба до шпоночного паза оказывается меньше величины равной $x = 2,5 \cdot m_t$, где m_t – окружной модуль в мм; для прямозубых передач $m_t = m$, для косозубых – $m_t = m_n / \cos \beta$.

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм представлены на рис. 5.1.

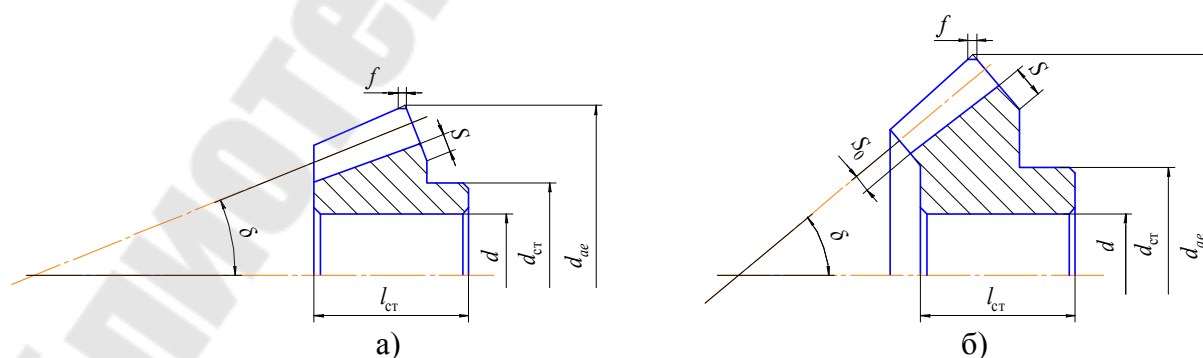


Рис. 5.1. Конические зубчатые колеса с $d_{ae} \leq 120$ мм

При угле делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$ колеса выполняют по рис.5.1, а, а при $\delta > 30^\circ$ – по рис. 5.1, б.

Если угол делительного конуса находится между 30° и 45° , то допускаются обе формы конических колес.

На рис. 5.2 представлена форма конических зубчатых колес при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ae} > 120$ мм.

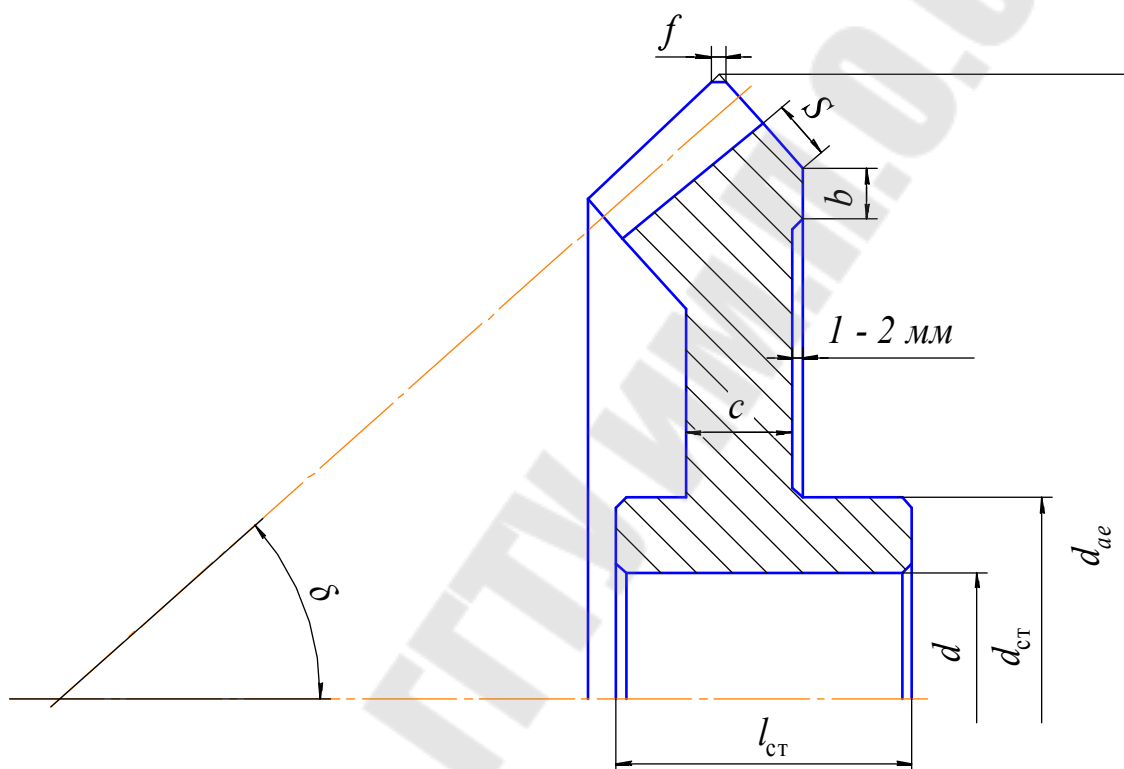


Рис. 5.2. Коническое зубчатое колесо с $d_{ae} > 120$ мм

Внешние углы зубьев притупляют фаской

$$f \approx 0,5 \cdot m, \quad (5.1)$$

обрабатывая колеса по внешнему диаметру d_{ae} параллельно оси посадочного отверстия.

Ширину S , мм, принимают равной

$$S = 2,5 \cdot m_{te} + 2 \text{ мм}. \quad (5.2)$$

Торец зубчатого венца шириной

$$b \approx 0,7 \cdot S \quad (5.3)$$

используют для установки заготовки при нарезании зубьев. Для уменьшения объема точной механической обработки выполняют выточки глубиной 1 ... 2 мм.

Для цилиндрических (прямозубых или косозубых) зубчатых колес определяют следующие параметры, представленные на рис. 5.3.

Диаметр ступицы стальных колес (конических и цилиндрических) определяется по формуле

$$d_{ст} \approx 1,6 \cdot d_k, \quad (5.4)$$

где d_k – диаметр вала в месте установки зубчатого колеса, мм.

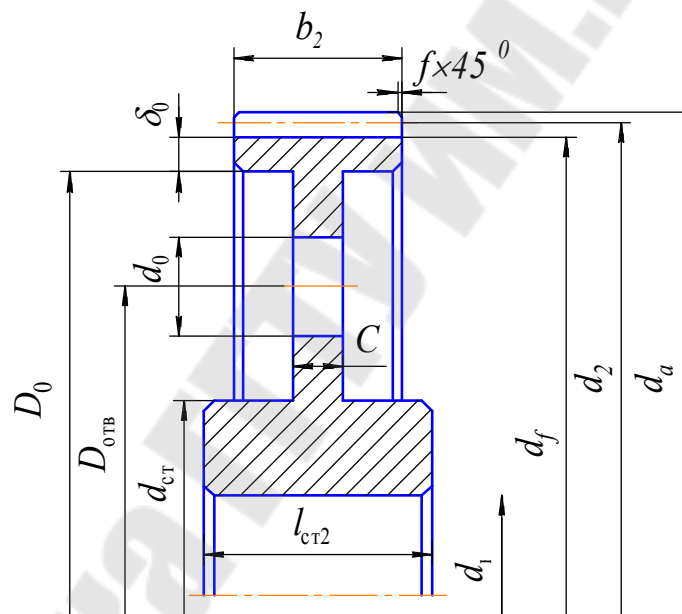


Рис. 5.3. Цилиндрическое зубчатое колесо

Полученная величина округляется в большую сторону до стандартного значения.

Длина ступицы зубчатого колеса (конического, цилиндрического)

$$l_{ст} \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_k. \quad (5.5)$$

Толщина обода цилиндрического зубчатого колеса

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n. \quad (5.6)$$

Полученная величина не должна быть меньше 8 мм.
Толщина диска цилиндрического зубчатого колеса

$$C = 0,3 \cdot b, \quad (5.7)$$

где b – ширина зубчатого венца колеса, мм.

Диаметр центральной окружности для цилиндрического колеса

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{\text{ст}}), \quad (5.8)$$

где D_0 – внутренний диаметр обода, мм; $D_0 = d_f - 2 \cdot \delta_0$.

Диаметр отверстий в цилиндрическом колесе

$$d_{\text{отв}} \approx 0,25 \cdot (D_0 - d_{\text{ст}}), \quad (5.9)$$

На торцах зубчатого венца выполняют фаски, размер которых принимают $f = 0,5 \cdot m$ с округлением до стандартного значения (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Размеры фасок

d , мм	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
f , мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Острые кромки на торцах ступицы, углах обода также притупляют фасками (табл. 5.1).

Шевронные зубчатые колеса (рис. 5.4) отличаются от других цилиндрических увеличенной шириной.

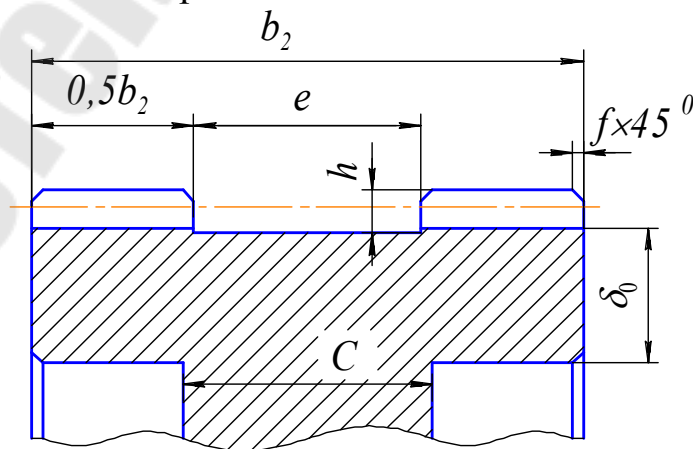


Рис. 5.4. Шевронное зубчатое колесо

Наиболее часто шевронные колеса изготавливают с канавкой по середине, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья. Диаметр фрезы зависит от модуля зубьев, поэтому ширину e (мм) канавки назначают в зависимости от модуля m (табл. П19).

Длина ступицы шевронного зубчатого колеса принимается равной $l_{ст} = b + e$.

Размер h (мм) принимаем равным $h \geq 2,5 \cdot m$.

Схема зацепления шестерни и зубчатого колеса представлена на рис. 5.4, где а – конических колес, б – для цилиндрических колес, в – для шевронных колес.

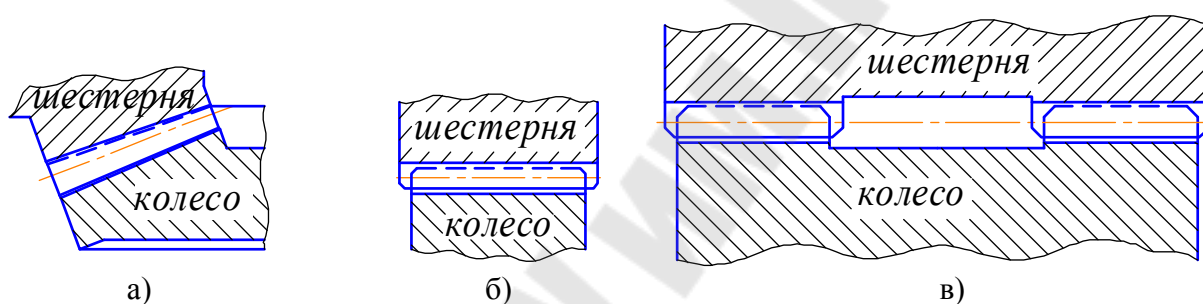


Рис. 5.5. Схема зацепления зубчатых колес

6 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

Корпусные детали являются составными частями редуктора и предназначаются для обеспечения правильного взаимного расположения сопряженных деталей редуктора, восприятия нагрузок, действующих в редукторе, защиты рабочих поверхностей зубчатых колес и подшипников от взвешенных инородных частиц окружающей среды, защиты масла от выброса его в окружающую среду при работе редуктора, отвода теплоты, а также для размещения масляной ванны (у редукторов с картерной смазкой).

Корпус является ответственным узлом, который воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее работе.

Для повышения жесткости при одновременном снижении веса корпус снабжается ребрами. Расположение ребер согласовывается с направлением усилий, деформирующих корпус. Ребра увеличивают поверхность охлаждения корпуса, поэтому их ориентация должна

учитывать также и целесообразное направление воздуха, как охлаждающей среды, особенно в случае принудительного обдува.

Валы многоступенчатых редукторов, выполняемых в виде отдельного механизма, обычно располагают в одной плоскости, реже в двух плоскостях, если это диктуется компоновкой двигателя и ведомого механизма или обеспечивает сокращение габаритов. Разъемы обычно располагают в плоскости параллельной или перпендикулярной основанию корпуса, менее технологичны наклонные разъемы. Разъемы корпуса в плоскости осей зубчатой передачи целесообразны для упрощения сборки, осмотров и ремонта, для облегчения слесарной пригонки и доводки пятна контакта в зацеплении. Однако наличие разъема повышает число корпусных деталей, требующих тщательной взаимной пригонки, снижает жесткость корпуса, требует увеличения числа крепежных деталей.

Для изготовления литых корпусов применяется серый чугун марок СЧ-15 или СЧ-18. В ответственных конструкциях, предназначенных для работы в условиях вибрационных и ударных нагрузок, корпуса отливаются из стали марки 55Л. Возможно применение высокопрочного чугуна марки ВЧ-40. Уменьшение веса корпуса может быть получено при использовании алюминиевых и других сплавов.

Расчет основных элементов корпуса производится на основании рекомендаций [12] и схемы, представленной на рис. 6.1.

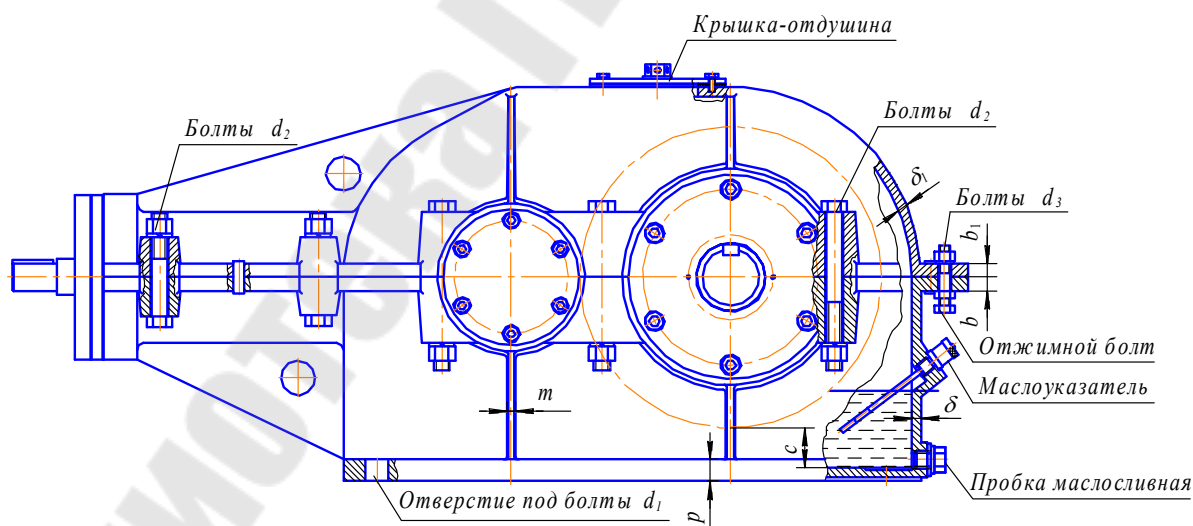


Рис. 6.1. Конструктивные элементы корпуса

Основные зависимости представлены в табл. 6.1.

Количество болтов d_1 должно быть $z \geq 4$.

Размеры, определяющие положение болтов d_2 и высота бобышки h_6 под эти болты принимаются конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку.

Таблица 6.1

Основные элементы корпуса

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры в мм)
1. Толщина стенки корпуса и крышки редуктора	$\delta = 0,025 \cdot a_T + 3; \delta_1 = 0,02 \cdot a_T + 3$. Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм; $\delta_1 \geq 8$ мм
2. Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5 \cdot \delta$
3. Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1$
4. Толщина нижнего пояса корпуса	$p = 2,35 \cdot \delta$
5. Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \dots 1,0) \cdot \delta$
6. Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \dots 1,0) \cdot \delta_1$
7. Диаметр фундаментных болтов	$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_T + 12$
8. Диаметр болтов у подшипников	$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1$
9. Диаметр болтов, соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$
10. Расстояние от дна корпуса до вершин зубьев тихоходной ступени	$c = (5 \dots 10) \cdot m$

Длину подшипниковых гнезд определяют конструктивно. Она зависит от размеров, устанавливаемых в гнезде деталей: ширины подшипника, высоты крышки, толщины распорных и мазеудерживающих колец и других деталей. Мазеудерживающие кольца могут иметь 2 ... 3 круговых проточки винтового характера. Зазор между корпусом и кольцом не превышает 0,2 ... 0,3 мм. Торцы мазеудерживающих колец должны выступать внутрь корпуса на величину 1 ... 2 мм.

Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга коническими или цилиндрическими штифтами, устанавливаемыми без зазора до расточки гнезд под подшипники. Основание и крышку корпуса соединяют болтами d_3 для обеспечения герметичности. Для предотвращения протекания масла плоскость разъема покрывают герметиком.

Для захватывания редуктора при подъеме делают под фланцем основания приливы в виде крюков. Для снятия крышки делают крюки или петли на ней.

Для заливки масла и осмотра в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой. Для соединения внутренней полости редуктора с атмосферой и повышения надежности уплотнений устанавливают отдушину.

Для удаления загрязненного масла и для промывки редуктора в нижней части корпуса делают отверстие под пробку с цилиндрической или конической резьбой. Под цилиндрическую пробку ставят уплотняющую прокладку.

Маслоспускное отверстие выполняют на уровне днища или несколько ниже его. Желательно, чтобы днище имело наклон $1...2^\circ$ в сторону маслоспускного отверстия.

Для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке на поясе основания устанавливают два отжимных болта.

Подшипники закрывают глухими и сквозными крышками, через которые проходят выходные концы валов.

7 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, шкивов ременных и звездочек цепных передач относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняют в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; желательный масштаб 1:1.

Рассматривается вариант редуктора, в котором шестерня быстроходной конической ступени расположена консольно и выполнена в виде насадной шестерни или вала-шестерни, а коническое колесо съемное и расположено на валу между опорами. Межосевой угол $\Sigma = 90^\circ$.

Тихоходная зубчатая пара – цилиндрическая.

Внутренняя полость редуктора может быть как симметричной, так и несимметричной относительно продольной оси редуктора. выходной конец тихоходного вала направлен в сторону конического колеса быстроходной ступени.

Исходными данными для разработки эскизной компоновки редуктора являются:

а) кинематическая схема привода;

б) геометрические параметры зубчатых передач, полученные расчетом:

1) для конической (быстроходной) ступени – внешнее конусное расстояние R_e ; углы делительных конусов δ_1 и δ_2 ; ширина конусного венца b_w ; внешний окружной модуль m_e ; внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} ; внешние диаметры вершин зубьев d_{ae1} и d_{ae2} ; внешние высоты головки зуба шестерни h_{ae1} и колеса h_{ae2} ; внешние высоты ножки зуба шестерни h_{fe1} и колеса h_{fe2} ;

2) для цилиндрической (тихоходной) ступени – межосевое расстояние $a_{вт}$; диаметры d_{w3} , d_{w4} , d_{a3} , d_{a4} , d_{f3} , d_{f4} ; ширины зубчатых венцов b_{w3} и b_{w4} ; модуль передачи m .

При принятых значениях линейных и диаметральных размеров в выбранном масштабе (желательно 1:1) строим схему расположения только комплекта зубчатых колес коническо-цилиндрического редуктора (рис. 7.1) в следующей последовательности.

1. Наметить расположение проекций компоновки на чертеже и провести координатные оси.

2. На продольной оси в произвольном месте зафиксировать вершину делительных конусов конической ступени редуктора (точка O). Через эту точку под углом $\Sigma = 90^\circ$ к оси I провести ось промежуточного вала II и далее на расстоянии $a_{вт}$ параллельно ей ось тихоходного вала III.

3. Через точку O провести образующие делительных конусов шестерни и колеса под углом δ_1 относительно оси I, расположив делительный конус шестерни в сторону, противоположную осям валов II и III.

4. По образующим делительных конусов отложить величину внешнего конусного расстояния R_e и через полученные точки провести перпендикуляры к образующим до пересечения с осью I.

Используя схемы, представленные на рис. 2.3, 4.1 и 5.1 графически оформляем коническую шестерню и колесо.

5. Контуры (в виде прямоугольников) для цилиндрической тихоходной ступени вычертить, используя рекомендации, представленные в [13].

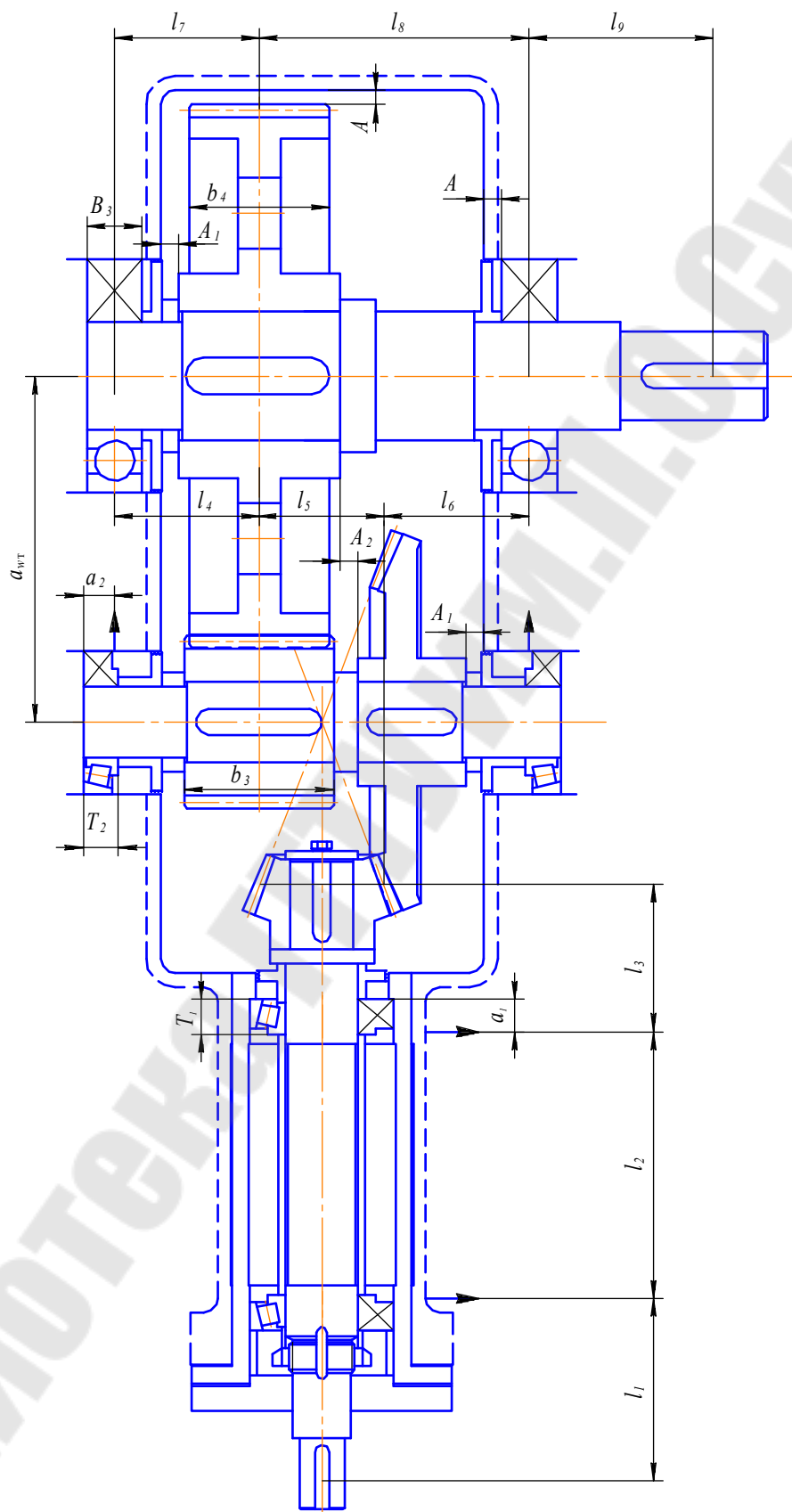


Рис. 7.1. Компонувочная схема коническо-цилиндрического редуктора

6. Намечаем контуры внутренней стенки корпуса редуктора. Расстояние от внутренней стенки корпуса редуктора до торца вращающейся детали $A_1 = 1,2 \cdot \delta$, где δ – толщина стенки корпуса.

Расстояние от торца подшипника качения тихоходной ступени до внутренней стенки корпуса редуктора принимаем равным $A = \delta$.

Наименьший зазор между внутренней стенкой редуктора и зубчатым колесом $A = \delta$.

Расстояние между вращающимися колесами смежных зубчатых передач $A_2 = (0,5 \dots 1,0) \cdot \delta$.

Расстояние от окружности выступов наибольшего зубчатого колеса до внутренней поверхности днища принимаем равным c (см. табл. 6.1).

7. Определяем положение подшипников быстроходного вала, предварительно определившись со схемой установки – подшипники установлены «в распор» или «в растяжку». Подшипники располагаем в стакане, что позволяет регулировать положение конической шестерни относительно конического колеса для обеспечения совпадения делительных конусов при сборке редуктора.

От торца ступицы до внутренней стенки откладываем расстояние $A = \delta$. Конструктивно принимаем размер y_1 в пределах 10 ... 15 мм и размещаем первый подшипник. Для быстроходного и промежуточного валов предварительно принимаем конические роликовые однорядные подшипники.

При установке радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что радиальные реакции считают приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок. Для однорядных конических роликовых подшипников расстояние a определяется по формуле

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6}, \quad (7.1)$$

где T, d, D, e – параметры принятого подшипника (принимаются по справочнику).

8. Замеряем расстояние l_3 от среднего диаметра шестерни до реакции первого подшипника. Определяем размер l_2 между реакциями подшипников ведущего вала:

$$l_2 \approx (1,4 \dots 2,3) \cdot l_3. \quad (7.2)$$

Размещаем второй подшипник на расстоянии l_2 .

9. Далее конструктивно оформляем выходной конец быстроходного вала. Взаимное расположение подшипников фиксируем распорной втулкой и установочной гайкой с предохранительной шайбой. Толщину стенки втулки назначаем равной $(0,1...0,15) \cdot d_{п1}$, где $d_{п1}$ – диаметр вала под подшипником. Толщину стенки стакана принимаем равной $\delta_{ст} = (0,08...0,12) \cdot D$, где D – наружный диаметр подшипника.

Для облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к конической шестерни, диаметр вала уменьшаем на 1 ... 2 мм.

В зависимости от нагрузок, действующих на валы, предварительно намечают тип подшипников легкой или средней серии. Габаритные размеры подшипников выбирают по диаметру вала в месте посадки подшипников. Результаты выбора представляют в виде табл. 7.1.

Таблица 7.1

Характеристика подшипников

Условное обозначение подшипника	d	D	T	B/c	C	C_0	e
	мм				кН		
...

Из первого этапа компоновки редуктора (рис. 7.1) путем измерения или расчетов определяют расстояния между зубчатыми колесами, шкивами ременных передач, звездочек цепных передач, полумуфтами относительно опор (l_1, l_2, \dots, l_i) для последующего определения опорных реакций, расчета валов на статическую прочность и подбора подшипников.

8 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

8.1 Определение сил, действующих в зубчатом зацеплении, элементах открытых передач и муфте

Для поддержания и установки вращающихся деталей машин применяют валы, которые подвергаются изгибу от сил, возникающих в деталях передач, от веса этих деталей и собственного веса (у мощ-

ных передач). Они также передают вращающие моменты и испытывают кручение.

Валы передач несут зубчатые колеса, звездочки, шкивы и муфты. Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r и F_a .

Окружная сила F_t направлена по касательной к начальным окружностям зубчатых колес; радиальная сила F_r – по радиусу к центру колеса и осевая сила F_a – параллельно оси вала.

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления. Распределенную по контактными линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей, которая направлена по линии зацепления.

На схемах усилия смещены в плоскость эллипса. Это сделано для того, чтобы векторы сил не накладывались друг на друга.

Направление вращения ведущего вала редуктора задают, а направления вращения последующих валов определяют в зависимости от направления вращения ведущего вала.

При определении усилий нечетные индексы (1, 3, 5) соответствуют шестерне, а четные (2, 4, 6) – зубчатому колесу.

На ведущий и ведомый валы, кроме сил в зацеплении, действует на консоли сила, под действием которой вал изгибается. Это может быть усилие от ременной передачи ($F_{оп}$), от цепной передачи ($F_{в}$) или неуравновешенная составляющая силы, передаваемая муфтой ($F_{м}$), а также силы, предусмотренные конструкцией привода (действующие в открытых зубчатых передачах). Направление силы $F_{м}$ принимаем: в сторону окружной силы F_t – для подбора подшипников, противоположно F_t – для расчета вала на прочность.

На шестерне 1 и колесе 2 прямозубой конической передачи действуют:

– окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}, \quad (8.1)$$

где T_1 – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм;

– радиальная сила на шестерне F_{r1} и осевая на колесе F_{a2} равны, но направлены в противоположные стороны; аналогично осевая сила на шестерне F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2; \quad (8.2)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \quad (8.3)$$

где δ_1, δ_2 – соответственно углы делительных конусов шестерни и колеса, град..

На шестерне 1 и колесе 2 конической передачи с круговым зубом действуют:

– окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$, определяемая по формуле (8.1);

– радиальная сила на шестерне F_{r1} и осевая на колесе F_{a2} равны, но направлены в противоположные стороны; аналогично осевая сила на шестерне F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_n} (u \cdot \operatorname{tg} \alpha \mp \sin \beta_n); \quad (8.4)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha \pm \sin \beta_n). \quad (8.5)$$

Знак перед вторым слагаемым в скобках выбирается по табл. 8.1

Таблица 8.1

Выбор знаков перед вторым слагаемым в формулах (8.4) и (8.5)

Направление вращения шестерни (если смотреть со стороны основания конуса к его вершине)	Направление наклона зуба	Знак перед вторым слагаемым в формуле	
		(8.4)	(8.5)
По часовой стрелке	Правое	+	–
	Левое	–	+
Против часовой стрелки	Правое	–	+
	Левое	+	–

Если F_{a1} получится со знаком минус, то вектор этой силы следует направить к вершине конуса. При положительном значении силы F_{r1} ее вектор надо направить от точки контакта зубьев к центру шес-

терни. Вектор F_{r2} должен быть направлен противоположно вектору F_{a1} , а вектор F_{a2} – противоположно вектору F_{r1} .

На шестерне 3 и колесе 4 прямозубой цилиндрической (тихоходной) передачи действуют: окружная сила $F_{t3} = F_{t4}$ и радиальная сила $F_{r3} = F_{r4}$.

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_{w3}}, \quad (8.6)$$

где T_2 – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

d_{w13} – диаметр начальной окружности шестерни, мм.

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.7)$$

где α – угол зацепления, град.

На шестерне 3 и колесе 4 косозубой передачи действуют: окружная сила $F_{t3} = F_{t4}$, радиальная сила $F_{r3} = F_{r24}$ и осевая сила $F_{a3} = F_{a4}$.

Окружное усилие F_{t3} определяется по формуле (8.6).

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (8.8)$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (8.9)$$

где β – угол наклона зубьев, град.

Для уменьшения результирующей осевой нагрузки на промежуточных валах цилиндрических передач с косозубыми колесами следует выбирать одинаковым направление зубьев колеса первой ступени и шестерни второй ступени. При таком выборе наклона зубьев осевые силы на промежуточном валу F_{a2} и F_{a3} направлены в разные стороны.

В передаче с раздвоенной ступенью (или шевронной) осевые силы уравновешены.

Нагрузка, действующая на ведущий или ведомый вал от муфты

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) F_{tm}, \quad (8.10)$$

где F_{tm} – окружное усилие в муфте, Н;

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot T_p}{D_0}, \quad (8.11)$$

D_0 – диаметр установки пальцев (МУВП) или делительный диаметр звездочки (цепная муфта), мм.

На шестерне 5 и колесе 6 прямозубой цилиндрической открытой зубчатой передачи действуют: окружная сила $F_{t5} = F_{t6}$ и радиальная сила $F_{r5} = F_{r6}$. Они определяются по зависимостям (8.6, 8.7).

На шестерне 5 и колесе 6 прямозубой конической открытой зубчатой передачи действуют:

– окружная сила $F_{t5} = F_{t6}$, определяемая по формуле (8.1), с заменой индексов;

– радиальная сила на шестерне F_{r5} и осевая на колесе F_{a6} равны, но направлены в противоположные стороны; аналогично осевая сила на шестерне F_{a5} равна радиальной силе на колесе F_{r6} и определяются по формулам (8.2) и (8.3).

8.2 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

После определения нагрузок, действующих на валы, составляется расчетная схема вала (входного, промежуточного, выходного).

Определяются опорные реакции в опорах.

Затем осуществляют подбор подшипников.

Подшипники качения подбирают по динамической и статической грузоподъемности. Выбор рационального типоразмера подшипника зависит от характера нагрузки, ее величины и направления; частоты вращения; условий эксплуатации; особых требований, предъявляемых конструкцией узла; стоимости подшипника. При выборе подшипника необходимо учитывать следующее:

- шариковые подшипники дешевле роликовых;
- в опорах, подверженных действию ударных нагрузок, предпочтение нужно отдавать роликоподшипникам;
- при действии на опору чисто радиальной нагрузки следует ставить радиальные подшипники (шариковые, роликовые);
- более тяжелые подшипники характеризуются пониженной быстроходностью;

– при одинаковых размерах и нагрузках перекосы, обусловленные деформацией опор, в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых, однако начальный радиальный зазор у шариковых подшипников примерно в два раза меньше, чем у роликовых;

– с увеличением класса точности подшипника повышается нагрузочная способность, но одновременно возрастает его цена.

В курсовом проектировании обычно используются подшипники нулевого класса.

По динамической грузоподъемности подшипники выбирают при частоте $n \geq 1$ мин⁻¹.

В ходе составления компоновочного чертежа редуктора подшипники уже были предварительно выбраны по диаметру вала. Поэтому расчеты сводятся к проверке выбранного подшипника и уточнению его типа, диаметра и серии.

Выбор подшипника по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы.

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P_9} \right)^p, \quad (8.12)$$

где C – динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, кН (выбирается по каталогу);

P_9 – эквивалентная нагрузка на подшипник, кН;

p – показатель степени; $p = 3$ – для шарикоподшипников; $p = 10/3$ – для роликоподшипников.

Номинальная долговечность подшипника L_h , в часах, определяется по формуле

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (8.13)$$

где a_1 – коэффициент надежности; при безотказной работе подшипников $a_1 = 1$;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации; при обычных условиях работы подшипника $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников; $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ –

для роликовых конических подшипников; $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$ – для роликовых цилиндрических и шариковых сферических двухрядных подшипников.

Формула (8.13) справедлива при частоте $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$, не превышающей предельной частоты вращения для данного подшипника. При $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет ведут по $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников – это постоянная радиальная нагрузка, которая в случае приложения ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (8.14)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н;

X – коэффициент радиальной нагрузки (табл. П20, П21);

Y – коэффициент осевой нагрузки (табл. П20, П21);

V – коэффициент вращения; $V = 1$ – при вращении внутреннего кольца подшипника; $V = 1,2$ – при вращении наружного кольца;

K_B – коэффициент безопасности (табл. П22);

K_T – температурный коэффициент (табл. П23).

Выбор коэффициентов X и Y при расчете эквивалентной нагрузки P_3 производится с учетом следующих соображений: по мере увеличения F_a выбираются зазоры в подшипнике, и распределение нагрузки между телами качения становится все более благоприятным (возрастает дуга контакта, в пределах которой тела качения воспринимают нагрузку), в работу вступает большее число тел качения. При этом увеличение силы F_a до определенного значения не приводит к снижению работоспособности подшипника, поэтому расчет эквивалентной нагрузки ведется только по радиальной нагрузке F_r , а осевая F_a не учитывается.

При дальнейшем возрастании F_a увеличение дуги контакта уже не может компенсировать повышение нагрузки на подшипник, и работоспособность его снижается.

Предельное значение осевой нагрузки F_a (в долях F_r), в случае превышения которой F_a должна учитываться при расчете эквивалентной нагрузки P_3 , которая оценивается параметром e .

Определяя эквивалентную нагрузку шарикового радиального подшипника (угол контакта $\alpha = 0$), вначале находим отношение F_a / C_0 , где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника (принимается по каталогу). По соотношению F_a / C_0 определяем вспомогательный параметр e . Затем в зависимости от соотношений F_a / C_0 и $F_a / (V \cdot F_r)$, т.е.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \quad \text{или} \quad \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e \quad (8.15)$$

находим X и Y .

Если в шариковых радиальных, однорядных шариковых или роликовых радиально-упорных подшипниках $F_a / (V \cdot F_r) \leq e$, осевую нагрузку не учитывают, т.е. принимают $X = 1$, $Y = 0$.

При определении расчетной осевой нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, кроме внешней осевой нагрузки F_{ab} учитываются также осевые составляющие F_{sI} и F_{sII} от радиальных нагрузок, возникающие в подшипниках вследствие наклона линии контакта.

Расчетные осевые нагрузки на подшипники F_{aI} и F_{aII} опор I и II в этом случае в зависимости от направления силы F_{ab} и относительного расположения подшипников приведены на рис. 8.1 и в табл. П24.

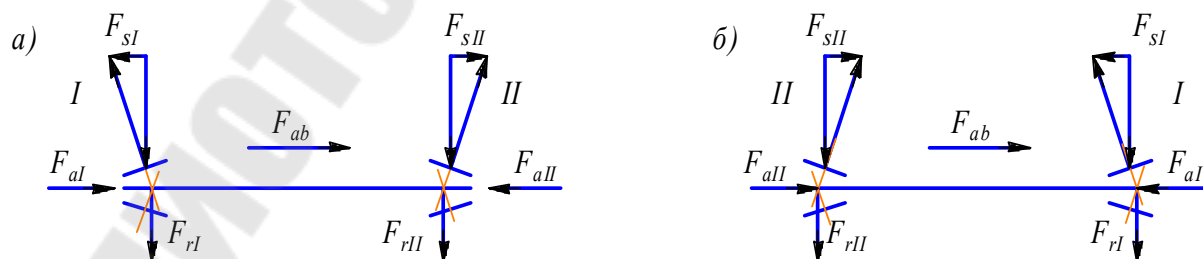


Рис. 8.1. Определение расчетных осевых нагрузок для радиально-упорных подшипников, установленных:
а – распор; б – встряжку

Осевые составляющие F_s для конических роликоподшипников

$$F_s = 0,83 \cdot e \cdot F_r, \quad (8.16)$$

где значение параметра e приведено в табл. П20 в зависимости от угла α .

Для радиально-упорных шарикоподшипников

$$F_s = e \cdot F_r, \quad (8.17)$$

где параметр e принимается по табл. П20, при углах $\alpha > 15^\circ$.

9 ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ

Второй этап компоновки редукторов имеет целью конструктивно оформить валы, зубчатые и червячные колеса, подшипниковые узлы, корпус и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Диаметры валов назначают в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку.

10 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную. Напряжения смятия и условие прочности проверяется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (10.1)$$

где T – передаваемый вращающий момент, Н·мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм; $l_p = l - b$ или $l_p = l - b/2$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа.

Проверку осуществляем в месте посадки полумуфт, зубчатых колес и элементов открытых передач (зубчатые колеса, шкивы, звездочки).

11 ПРОВЕРКА ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Проверка вала выполняется после предварительного оформления его чертежа. Это вызвано тем, что усталостная прочность детали определяется рядом факторов, устанавливаемых в процессе проектирования: радиусами галтелей, перепадом диаметров между соседними ступенями вала, шероховатостью поверхности, диаметрами, натягом между валом и деталями и т.д.

По данным расчета (см. раздел 8.2), определяются значения изгибающих моментов и строятся эпюры. Далее находим суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях.

Проверяют наиболее опасные сечения, в которых имеется концентрация напряжений. При проверке определяется расчетный коэффициент запаса по выносливости (усталостной прочности) и сопоставляется с допускаемым. Проверочный расчет вала на выносливость является окончательным и основным.

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [12]

$$s \geq [s], \quad (11.1)$$

где $[s]$ – допускаемая величина коэффициента запаса прочности; $[s] = 1,5 \dots 2,5$.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (11.2)$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (11.3)$$

σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа;

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B$ – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа – для углеродистых сталей;

k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. П26);

ε_{σ} – масштабный фактор для нормальных напряжений (табл. П28);

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_n в рассматриваемом сечении;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка F_a на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то принимают $\sigma_m = 0$; в противном случае $\sigma_m = F_a / (\pi \cdot d^2 / 4)$;

ψ_{σ} – коэффициент; для углеродистых сталей, имеющих $\sigma_s = 650 \dots 750$ МПа, принимаем $\psi_{\sigma} = 0,2$; для легированных сталей $\psi_{\sigma} = 0,25 \dots 0,3$;

s_{τ} – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (11.4)$$

τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$.

Значение коэффициента $\psi_{\tau} = 0,1$.

Остальные обозначения в формуле (11.4) имеют тот же смысл, что и в формуле (11.3), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

В процессе расчета рассматривается два случая.

Случай 1. В месте установки зубчатого колеса. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по формуле

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}}, \quad (11.5)$$

где M_{Σ} – суммарный изгибающий момент, Н·мм;

$W_{\text{нетто}}$ – момент сопротивления кручению, мм³;

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}; \quad (11.6)$$

d – диаметр вала в зоне установки зубчатого колеса, мм;

b – ширина призматической шпонки, мм;

t_1 – глубина паза в валу, мм.

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{k \text{ нетто}}}, \quad (11.7)$$

где T – вращающий момент на рассматриваемом валу, Н·мм;

$W_{k \text{ нетто}}$ – момент сопротивления изгибу, мм³;

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}. \quad (11.8)$$

Случай 2. В месте установки подшипников. Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

Амплитуда нормальных напряжений определяется по формуле

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W}, \quad (11.9)$$

где W – осевой момент сопротивления сечения, мм³.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (11.10)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_p}, \quad (11.11)$$

где $W_p = 2 \cdot W$ – полярный момент сопротивления, мм³.

12 ВЫБОР И НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА И ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ

Рекомендуемые посадки основных деталей редукторов, шкивов, звездочек и муфт представлены в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Посадки основных деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчатые колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$	Зубчатые колеса и зубчатые муфты на валы
$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}$	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца
$\frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7}$	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки
$\frac{H8}{h8}$	Распорные кольца; сальники
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпусе

13 СМАЗКА РЕДУКТОРА

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижение интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задигов, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Подробно вопросы смазки редуктора рассмотрены в работе [13].

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 19325–73. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения. – М.: Из-во стандартов, 1992. – 88 с.
2. ГОСТ 19326 – 73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Из-во стандартов, 1974. – 76 с.
3. ГОСТ 19624–74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Из-во стандартов, 1974. – 36 с.
4. ГОСТ 16530–83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. – М.: Из-во стандартов, 2004. – 51 с.
5. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Из-во стандартов, 1988. – 129 с.
6. Акулов Н.В., Коновалов Э.Я. Разработка привода с одноступенчатым приводом: практ. руководство. – Гомель: ГГТУ, 2005. – 152 с.
7. Акулов Н.В., Глушак Е.М. Расчет и конструирование открытых механических передач: метод. указания к курсовому проекту. _ Гомель: ГГТУ, 2009. – 47 с.
8. Гурин В.В. Детали машин. Курсовое проектирование: учебник/В.В. Гурин, В.М. Замятин, А.М. Попов. Томск: Из-во Томского политех. ун-та, 2009. – Кн.1. – 378 с.
9. Детали машин и основы конструирования/Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
10. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.
11. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов втузов/Под ред. В.А. Финогенова. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
12. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
13. Проектирование механического привода с многоступенчатым приводом. Цилиндрические редукторы: учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»/А.И. Столяров, Н.В. Акулов. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2017. – 76с.
14. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. – Брест: БГТУ, 2004. – 488 с.
15. Тюняев А.В., Звездаков В.П., Вагнер В.А. Детали машин: Учебник. – СПб.: Издательство «Лань», 2013. – 736 с.

16. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	КПД передач	
	закрытых	Открытых
Зубчатая цилиндрическая	0,95 ÷ 0,98	0,92 ÷ 0,94
Зубчатая коническая	0,94 ÷ 0,97	0,91 ÷ 0,93
Червячная при числе заходов червяка:		
1	0,68 ÷ 0,72	0,52 ÷ 0,62
2	0,73 ÷ 0,78	0,62 ÷ 0,72
4	0,78 ÷ 0,84	0,94 ÷ 0,97
Цепная	0,94 ÷ 0,96	0,91 ÷ 0,93
Ременная:		
– клиновая	0,93 ÷ 0,95	
– плоская	0,94 ÷ 0,96	
Муфты	0,98 ÷ 0,99	
Подшипники качения (одна пара)	0,99 ÷ 0,995	

Таблица П2

Двигатели закрытые обдуваемые единой серии АИР (тип/асинхронная частота вращения)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{T_{\Pi}}{T}$	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{T_{\Pi}}{T}$	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{T_{\Pi}}{T}$	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{T_{\Pi}}{T}$
0,75	71A2	2820	2,2	71 B4	1350	2,2	80A6	920	2,2	90LA8	705	2,2
1,1	71B2	2805	2,2	80A4	1395	2,2	80B6	920	2,2	90LB8	715	2,2
1,5	80A2	2850	2,2	80B4	1395	2,2	90L6	925	2,2	100L8	702	2,2
2,2	80B2	2850	2,2	90L4	1395	2,2	100L6	945	2,2	112MA8	709	2,2
3	90L2	2850	2,2	100S4	1410	2,2	112MA6	950	2,2	112MB8	709	2,2
4	100S2	2850	2,2	100L4	1410	2,2	112MB6	950	2,2	132S8	716	2,2
5,5	100L2	2850	2,2	112M4	1432	2,2	132S6	960	2,2	132M8	712	2,2
7,5	112M2	2895	2,2	132S4	1440	2,2	132M6	960	2,2	160S8	727	2,4
11	132M2	2910	2,2	132M4	1447	2,2	160S6	970	2,5	160M8	727	2,4

Продолжение табл. П2

15	160S2	2910	2,7	160S4	1455	2,9	160M6	970	2,6	180M8	731	2,2
18,5	160M2	2910	2,7	160M4	1455	2,9	180M6	980	2,4	—	—	—
22	180S2	2919	2,7	180S4	1462	2,4	—	—	—	—	—	—
30	180M2	2925	2,7	180M4	1470	2,7	—	—	—	—	—	—
<p>Примечания: Пример условного обозначения двигателя: «Двигатель АИР100L2 ТУ; $T_{п}$ – пиковое значение электромагнитного момента. T – номинальный момент двигателя.</p>												

Таблица П3

Передаточные числа механических передач

Вид передачи	Передаточное число	
	среднее значение	наибольшее значение
Зубчатая передача одноступенчатая с:		
– цилиндрическими прямозубыми колесами	3 ... 4	10
– цилиндрическими косозубыми колесами	3 ... 5	10
– коническими прямозубыми колесами	2 ... 3	4
– коническими косозубыми и круглозубыми колесами	2 ... 4	6
Червячная передача	10 ... 40	80
Ременная передача:		
– плоскоремennая	2 ... 5	6
– клиноремennая	2 ... 5	7
Цепная передача	2 ... 6	8
Открытая зубчатая передача:		
– цилиндрическая	4 ... 6	8
– коническая	2 ... 3	4

Таблица П4

Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса при твердости $H \leq HB350$

Шестерня	45	Шестерня	50	Шестерня	55
Колесо	35, 35Л, 40Л, 40, 45	Колесо	35, 45Л	Колесо	45, 55Л
Шестерня	50Г	Шестерня	40Х	Шестерня	40ХН
Колесо	45, 50Л, 55Л, 50Г	Колесо	50, 55, 55Л, 40ГЛ, 40Х	Колесо	55Л, 40ГЛ, 35Х, 40Х
Шестерня	35Х				
Колесо	50, 55, 55Л, 35ГЛ, 40ГЛ, 35Х				

Таблица П15

Рекомендуемые сочетания термообработки для шестерни и колеса

Шестерня	Улучшение	Улучшение	Поверхностная закалка	Поверхностная закалка	Цементация Нитроцементация Цианирование Азотирование	Цементация Нитроцементация Цианирование Азотирование
Колесо	Нормализация	Улучшение	Улучшение	Поверхностная закалка	Улучшение	Цементация Нитроцементация Цианирование Азотирование
Пара	Прирабатываемая			Неприрабатываемая	Прирабатываемая	Неприрабатываемая

Таблица П6

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_B , МПа	σ_T , МПа	<i>HВ</i> (сердцевина)	<i>HRC</i> (поверхность)	Термообработка
35	до 100	540	270	150 ... 180	—	Нормализация
	100 ... 300	490	260			
	300 ... 500	470	240			
40	до 100	550	280	170 ... 190	—	Нормализация
	100 ... 300	530	270			
	300 ... 500	510	260			
	500 ... 750	490	250			
45	до 120	590	300	210 ... 230	—	Нормализация
	100 ... 300	570	290			
	300 ... 500	550	280			
	500 ... 750	490	250			
45	60 ... 90	780	440	207 ... 236	—	Улучшение
	90 ... 120	730	390	196 ... 222		
	130 ... 150	690	340	180 ... 207		
45	любой	980	740	335 ... 492	—	Объемная закалка
50	до 120	620	320	210 ... 230	—	Нормализация
	100 ... 300	600	300			
	300 ... 500	580	290			
55	до 100	660	330	185 ... 230	—	Нормализация
	100 ... 300	640	320			
	300 ... 500	620	310			

Продолжение табл. П6

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_B , МПа	σ_T , МПа	HB (сердцевина)	HRC (поверхность)	Термообработка
50Г	до 80 100 ... 300	640 610	370 320	190 ... 230	–	Нормализация
20Х	любой	790	640	230 ... 240	–	Цементация и закалка
35Х	до 60 60 ... 100 100 ... 200	940 740 690	740 490 440	190 ... 220	–	Нормализация
35Х	любой	740	490	220 ... 260	–	Улучшение
40Х	до 60 100 ... 200 200 ... 300 300 ... 600	980 760 740	790 490 490	200 ... 230	–	Нормализация
40Х	до 120 120 ... 150 150 ... 180 180 ... 250	930 880 830 790	690 590 540 490	257 ... 285 243 ... 271 230 ... 257 215 ... 243	–	Улучшение
40Х	любой	980	830	–	50 ... 54	Объемная закалка
40ХН	до 60 60 ... 100 100 ... 300 300 ... 500	980 840 830 790	790 590 540 490	220 ... 250	–	Нормализация
40ХН	до 150 150 ... 180 180 ... 250	930 880 835	690 590 540	265 ... 295 250 ... 280 235 ... 265	–	Улучшение
40ХН	до 75	980	830	–	50 ... 54	Объемная закалка
12ХН3А	до 90	980	830	–	58 ... 63	Цементация с двойной закалкой
20ХН3А	до 90	880	790	–	58 ... 63	Цементация с закалкой
35Л 40Л 45Л 50Л 55Л	любой	490 520 540 570 590	275 295 315 335 345	145 ... 180 155 ... 195 155 ... 195 190 ... 220 190 ... 220	– – – – –	Нормализация

Таблица П7

Значения коэффициента ширины шестерни ψ_{bd}

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	HB ₂ ≤ 350 или HB ₁ и HB ₂ ≤ 350	HB ₁ и HB ₂ > 350
Симметричное	0,8 ... 1,4	0,4 ... 0,9
Несимметричное	0,6 ... 1,2	0,3 ... 0,6
Консольное	0,3 ... 0,6	0,2 ... 0,25

Пр и м е ч а н и я : 1. Предпочтительно придерживаться меньших значений.
2. Для шевронных передач при b_{ω} , равной половине полушевронов, ψ_{bd} увеличить в 1,3 ... 1,4 раза.

Таблица П8

Значения коэффициентов \mathcal{G}_H и \mathcal{G}_F для колес с круговым зубом

Твердость H_1 и H_2 зубчатых колес	Значения коэффициентов	
	\mathcal{G}_H	\mathcal{G}_F
$H_1 \leq 350HB$ $H_2 \leq 350HB$	$1,22 + 0,21 \cdot u$	$0,94 + 0,08 \cdot u$
$H_1 \geq 45HRC$ $H_2 \leq 350HB$	$1,13 + 0,13 \cdot u$	$0,85 + 0,04 \cdot u$
$H_1 \geq 45HRC$ $H_2 \geq 45HRC$	$0,81 + 0,15 \cdot u$	$0,65 + 0,11 \cdot u$

Таблица П9

Номинальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69)

Основные размеры, мм	... 1,0; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; 2,3; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 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; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950
Дополнительные размеры, мм	...1,25; 1,35; 1,45; 1,65; 1,75; 1,85; 1,95; 2,05; 2,15; 2,3; 2,7; 2,9; 3,1; 3,3; 3,5; 3,7; 3,9; 4,1; 4,4; 4,6; 4,9; 5,2; 5,5; 5,8; 6,2; 6,5; 7,0; 7,3; 7,8; 8,2; 8,8; 9,2; 9,8; 10,2; 10,8; 11,2; 11,8; 12,5; 13,5; 14,5; 15,5; 16,5; 17,5; 18,5; 19,5; 20,5; 21,5; 23; 27; 29; 31; 33; 35; 37; 39; 41; 44; 46; 49; 52; 55; 58; 62; 65; 70; 73; 78; 82; 88; 98; 102; 108; 112; 115; 118; 135; 145; 155; 165; 175; 185; 195; 205; 215; 230; 270; 290; 310; 315; 330; 350; 370; 390; 410; 440; 460; 490; 515; 545; 580; 615; 650; 690; 730; 775; 825; 875; 925; 975

Таблица П10

Значения модулей зубчатых колес (ГОСТ 9563–60) [5]

Ряды	Модули m_n , мм
1	...1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2	...1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28

Таблица П11

Значения коэффициентов δ_H и δ_F

Вид зубьев	Значение коэффициента	
	δ_H	δ_F
Прямые без модификации головки	0,006	0,016
Косые	0,002	0,006

Таблица П12

Значения коэффициента g_0

Модуль, мм	Степень точности по нормам плавности (ГОСТ 1643–81)			
	6	7	8	9
До 3,55	38	47	56	73
Свыше 3,55 до 10	42	53	61	82
Свыше 10	48	64	73	100

Таблица П13

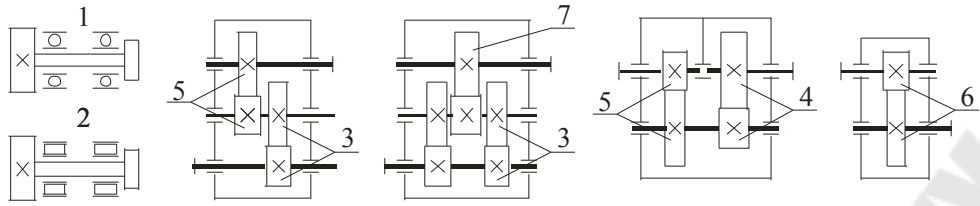
Предельные значения w_{Hv} и w_{Fv} , Н/мм

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81			
	6	7	8	9
До 3,55	160	240	380	700
Свыше 3,55 до 10	194	310	410	880
Свыше 10	250	450	590	1050

Таблица П14

Степень точности зубчатой передачи (ГОСТ 1643–81)

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Допускаемая окружная скорость V , м/с, колес			
	прямозубых		косозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6 (передачи повышенной точности)	до 20	до 12	до 30	до 20
7 (передачи нормальной точности)	до 12	до 8	до 20	до 10
8 (передачи пониженной точности)	до 6	до 4	до 10	до 7
9 (передачи низкой точности)	до 2	до 1,5	до 4	до 3



$H_1 < HB350$ или $H_2 < HB350$

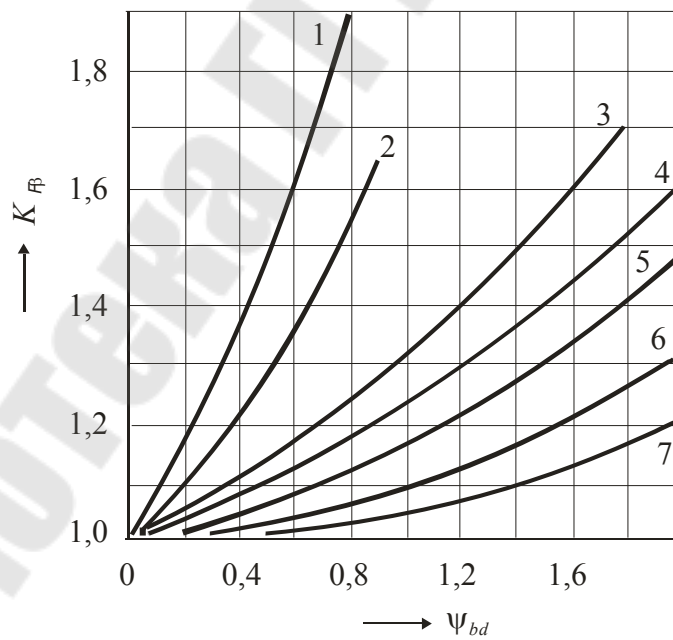
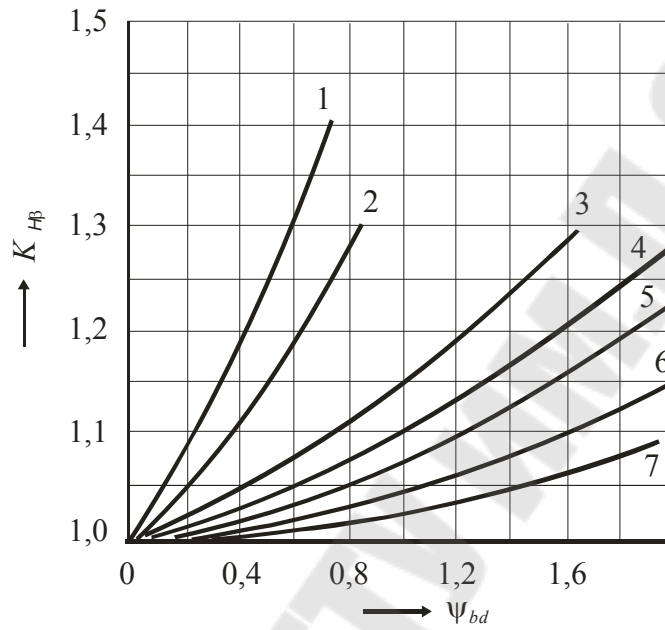


Рис. III. График для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

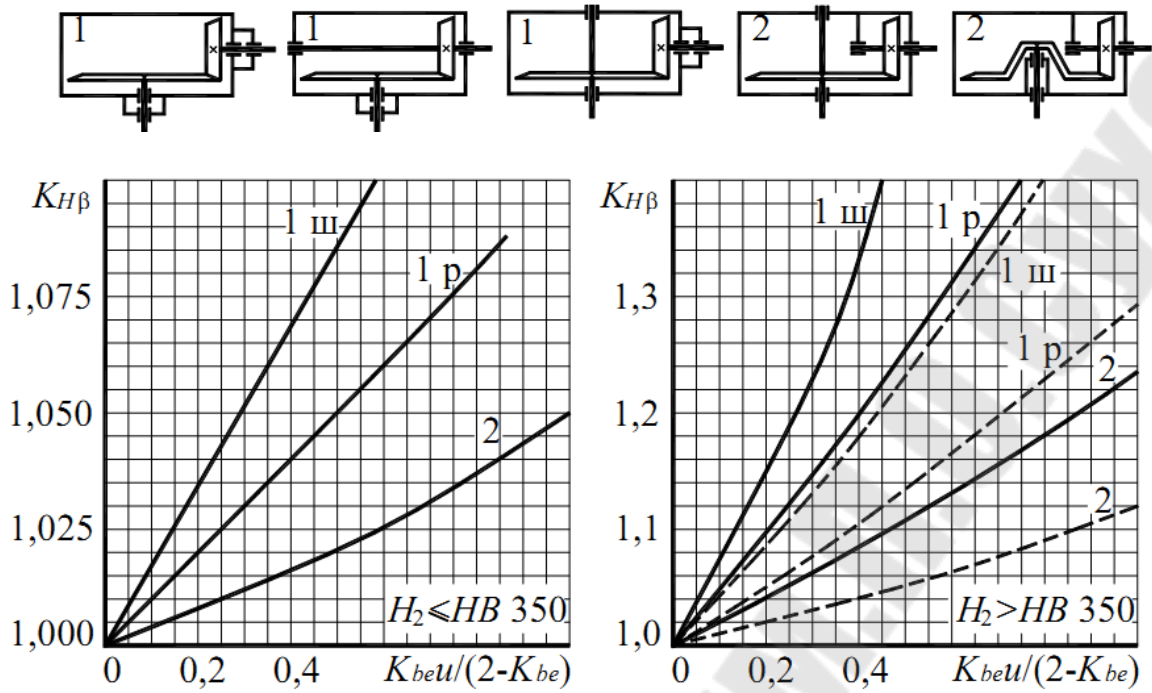


Рис. П2 – График для определения ориентировочных значений

$K_{H\beta}$ конических передач с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$

ш – шариковые подшипники; р – роликовые подшипники;

————— для передач с прямыми зубьями;

----- для передач с круговыми зубьями

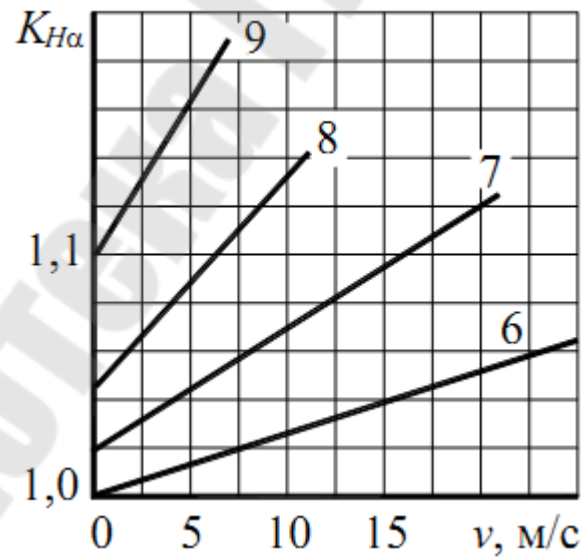


Рис. П3 – График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$

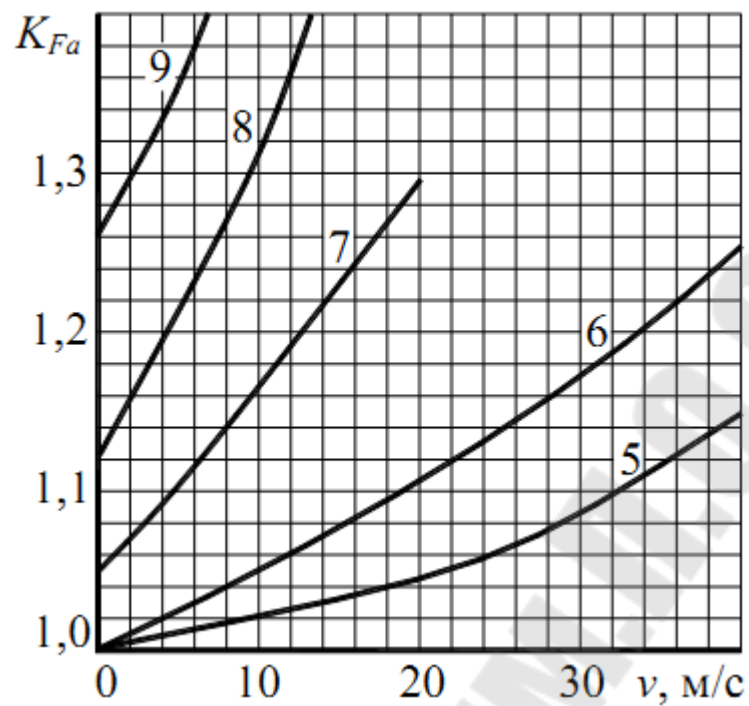


Рис. П4 – График для определения коэффициента K_{Fa}

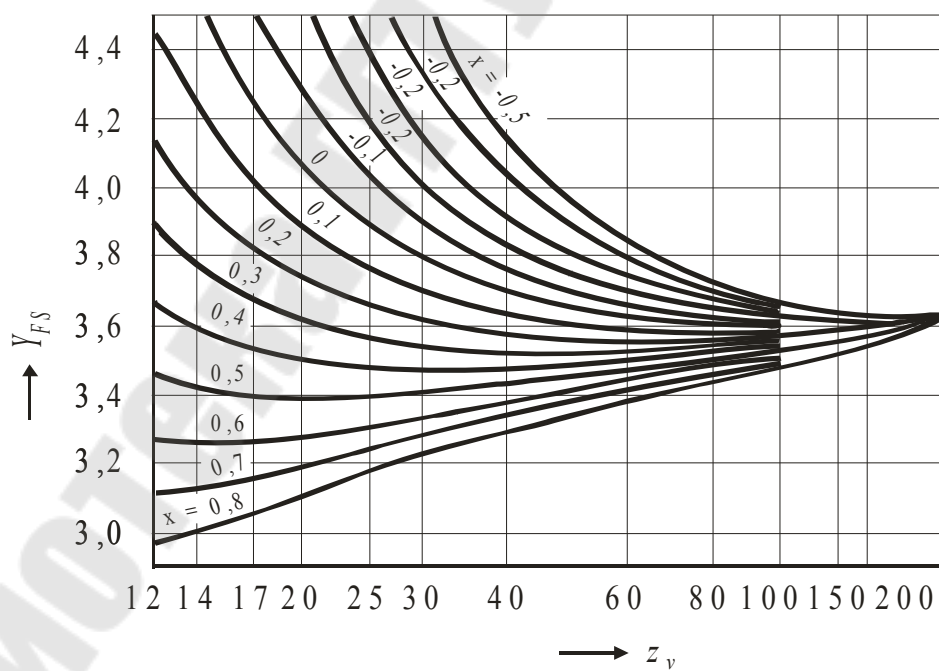


Рис. П5. График для определения коэффициента Y_{FS}

Таблица П15

Поправка на высоту ножки зуба h_f^* при средних нормальных модулях m_n
(ГОСТ 9563-60)

m_n , мм	1,25	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6	8	10	12
h_f^*	0,036	-0,01	0,03	0,072	-0,024	0,06	0,143	-0,047	0,12	0,15	-0,095

Таблица П16

Ряд диаметров зуборезной головки, мм

(12,7)	20	(27,94)	25	32	(38,1)	40	50	(50,8)	60	80	88,9	100	125
(152,4)	130	(190,5)	200	(228,6)	250	(304,8)	315	400	(457,2)	500	630	800	1000

Таблица П17

Значение коэффициентов угла головки K_a

β_n , град	z_1	Элемент передачи	Значение коэффициента угла головки зуба K при передаточном числе u				
			св. 1,0 до 1,25	св. 1,25 до 1,6	св. 1,6 до 2,5	св. 2,5 до 4,05	>4,0
0-15	12-13	Ш	-			0,70	0,65
		К				0,95	
	14-15	Ш	-	0,75		0,70	
		К		0,85	0,90	0,95	
	16-19	Ш	0,80			0,75	
		К	0,80	0,85	0,95		1,00
	20-24	Ш	0,85	0,80			
		К	0,85		0,95		1,00
	25-29	Ш	0,85				0,80
		К	0,85	0,90	0,95		1,00
	30-40	Ш	0,90	0,85			
		К	0,90		0,95		1,00
	>40	Ш	0,90			0,85	
		К	0,90	0,95			1,00
св. 15 до 29	10-11	Ш	-			0,75	
		К				0,95	1,00
	12-13	Ш	-		0,80		0,75
		К		0,90	0,95	1,00	
	14-15	Ш	-	0,85		0,80	
		К		0,90		0,95	1,00
	16-19	Ш	0,85				
		К	0,85	0,90	0,95		1,00
	20-24	Ш	0,90	0,85			
		К	0,90		0,95		1,00
	25-29	Ш	0,90				
		К	0,90		0,95		1,00
	30-40	Ш	0,90				
		К	0,90	0,95		1,00	
>40	Ш	0,95			0,90		
	К	0,95				1,00	

Продолжение табл. П17

св. 29 до 45	6-7	Ш	-			0,75
		К				1,00
	8-9	Ш	-			0,75
		К				1,00
	10-11	Ш	-			0,80
		К				1,00
	12-13	Ш	-	0,90	0,85	
		К	1,00			
	14-15	Ш	-	0,90		0,85
		К	0,90	1,00		
	16-17	Ш	0,90			
		К	0,90	1,00		
	18-19	Ш	0,90			
		К	0,90	1,00		
	20-24	Ш	1,00		0,90	
		К	1,00			
	25-30	Ш	1,00			
		К	1,00			
>30	Ш	1,00				
	К	1,00				

Таблица П18

Значения коэффициента k , учитывающего условия эксплуатации привода

Нагрузка	Типы машин	k
Постоянная, с кратковременными перегрузками до 120 % номинальной	Конвейеры ленточные	1,15 ... 1,20
Переменная, с колебаниями в пределах до 150 % номинальной	Конвейеры цепные, пластинчатые, винтовые	1,3 ... 1,5
Со значительными колебаниями – до 200 % номинальной	Конвейеры скребковые и ковшовые	1,7 ... 2,0
Ударная, достигающая 300 % номинальной	Дробилки, шаровые мельницы	2,5 ... 3,0

Таблица П19

Ширина e канавки для выхода фрезы

m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
e , мм	32	38	42	48	53	60	67	75	85	100

Таблица П20

**Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиальных
и радиально-упорных шарикоподшипников**

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y	
0°	0,014		0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,056			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,110			1,45				1,45	0,30
	0,170			1,31				1,31	0,34
	0,280			1,15				1,15	0,38
	0,420			1,04				1,04	0,42
	0,560			1,00				1,00	0,44
	12°	0,014		0,014				0,45	1,72
0,029		0,029	1,62	1,82	2,58	0,35			
0,057		0,057	1,43	1,64	2,33	0,39			
0,086		0,086	1,34	1,53	2,17	0,41			
0,110		0,110	1,28	1,47	2,08	0,43			
0,170		0,170	1,19	1,36	1,93	0,46			
0,290		0,290	1,07	1,22	1,74	0,51			
0,430		0,430	1,01	1,15	1,64	0,55			
0,570		0,570	1,00	1,14	1,63	0,55			
15°		0,015	0,015	0,44	1,47	1	1,65		0,72
	0,029	0,029	1,40		1,57		2,28	0,40	
	0,058	0,058	1,30		1,46		2,11	0,43	
	0,087	0,087	1,23		1,38		2,00	0,46	
	0,120	0,120	1,19		1,34		1,93	0,47	
	0,170	0,170	1,12		1,26		1,82	0,50	
	0,290	0,290	1,02		1,14		1,66	0,55	
	0,440	0,440	1,00		1,12		1,63	0,56	
	0,580	0,580	1,00		1,12		1,63	0,56	
	20°				0,43		1,00	1	
25°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68
26°			0,40	0,83		0,86	0,65	1,34	0,73
30°			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
35°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40°			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
45°			0,33	0,50		0,47	0,54	0,81	1,34

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый сферический подшипник			0,4	$0,4ctg\alpha$	1	$0,42ctg\alpha$	0,65	$0,65ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Примечание. 1. Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ принимаются $X = 1$ и $T = 0$.									
2. i – число рядов тел									

Таблица П21

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиально-упорных и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,4	$0,4ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Подшипники двухрядные				
1	$0,45ctg\alpha$	0,67	$0,67ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$

Таблица П22

Коэффициенты безопасности K_6 в зависимости от характера нагрузки

Характеристика нагрузки на подшипник	K_6	Использование
Спокойная нагрузка без толчков	1	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременная перегрузка до 125 % номинальной расчетной нагрузки	1 ... 1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки, кроме строгальных и долбежных; блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150 % номинальной расчетной нагрузки	1,3 ... 1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности; редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,5 ... 1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование

Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременная перегрузка до 200 % номинальной расчетной нагрузки	1,8 ... 2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилки и копры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станов; мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами. Кратковременная перегрузка до 300 % номинальной расчетной нагрузки	2,5 ... 3,0	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Таблица П23

Температурные коэффициенты K_T в зависимости от рабочей температуры подшипника

C°	K_T	C°	K_T
125	1,05	200	1,25
150	1,10	225	1,35
175	1,15	250	1,40

Таблица П24

Формулы для расчета эквивалентной динамической нагрузки

Тип подшипника	P_3, H	
	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$
Радиальный шариковый	$P_3 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_3 = (0,56 \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Радиальный сферический двухрядный	$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$	
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	$P_3 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	
Радиально-упорный шариковый	$P_3 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Конический роликовый	$P_3 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_3 = (0,4 \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Упорный (шариковый, роликовый)	$P_3 = F_a \cdot K_6 \cdot K_T$	

Таблица П25

Формулы для определения расчетных осевых нагрузок

Условия нагружения	Расчетные осевые нагрузки на подшипник	
	в опоре I	в опоре II
$F_{sl} \geq F_{sII}$ $F_{ab} \geq 0$	$F_{al} = F_{sl}$	$F_{all} = F_{sl} + F_{ab}$
$F_{sl} < F_{sII}$ $F_{ab} \geq F_{sII} - F_{sl}$		
$F_{sl} < F_{sII}$ $F_{ab} \leq F_{sII} - F_{sl}$	$F_{al} = F_{sII} - F_{ab}$	$F_{all} = F_{sII}$

Таблица П26

Значения k_y и k_ϕ для шпоночного паза

Коэффициенты	σ_B , МПа				
	500	600	700	800	900
k_y	1,5	1,6	1,75	1,8	1,9
k_ϕ	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9

Таблица П27

Значения k_y / ε_σ для валов с напрессованными деталями

d , мм	σ_B , МПа					
	500	600	700	800	900	1000
14	1,85	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3
22	2,15	2,35	2,6	3,0	3,4	3,8
30	2,35	2,6	2,8	3,3	3,8	4,2
40	2,6	2,7	3,2	3,65	4,2	4,6
50	2,9	3,3	3,6	4,0	4,5	4,8
100–200	3,4	3,7	3,95	4,6	5,1	5,6

Пр и м е ч а н и е. Для касательных напряжений $k_\phi / \varepsilon_\phi = 0,6 \cdot (k_y / \varepsilon_\sigma) + 0,4$.

Таблица П28

Значения ε_σ и ε_ϕ

Сталь		Диаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,75	0,70	0,61
	ε_ϕ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\phi$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода ...	4
1.1 Схемы приводов и их краткая характеристика	4
1.2 Определение расчетной мощности привода	6
1.3 Выбор электродвигателя	6
1.4 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора	8
1.5 Силовые и кинематические параметры привода	9
2 Методика расчета параметров зацепления многоступенчатого коническо-цилиндрического редуктора	10
2.1 Общие сведения	10
2.2 Выбор материала для изготовления зубчатых колес	14
2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость	16
2.4 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	18
2.5 Общий подход к расчету конических зубчатых передач на прочность	18
2.6 Проектировочный расчет на контактную выносливость	19
2.7 Проверочный расчет на контактную выносливость	28
2.8 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	31
2.9 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость	32
2.10 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	34
2.11 Проверочный расчет на выносливость при изгибе	35
2.12 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	40
2.13 Геометрический расчет конической прямозубой передачи	40
2.14 Геометрический расчет конической передачи с круговым зубом	43
3 Расчет открытых передач привода	49
4 Предварительный расчет валов. Выбор муфты	50
5 Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес	52

6 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора	56
7 Первый этап эскизной компоновки многоступенчатого коническо-цилиндрического редуктора	59
8 Проверка долговечности подшипников по динамической грузоподъемности	63
8.1 Определение сил, действующих в зубчатом зацеплении, элементах открытых передач и муфте	63
8.2 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности	67
9 Второй этап эскизной компоновки	71
10 Проверка прочности шпоночных соединений	71
11 Проверка вала на выносливость	72
12 Выбор и назначение посадок основных деталей редуктора и элементов передач	75
13 Смазка редуктора	76
Литература	77
Приложение	79

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО
ПРИВОДА С МНОГОСТУПЕНЧАТЫМ
РЕДУКТОРОМ.
КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
РЕДУКТОРЫ**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по курсовому проектированию
по дисциплине «Детали машин» для студентов
специальностей 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
и 1-36 12 01 «Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Составители: **Акулов Николай Владимирович**
Столяров Александр Игоревич

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 23.02.18.

Рег. № 46Е.
<http://www.gstu.by>