

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Детали машин»

В. Н. Полейчук

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА
ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
И КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ
С НОРМАЛИЗОВАННЫМИ
И УЛУЧШЕННЫМИ КОЛЕСАМИ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по курсовому проектированию
по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2011

УДК 621.81.833(075.8)
ББК 34.445я73
П49

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 27.12.2010 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Техническая механика»
ГГТУ им. П. О. Сухого С. Ф. Андреев

Полейчук, В. Н.

П49 Методика расчета параметров зацепления закрытых цилиндрических и конических передач с нормализованными и улучшенными колесами : метод. указания по курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов техн. специальностей днев. и заоч. форм обучения / В. Н. Полейчук – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011 – 62 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц; 32 Mb RAM; свободное место на HDD 16 Mb; Windows 98 и выше; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены кинематический и энергетический расчеты привода, методика расчета параметров зацепления закрытых цилиндрических и конических передач механического привода только с нормализованными и улучшенными колесами, т. е. при твердости $H \leq 350$ НВ.

Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81.833(075.8)

ББК 34.445я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

ВВЕДЕНИЕ

Основной объект проектирования в курсовом проекте по «Деталям машин» - редуктор. Расчеты параметров зацепления его передач являются для студентов, с методической стороны, довольно сложными. Отсутствие в учебной и справочной литературе единой методики расчета передач вносит дополнительные трудности при выполнении курсового проекта.

В настоящей книге рассмотрены вопросы расчета параметров зацепления закрытых цилиндрических и конических передач только с нормализованными и улучшенными колесами, т.е. при твердости $H \leq 350 \text{ НВ}$. Такие колеса применяют в передачах: при малых и средних передаваемых мощностях; все габаритные размеры которого строго не ограничены; индивидуального и мелкосерийного производства.

Расчеты прямозубых, косозубых и шевронных передач выполняются в соответствии с ГОСТом 21354 – 87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Расчеты конических передач с прямыми и круговыми зубьями выполняются по эквивалентным цилиндрическим передачам (в соответствии с ГОСТом 21354 – 87).

1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

1.1. Определение расчетной мощности привода

Исходными параметрами при расчете привода являются: мощность P на рабочем валу машины и частота вращения n (или угловая скорость ω) этого вала.

Зная исходные параметры, определяют расчетную мощность электродвигателя по формуле [7, с.68]:

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

где P – мощность на приводном валу конвейера, кВт;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода, [9, с.4]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_i, \quad (1.2)$$

где $\eta_1 \cdots \eta_i$ – КПД отдельных кинематических пар привода; выбирают по (приложение 1, таблица П1.1).

При определении КПД редуктора необходимо учитывать, что раздвоение ступеней (потока мощности) не увеличивает потери мощности.

1.2. Выбор электродвигателя

В приводах общего машиностроения применяют трехфазные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором, характеризующиеся синхронной частотой вращения n_c электромагнитного поля статора.

У нагруженного электродвигателя частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{эд}}$ всегда меньше синхронной частоты вращения n_c . Это понижение характеризуется скольжением s , то есть отставанием вращения якоря от вращения электромагнитного поля статора [9].

В курсовом проекте необходимо применять электродвигатели серии АИР, 5А или 4А.

За расчетную частоту $n_{эд}$ вращения принимают номинальную частоту вращения [7, с.68]:

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

где s – коэффициент скольжения (для двигателей серии 4А принимают по приложению 1, таблица 1.2)

При выборе типа электродвигателя необходимо учитывать следующие параметры [9]:

1. Номинальная мощность $P_{ном}$ электродвигателя должна быть по возможности близка к расчетной мощности $P_{эд}$, так как большой запас мощности приводит к излишним динамическим нагрузкам элементов привода, снижает КПД и $\cos \varphi$ энергосистемы.

Для предотвращения выхода электродвигателя из строя его перегрузка должна удовлетворять условию [8]:

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

2. Отношение $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ электродвигателя не должно быть меньше отношения $\frac{T_{пуск}}{T}$ на циклограмме нагрузки привода.

3. Частоту вращения $n_{эд}$ вала электродвигателя выбирают так, чтобы передаточные отношения передач привода были оптимальными (смотри раздел 1.3).

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{тр} = n \cdot u_{о.п.мин} \cdot u_{ред.ср.} \quad (1.5)$$

где $u_{о.п.мин}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода (приложение 1, таблица П1.4);

$u_{ред.ср.}$ – среднее значение передаточного числа редуктора привода (приложение 1, таблица П1.4).

По величинам $n_{тр}$ и $P_{ном}$ по таблицам (П1.2) или (П1.3) подбираем электродвигатель. При этом необходимо учитывать, что масса, габариты и стоимость двигателей уменьшается с увеличением их быстроходности.

Технические характеристики принятого электродвигателя представляют в виде таблицы.

Таблица 1.1 – Техническая характеристика электродвигателя

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

Двигатели изготавливают в 3-х исполнениях: на лапах, на лапах с фланцем, без лап с фланцем.

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

Общее передаточное число привода определяют по формуле [5]:

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_{в}} = u_{ред.} \cdot u_{о.п.}, \quad (1.6)$$

где $u_{ред.}$ – передаточное число редуктора;

$u_{о.п.}$ – передаточное число (отношение) открытой передачи.

От разбивки $u_{общ.}$ по отдельным передачам привода и ступеням редуктора зависят габариты привода и редуктора, условия смазки передач и их компоновка в редукторе, рациональность конструкции корпуса редуктора и другие факторы.

Диапазоны передаточных чисел (отношений) отдельных передач привода [3...10, 12...14] (для получения небольших габаритов):

1. Ременная передача:

- клиноременная $u = 2...5$, $u_{max} = 7$;

- плоскоременная $u = 2...5$, $u_{max} = 6$.

2. Цепная передача $u = 2...6$, $u_{max} = 8$.

3. Открытая зубчатая передача:
 - цилиндрическая $u = 4 \dots 6$, $u_{\max} = 8$;
 - коническая $u = 2 \dots 3$, $u_{\max} = 4$.
4. Одноступенчатый цилиндрический редуктор:
 $u_{\text{ред.}} = 1 \dots 6$, $u_{\max} = 10$.
5. Одноступенчатый конический редуктор:
 - с прямозубыми колесами $u_{\text{ред.}} = 1 \dots 3$, $u_{\max} = 4$;
 - с косозубыми и круговыми зубьями $u_{\text{ред.}} = 1 \dots 5$, $u_{\max} = 6$.
6. Цилиндрический 2-х ступенчатый редуктор:
 - выполненный по развернутой схеме

$$u_{\text{ред.}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}} = 8 \dots 50; \quad \frac{u_{\text{б}}}{u_{\text{т}}} = 1,3 \dots 1,4, \quad (1.7)$$

где $u_{\text{б}}$, $u_{\text{т}}$ – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора;
 - соосный

$$u_{\text{ред.}} = 8 \dots 16 \text{ (max 25)}; \quad u_{\text{б}} = 0,9 \sqrt{u_{\text{ред.}}}, \quad u_{\text{т}} = \frac{u_{\text{ред.}}}{u_{\text{б}}}, \quad (1.8)$$

7. Коническо-цилиндрический 2-х ступенчатый редуктор:
 - с прямозубыми коническими колесами

$$u_{\text{ред.}} = u_{\text{к.п.}} \cdot u_{\text{ц.п.}} = 8 \dots 15 \text{ (max 22)}; \quad \frac{u_{\text{к.п.}}}{u_{\text{ц.п.}}} = 0,8 \dots 0,9, \quad (1.9)$$

- с косозубыми коническими колесами
 $u_{\text{ред.}} = 8 \dots 34 \text{ (max 40)}$.

8. Цилиндрический 3-х ступенчатый редуктор:

$$u_{\text{ред.}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}} = 25 \dots 120; \quad \frac{u_{\text{б}}}{u_{\text{п}}} = \frac{u_{\text{п}}}{u_{\text{т}}} = 1,3 \dots 1,4, \quad (1.10)$$

где $u_{\text{п}}$ – передаточное число промежуточной ступени редуктора.

9. Коническо-цилиндрический 3-х ступенчатый редуктор:

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{к.п.}} \cdot u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}} = 20 \dots 75; \quad u_{\text{к.п.}}/u_{\text{п}} = 0,8 \dots 0,9, \quad u_{\text{п}}/u_{\text{т}} = 1,3 \dots 1,4 \quad (1.11)$$

Габаритные размеры открытой передачи и редуктора привода связаны условием [5]

$$d_{\text{о.п. max}} \leq (0,9 \dots 1,2) d_{\text{з.к. ред. max.}} \quad (1.12)$$

где $d_{\text{о.п. max}}$ – диаметр наибольшего зубчатого колеса (шкива, звездочки) открытой передачи привода;

$d_{\text{з.к. ред. max}}$ – диаметр наибольшего зубчатого колеса редуктора.

Для выполнения условия (1.12) в курсовом проекте необходимо принимать передаточное отношение открытой передачи

$$u_{\text{о.п.}} = u_{\text{о.п. min}} \quad (1.13)$$

1.4. Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняют по расчетной мощности $P_{\text{эд}}$ электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяют частоту вращения n , мощность P и вращающий момент T по формулам [5]

$$n_1 = n_{\text{эд.}}; \dots n_i = n_{i-1} / u_{i-1}, \quad \text{об/мин}; \quad (1.14)$$

$$P_1 = P_{\text{эд.}}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \dots P_i = P_{i-1} \cdot \eta_{i-1}, \quad \text{кВт}; \quad (1.15)$$

$$T_1 = T_{\text{эд.}} = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}; T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} \dots T_i = 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i}, \quad \text{Н} \cdot \text{м}. \quad (1.16)$$

Результаты вычислений сводят в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 Энергетические и кинематические параметры привода

№ вала	Частота вращения n , об/мин	Мощность P , кВт	Вращающий момент T , Н·м

2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Выбор материала зубчатых колес обусловлен необходимостью обеспечения контактной и изгибной прочности зубьев, назначением передачи и условиями ее работы. Для силовых передач чаще всего применяют стали, реже чугуны и пластмассы.

Минимальную массу и габариты имеют передачи со стальными зубчатыми колесами. Причем масса и габариты тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая, в свою очередь, зависит от марки стали и термической обработки.

В данной «Методике...» рассмотрены передачи с зубчатыми колесами, изготовленными из углеродистой или легированной сталей и подвергшими термообработке: нормализации или улучшению (закалке с высокотемпературным отпуском), твердость $H \leq 350$ HB [7].

Механическую обработку и нарезание зубьев производят после термообработки. Это исключает применение отделочных операций, что снижает стоимость изготовления. Они хорошо прирабатываются, что частично устраняет погрешности изготовления и сборки.

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие [7]

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

Для повышения нагрузочной способности косозубых передач [6]

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

Некоторые рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса приведены в таблице П1.5.

Рекомендуемые сочетания термообработки для шестерни и колеса приведены в таблице П1.6.

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес приведены в таблице П1.6.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

3.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} , МПа, определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле [3]:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H} Z_L Z_R Z_v Z_X, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев соответствующий базовому числу $N_{H\lim}$ циклов напряжений [3], МПа,

$$\sigma_{H\lim} = 2H_{HB} + 70, \quad (3.2)$$

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

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

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса [3],

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}}; 2,6 \geq Z_H \geq 1,0, \quad (3.3)$$

$N_{H\lim}$ – базовое число циклов напряжений соответствующее пределу выносливости [3]

$$N_{H\lim} = 30H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6, \quad (3.4)$$

N_K – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограммы нагрузки); (рис. П1.2а) [3]:

$$N_K = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (3.5)$$

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

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость (рис. П1.2а), Н·м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса действия 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 (рис. П1.2б), [6]

$$N_K = 60cnL_h, \quad (3.6)$$

где L_h – расчетный срок службы передачи (ресурс в часах):

$$L_h = 365 \cdot K_{\text{год.}} \cdot L \cdot 24 \cdot K_{\text{сут.}}, \quad (3.7)$$

L – срок службы привода, год;

$K_{\text{год.}}$, $K_{\text{сут.}}$ – коэффициент использования привода в течении года и суток.

Для длительно работающих (в течение нескольких лет) быстроходных передач $N_K \geq N_{H \text{ lim}}$ и, следовательно, $Z_N = 1$. (3.8)

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 рекомендации [3] следует принимать $Z_R Z_v Z_L Z_X = 0,9$.

При расчете на выносливость не учитывают кратковременные перегрузки (пусковые или случайные), которые по малости числа циклов не снижают усталостной выносливости зубьев и перегрузки,

при которых число циклов перемены напряжений за полный срок службы привода меньше $5 \cdot 10^4$.

Для прямозубых передач за расчетное допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из напряжений, определенных по материалу шестерни σ_{HP1} и колеса σ_{HP2} [3].

Для косозубых, шевронных и конических передач с круговым зубом за расчетное принимают условное допускаемое контактное напряжение [3]:

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq \begin{cases} 1,25\sigma_{HP\min} & \text{– цилиндрическая передача,} \\ 1,15\sigma_{HP\min} & \text{– коническая передача.} \end{cases} \quad (3.9)$$

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

Если по расчету $\sigma_{HP} > 1,25\sigma_{HP\min}$ или $1,15\sigma_{HP\min}$, то принимают $\sigma_{HP} = 1,25\sigma_{HP\min}$ или $\sigma_{HP} = 1,15\sigma_{HP\min}$.

3.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Допускаемые контактные напряжения при максимальной нагрузке, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя $\sigma_{HP\max}$, МПа, определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле [3]:

$$\sigma_{HP\max} = 2,8\sigma_T, \quad (3.11)$$

где σ_T – предел текучести материала колеса при растяжении, МПа, принимают по таблице П1.7.

3.3. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле [3]:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} Y_N Y_\delta Y_R Y_X, \quad (3.12)$$

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

$$\sigma_{F \lim b} = \sigma_{F \lim b}^0 Y_T Y_z Y_g Y_d Y_A, \quad (3.13)$$

$\sigma_{F \lim b}^0$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому циклу напряжений, МПа, [3]:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,75 H_{HB}, \quad (3.14)$$

Y_T – коэффициент, учитывающий технологию изготовления, если отступлений от технологии изготовления колес, рекомендуемой ГОСТ 21354–87, нет, принимается $Y_{T1} = Y_{T2} = 1$;

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 [3] $Y_A = 1,0$, при двустороннем приложении нагрузки (при реверсивной нагрузке) $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, причем большие значения при $H > 350 HB$;

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, закален-

ных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес для вероятности неразрушения 0,99 $S_F = 1,7$;

Y_N – коэффициент долговечности; [3]

$$Y_N = 6 \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \geq 1, \text{ но } \leq 4, \quad (3.15)$$

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

N_K – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограммы нагрузки); (рис. П1.2а) [3]:

$$N_K = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (3.16)$$

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

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость (рис. П1.2а), 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 (рис. П1.2б), [6].

При $N_K > N_{F\lim}$ принимают $Y_N = 1,0$. (3.17)

Y_δ – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент), [3]

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg m, \quad (3.18)$$

m – модуль зацепления;

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,

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d, \quad (3.19)$$

d – делительный диаметр зубчатого колеса.

3.4. Допускаемые напряжения при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Допускаемые предельные напряжения $\sigma_{FP \max}$, МПа, определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле [3]:

$$\sigma_{FP \max} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} Y_{RSt} Y_X \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}, \quad (3.20)$$

где σ_{FSt} – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа, [3]

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{FSt}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (3.21)$$

σ_{FSt}^0 – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа, [3]:

$$\sigma_{FSt}^0 = 6,5 H_{HB}, \quad (3.22)$$

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, [3]

$$S_{FSI} = Y_z S_Y, \quad (3.23)$$

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

Y_{RSI} – коэффициент, принимаем $Y_{RSI} = 1,0$, [1];

$Y_{\delta SI} / Y_{\delta SIT}$ – отношение, принимаем $Y_{\delta SI} / Y_{\delta SIT} = 1,0$.

4. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Нагрузочная способность зубчатых передач с нормализованными и улучшенными колесами определяются контактной, а не изгибной прочностью зубьев, поэтому рекомендуют [3, 4, 10] выполнять следующие виды расчетов:

1. Проектировочный расчет по контактным напряжениям - определение диаметра d_{w1} начальной окружности шестерни, а затем - m , z , b_w , d_{w2} , a_w .

2. Проверочный расчет на контактную выносливость с целью предотвращения выкрашивания активных поверхностей зубьев.

3. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев.

4. Проверочный расчет на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев.

5. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев.

4.1. Проектировочный расчет на контактную выносливость

Вначале принимают, что передача прямозубая и определяют диаметр d_{w1} , мм, начальной окружности по формуле [3]:

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u^2}}, \quad (4.1)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач

$K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$; для косозубых и шевронных передач

$K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$;

T_{2H} – вращающий момент, Н·м, на колесе рассчитываемой пары;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра Ψ_{bd} по графику на рис. П1.3;

u – передаточное число рассчитываемой пары;

Ψ_{bd} – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра,

$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор принимают по таблице П1.8;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, (см. разд. 3.1).

Окружную скорость шестерни v_1 , М/с , определить по формуле [3]:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (4.2)$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, об/мин .

В курсовом проекте ограничим окружную скорость шестерни: если по расчету $v_1 \leq 3 \text{ М/с}$, то передача прямозубая, при $v_1 \geq 3 \text{ М/с}$ – передача косозубая.

Расчет параметров прямозубой цилиндрической передачи ведут в следующей последовательности.

Определяют рабочую ширину венца шестерни по формуле [3]:

$$b_{w1} = \Psi_{bd} \cdot d_{w1}, \quad (4.3)$$

Рабочая ширина колеса [6]:

$$b_{w2} = b_{w1} - (3...5), \quad (4.4)$$

Полученные значения округляют до ближайших стандартных по таблице П1.10.

Модуль зацепления рассчитать по формуле [6]:

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} \geq m_{\min}, \quad (4.5)$$

где ψ_m – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев; согласно рекомендации [6] для обычных передач редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами, при $H \leq 350 \text{ HB}$ $\psi_m = 30...20$ (при этом меньшие значения ψ_m – для повторно-кратковременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей; большие значения ψ_m – для длительных режимов работы, небольших перегрузок и высоких скоростей);

m_{\min} – минимальное значение модуля зацепления; для силовых передач $m_{\min} = 1,0 \text{ мм}$.

Величину m округляют до ближайшего стандартного значения по таблице П1.9.

Числа зубьев шестерни и колеса определяют по формулам [6]:

$$z_1 = \frac{d_{w1}}{m} \geq z_{\min} = 17, \quad (4.6)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (4.7)$$

Значения z_1 и z_2 округляют до целых чисел и уточняют величины u , d_{w1} , d_{w2} по формулам [6]:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.8)$$

$$d_{w1} = m \cdot z_1, \quad (4.9)$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2. \quad (4.10)$$

Межосевое расстояние a_w , мм, определяют по формуле [6]:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}). \quad (4.11)$$

Уточняют окружную скорость шестерни v_1 по формуле (4.2).

Расчет параметров косозубой цилиндрической передачи ведут в следующей последовательности.

Диаметр начальной окружности d_{w1} косозубой шестерни определяют по формуле (4.1), при $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$. Величину σ_{HP} определяют по формуле (3.9) (см. разд. 3.1).

Рабочую ширину шестерни и колеса определяют по формулам (4.3) и (4.4).

Нормальный модуль зацепления определяют по формуле (4.5).

Угол наклона зубьев шестерни (и колеса) определяют по формуле [6]:

$$\beta = \arcsin \frac{\pi \cdot m_n \cdot \varepsilon_\beta}{b_{w1}}, \quad (4.12)$$

где ε_β – коэффициент осевого перекрытия. По рекомендации [4, 6] $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

Во избежание больших сил в зацеплении необходимо принимать: для косозубых передач $\beta = 8...20^\circ$, для шевронных передач $\beta = 25...40^\circ$.

Число зубьев шестерни определяют по формуле [6]:

$$z_1 = \frac{d_{w1} \cdot \cos \beta}{m_n} \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta, \quad (4.13)$$

и округляют до ближайшего целого числа.

Число зубьев колеса определяют по формуле (4.7) и округляют до ближайшего целого числа.

По формуле (4.8) уточняют передаточное число передачи.

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса уточняют по формуле [6]:

$$d_{w1} = m_n \cdot z_1 / \cos \beta, \quad (4.14)$$

$$d_{w2} = m_n \cdot z_2 / \cos \beta. \quad (4.15)$$

Межосевое расстояние a_w , мм, определяют по формуле (4.11).

Уточняют окружную скорость шестерни v_1 по формуле (4.2).

4.2. Проверочный расчет на контактную выносливость

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие [3]:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u + 1}{b_{w1} d_{w1} u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (4.16)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес; для стали при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа $Z_E = 190$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; определяют по рисунку П1.5 или по формуле [3]:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}, \quad (4.17)$$

β_b – основной угол наклона зубьев;

$$\beta_b = \operatorname{arc} \sin \cdot (\sin \beta \cdot \cos 20^\circ), \quad (4.18)$$

β – угол наклона зуба

α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении [3]:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}, \quad (4.19)$$

α_{tw} – угол зацепления; для передач, изготовленных без смещения
 $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

Для прямозубых передач $Z_H = 2,5$.

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; определяют по формулам [3]:

$$\text{для прямозубых передач } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (4.20)$$

$$\text{для косозубых передач } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (4.21)$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия, [3]:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta, \quad (4.22)$$

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

$$F_{tH} = \frac{2000 T_{1H}}{d_1}, \quad (4.23)$$

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

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

K_H – коэффициент нагрузки, [3]:

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (4.24)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, при равномерном режиме нагружения двигателя и режиме нагружения исполнительного звена с малой неравномерностью $K_A = 1,25$;

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, [3]:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_{tH} K_A}, \quad (4.25)$$

где w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм , [3]:

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v_1 \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.26)$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; принимают по таблице П1.11;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; принимают по таблице П1.13;

v_1 , a_w , u – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа (см. разд. 4.1).

Если по расчету $w_{Hv} > w_{Hv \max}$, (таблица П1.14), то принимают

$$w_{Hv} = w_{Hv \max}.$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику на рис.П1.3;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$, для косозубых и шевронных колес определить по формуле [4]:

$$K_{H\alpha} = 1 + k(n_{ст} - 5), \quad (4.27)$$

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

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

4.3. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчет производят отдельно для шестерни и колеса по формуле [3]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq \sigma_{HP \max}, \quad (4.28)$$

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

σ_H – контактное напряжение при расчете на выносливость; величину σ_H определяют по формуле (4.16);

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}$ – выбирают по каталогу электродвигателей (табл. 1.1);

$\sigma_{HP \max}$ – допускаемое предельное контактное напряжение, определяемое по формуле (3.11).

Нагрузочная способность поверхностей зубьев обеспечивается при выполнении условий (4.16) и (4.28). При невыполнении этих условий необходимо изменить параметры передачи и выполнить перерасчет.

4.4. Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Расчет выполняют для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение

$$\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}},$$

где σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, определяемое по формуле (3.12);

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяемый по графику на рисунке П1.4 или приближенно по формуле [3]:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (4.29)$$

где x – коэффициент смещения; для передач без смещения $x = 0$;
 z_v – эквивалентное число зубьев, определяют по формуле [3]:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (4.30)$$

где z – число зубьев колеса;

β – угол наклона зуба, для прямозубых колес $z_v = z$.

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

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \quad (4.31)$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле [3]:

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{bm} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon, \quad (4.32)$$

где F_{tF} – окружная сила на делительном цилиндре зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, Н,

$$F_{tF} = \frac{2000 T_H}{d}, \quad (4.33)$$

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

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

K_F – коэффициент нагрузки, который определяют по формуле [3]:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}, \quad (4.34)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, при равномерном режиме нагружения двигателя и режиме нагружения исполнительного звена с малой неравномерностью $K_A = 1,25$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, [3]:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_{tF} K_A}, \quad (4.35)$$

где w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, $\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, [3]:

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.36)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; принимают по таблице П1.11;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; принимают по таблице П1.13;

v , a_w , u – уточненные значения окружной скорости зубчатого колеса, по которому ведется расчет, межосевого расстояния и передаточного числа (см. разд. 4.1).

Если по расчету $w_{Fv} > w_{Fv \max}$, (таблица П1.14), то принимают

$$w_{Fv} = w_{Fv \max}.$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику на рис. П1.3;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1,0$, для косозубых и шевронных колес определить по формуле [4]:

$$K_{F\alpha} = 1 + k(n_{ст} - 5), \quad (4.37)$$

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

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

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубых колес $Y_{\beta} = 1,0$; для косозубых определяют по формуле [3]:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7, \quad (4.38)$$

где ε_{β} – коэффициент осевого перекрытия; определяют по формуле [3]:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x}, \quad (4.39)$$

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

p_x – осевой шаг, мм, который определяют по формуле [3]:

$$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}, \quad (4.40)$$

m – модуль зацепления, мм;

β – угол наклона, град;

Y_{ε} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямозубых передач $Y_{\varepsilon} = 1,0$; для косозубых передач определяют по формуле [3]:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}. \quad (4.41)$$

4.5. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Расчет выполняют для менее прочного колеса передачи.

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 [3]:

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}, \quad (4.42)$$

где $\sigma_{F \max}$ – расчетное местное напряжение, МПа, определяют по формуле [3]:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}, \quad (4.43)$$

где σ_F – расчетное местное напряжение при изгибе, определенное по формуле (4.32)

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}$ – выбирают по каталогу электродвигателей (см. табл.1.1);

$\sigma_{FP \max}$ – допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, определенное по формуле (3.20).

4.6. Параметры зацепления зубчатой передачи

Выбрав окончательно величины m , b_w , z , d_w , a_w , рассчитывают диаметры вершин d_a и впадин d_f по формулам [5]:

$$d_a = d_w + 2m, \quad (4.44)$$

$$d_f = d_w - 2,5m. \quad (4.45)$$

Параметры зацепления представляют в виде таблицы.

Таблица 4.1 **Параметры зубчатого зацепления**

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	m	мм		
Число зубьев	z			
Диаметр начальной окружности	d_w	мм		
Делительный диаметр	d	мм		
Диаметр окружности вершин	d_a	мм		
Диаметр окружности впадин	d_f	мм		
Ширина зубчатого венца	b_w	мм		
Угол зацепления	α	град.		
Угол наклона зубьев	β	град.		
Степень точности				

4.7. Особенности расчета зубчатых передач редукторов с общей масляной ванной (с картерной смазкой)

Вначале рассчитывают наиболее нагруженную (тихоходную) ступень, определяющую габаритные размеры редуктора по методике, изложенной в разделах 4.1...4.6.

Диаметры колес остальных ступеней редуктора выбирают из условия их смазки окунанием в общую масляную ванну. При этом исходят из следующих соображений:

1. Исходя из габаритов и массы, лучшие показатели имеют редукторы, у которых диаметры колес (а не шестерен) всех ступеней близки между собой [6] – диаметр колеса каждой ступени рекомендуют принимать на 10...20 % меньше диаметра колеса предыдущей, ранее рассчитанной ступени. Например, для двухступенчатого цилиндрического редуктора

$$d_{w2} = (0,8...0,9)d_{w4}, \quad (4.46)$$

Диаметр начальной окружности шестерни рассчитываемой ступени:

$$d_{w1} = d_{w2} / u_1, \quad (4.47)$$

2. Для уменьшения потерь на перемешивание и разбрызгивание масла максимальное погружение в масло колес тихоходной ступени – не более $\frac{1}{3}$ радиуса колеса, быстроходных – не более двойной высоты зуба.

По формуле (4.2) определяют окружную скорость v_1 шестерни и по рекомендациям (раздел 4.1) тип передачи (прямозубая или косозубая).

Выбирают материал для изготовления зубчатых колес быстроходной ступени передачи и рассчитывают допускаемые напряжения по методике, изложенной в разделах 3.1...3.4.

Приняв предварительно коэффициент $K_{H\beta} = 1,0$, определяют параметр ψ_{bd} по формуле:

$$\psi_{bd} = \frac{K_d^3 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\beta} \cdot (u + 1)}{d_{w1}^3 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u}, \quad (4.48)$$

где T_{H1} – вращающий момент на шестерне I, Н·м;

$K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ - для прямозубой передачи, $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$ - для косозубых передач.

Рассчитанная величина ψ_{bd} должна удовлетворять рекомендациям, изложенным в таблице П 1.8.

По формулам (4.3) и (4.4) определяют рабочие ширины b_w венцов шестерни и колеса и округляют до ближайших стандартных значений (таблица П1. 10).

Далее расчет ведут по методике, изложенной в разделах 4.1...4.6.

4.8. Особенности расчета раздвоенных зубчатых передач

Расчет раздвоенных передач выполняют по величине расчетного момента:

$$T_{HP} = 0,5 \cdot T_H \cdot K_{HP}, \quad T_{FP} = 0,5 \cdot T_F \cdot K_{HP}, \quad (4.49)$$

где T_H, T_F – вращающий момент на валу шестерен (колес) раздвоенной ступени;

K_{HP} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между параллельными потоками раздвоенной ступени; $K_{HP} = 1,0$ – один из валов ступени имеет «плавающие» опоры, второй вал – фиксирующие опоры; $K_{HP} = 1,2 \dots 1,5$ – оба вала имеют фиксирующие опоры.

Для равномерного распределения передаваемой мощности между параллельными парами раздвоенной ступени зубчатые колеса выполняют косозубыми с противоположным наклоном зубьев. Угол наклона зубьев рекомендуют принимать $\beta_b = 25 \dots 40^\circ$ [6]. Положение одного вала раздвоенной ступени относительно другого определяют наклоненные в разные стороны зубья, поэтому фиксировать относительно корпуса следует только один вал, а второй должен иметь «плавающие» опоры, допускающие свободу самоустановки в осевом направлении ($K_{HP} = 1,0$).

4.9. Особенности расчета цилиндрических зубчатых передач с шевронными колесами

Шевронными обычно выполняют колеса тихоходной ступени тяжело нагруженных цилиндрических 2-ступенчатых редукторов (рис. П1.1в). Быстроходную ступень выполняют раздвоенной с косозубыми колесами. Углы наклона зубьев быстроходной и тихоходной ступеней $\beta_b = 25 \dots 40^\circ$ [6].

Для равномерного нагружения полушевронных рекомендуют [6] тихоходный вал устанавливать на «плавающих» опорах, промежуточный и быстроходный валы редуктора – на фиксирующих опорах.

Расчет тихоходной (шевронной) ступени выполняют по методике разделов 4.1...4.6. При этом параметр ψ_{bd} , выбранный по рекомендациям 4.2 необходимо увеличить в 1,3...1,4 раза [8].

Рабочую ширину зубчатого венца шестерни b_{w1} вычисляют по формуле 4.3.

Рабочая ширина полушеврона шестерни:

$$b_{пш1} = 0,5 \cdot b_{w1}, \quad (4.50)$$

Рабочая ширина полушеврона колеса:

$$b_{\text{шш2}} = 0,5 \cdot b_{w1} - (3...5), \quad (4.51)$$

Рабочая ширина зубчатого венца колеса:

$$b_{w2} = 2b_{\text{шш2}} = b_{w1} - (6...10), \quad (4.52)$$

Общая ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_{w1} + a, \quad (4.53)$$

где a – ширина канавки для выхода инструмента и стружки при нарезании зубьев; при нарезании зубьев червячной фрезой ширину канавки принимают по таблице П1. 15.

Общая ширина венца колеса (рис. П1.7):

$$b_2 = b_1 - (3...5) = b_{w1} + a - (3...5) = b_{w2} + a + (3...5), \quad (4.54)$$

Глубина канавки для выхода инструмента и стружки при нарезании зубьев:

$$h \geq 2,5m. \quad (4.55)$$

4.10. Особенности расчета зубчатых передач цилиндрических соосных редукторов

В соосных редукторах [12]:

$$a_{wБ} = a_{wТ}, \quad (4.56)$$

где $a_{wБ}$ – межосевое расстояние быстроходной ступени;

$a_{wТ}$ – межосевое расстояние тихоходной ступени,

$$\psi_{bdБ} = \psi_{bdТ} \cdot 0,5, \quad (4.57)$$

Вначале рассчитывают тихоходную ступень редуктора по методике разделов 4.1...4.6.

Быстроходную ступень рассчитывают в следующей последовательности.

Определяют диаметр начальной окружности шестерни [12]:

$$d_{w1} = \frac{2a_{wБ}}{u_B + 1}, \quad (4.58)$$

По формуле 4.2 определяют окружную скорость v_1 шестерни и по рекомендациям раздела 4.1 тип передачи. По методике разделов 4.1...4.6 определяют величины b_w , m_n , β_b , z_1 , d_{w1} .

Диаметр колеса быстроходной ступени:

$$d_{w2} = 2a_{wБ} - d_{w1}, \quad (4.59)$$

Уточняют величины z_2 , d_{w2} , $a_{wБ}$.

Если условие (4.56) не выполняется, то производят вписывание $a_{wБ}$ в заданное межосевое расстояние $a_{wТ}$.

Для косозубых передач условие (4.56) выполняют подбором угла наклона зубьев по формуле [5]:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n z_\Sigma}{2a_{wТ}}\right), \quad (4.60)$$

где z_Σ – суммарное число зубьев,

$$z_\Sigma = z_1 + z_2. \quad (4.61)$$

Для прямозубых передач условие (4.56) выполняют, применяя смещение инструмента при нарезании зубьев колес.

При этом делительные диаметры $d = mz = const$ и делительное межосевое расстояние $a = 0,5(d_1 + d_2) = const$.

Коэффициент воспринимаемого смещения [12]:

$$y = \frac{(a_{wТ} - a_{wБ})}{m}, \quad (4.62)$$

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса [12]:

$$d_w = d \cdot \left[1 + \frac{2y}{z_1 + z_2} \right] = mz \cdot \left[1 + \frac{2y}{z_1 + z_2} \right], \quad (4.63)$$

Межосевое расстояние a_{wB} быстроходной ступени определяют по формуле (4.11.) и проверяют выполнение условия (4.56).

Далее подсчитывают величину $\frac{1000 \cdot y}{(z_1 + z_2)}$ и по рисунку П1.8 находят величину $A = \frac{1000 \cdot \Delta y}{(z_1 + z_2)}$.

Коэффициент уравнительного смещения [12]:

$$\Delta y = A \cdot 10^{-3} (z_1 + z_2). \quad (4.64)$$

Суммарный коэффициент смещения инструмента [12]:

$$x_{\Sigma} = y + \Delta y. \quad (4.65)$$

Коэффициент смещения инструмента при нарезании зубьев шестерни [12]:

$$x_1 = 0,5 \cdot \Delta y + \frac{y \cdot z_1}{z_1 + z_2}, \quad (4.66)$$

Коэффициент смещения инструмента при нарезании зубьев колеса [12]:

$$x_2 = x_{\Sigma} - x_1, \quad (4.67)$$

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f определяют по формулам [12]:

$$d_a = m(z + 2 + 2x - 2\Delta y), \quad (4.68)$$

$$d_f = m(z - 2,5 + 2x). \quad (4.69)$$

5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Материалы для изготовления шестерни и колеса выбирают по рекомендациям раздела 2.

Допускаемые напряжения вычисляют по методике раздела 3 (так же, как и для цилиндрических передач).

Рассматриваются расчеты прямозубых передач и передач с круговыми зубьями (см. рис. П1.11).

5.1. Проектировочный расчет на контактную выносливость

Вначале принимают, что передача прямозубая и определяют средний диаметр d_{m1} шестерни по формуле [13]:

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\vartheta_H \Psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}, \quad (5.1)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач

$$K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3};$$

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

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают по графику на рис. П1.10;

u – передаточное число рассчитываемой пары;

ϑ_H – коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес; для колес с прямым зубом принимают $\vartheta_H = 0,85$;

Ψ_{bd} – коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра, $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{m1}}$, выбираемый в зависимости от твер-

дости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор принимают по таблице П1.8;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, (см. разд. 3.1).

Окружную скорость шестерни v_{m1} определяют по формуле 4.2 при $d_{w1} = d_{m1}$. При $v_{m1} \leq 2,5 \text{ М/с}$ ([14], с. 250) – передача прямозубая. При $v_{m1} > 2,5 \text{ М/с}$ применяют колеса с круговыми (рис. П1.11) зубьями с углом наклона $\beta_n \approx 35^\circ$ и производят перерасчет – определяют величину d_{m1} по формуле 5.1 при $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$, допускаемых напряжениях σ_{HP} вычисленных по формуле 3.9 и коэффициенте ϑ_H , который рекомендуется применять по таблице П1.16 в зависимости от способа упрочнения зубьев шестерни и колеса.

Колеса с тангенциальными зубьями из – за ряда недостатков находят ограниченное применение. Поэтому в крупносерийном и массовом производстве почти исключительно применяют колеса с круговыми зубьями.

Определяют рабочую ширину зубчатого венца шестерни и колеса [13]:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1}, \quad (5.2)$$

Величину b_w округляют до ближайшего стандартного значения по таблице П1.10.

Углы делительных конусов (рис. П1.9 и П1.11) колеса и шестерни определяют по формулам [13]:

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.3)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (5.4)$$

Внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \cdot \sin \delta_1, \quad (5.5)$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1}, \quad (5.6)$$

Проверяют правильность выбора параметра ψ_{bd} по условию [13]:

$$b_w / R_e \leq 0,3. \quad (5.7)$$

Если условие 5.7 не выполняется, то уменьшают величину ψ_{bd} и производят перерасчет, начиная с определения диаметра d_{m1} (по формуле 5.1).

Для конических зубчатых колес с прямыми зубьями в качестве расчетного принимают внешний окружной модуль m_{te} , для конических зубчатых колес с круговыми зубьями – средний нормальный модуль m_{nm} в середине зубчатого венца.

Конические колеса с прямыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле [13]:

$$m_{te} \geq 0,1b_w, \quad (5.8)$$

и округляют до ближайшего стандартного значения по таблице П1.12.

Число зубьев шестерни z_1 определяют по формуле [13]:

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} \geq z_{\min} = 17 \cos^3 \beta_n, \quad (5.9)$$

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

Значение z_1 округляют до целого числа.

Число зубьев колеса z_2 определяют по формуле 4.7 и округляют до целого числа.

Уточняют величины:

передаточного числа u по формуле 4.8;

углов делительных конусов колеса δ_2 и шестерни δ_1 по формулам 5.3 и 5.4;

внешних диаметров шестерни и колеса по формуле [13]:

$$d_e = z \cdot m_{te}, \quad (5.10)$$

средних диаметров шестерни и колеса по формуле [13]:

$$d_m = d_e - b_w \cdot \sin \delta_1, \quad (5.11)$$

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

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1}, \quad (5.12)$$

значение m_{tm} не округляют;

окружной скорости v_{m1} шестерни по формуле 4.2;

внешнего конусного расстояния R_e определяют по формуле [13]:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (5.13)$$

условного межосевого расстояния a_w по формуле:

$$a_w = 0,5(d_{m1} + d_{m2}). \quad (5.14)$$

Конические колеса с круговыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле (5.8).

Определяют числа зубьев шестерни z_1 по формуле (5.9).

Число зубьев колеса z_2 определяют по формуле 4.7 и округляют до целого числа.

Определяют модуль m_{tm} в среднем нормальном сечении по формуле (5.12)

Модуль нормальный m_{nm} в среднем сечении для кругового зуба при $\beta_n = 35^\circ$ определяют по формуле [10]:

$$m_{nm} = m_{tm} \cos \beta_n, \quad (5.15)$$

и округляют до ближайшего стандартного значения по таблице П1.9.

Уточняют величины:

передаточного числа u по формуле 4.8;
углов делительных конусов колеса δ_2 и шестерни δ_1 по формулам 5.3 и 5.4.

Определяют средний делительный диаметр шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} по формулам [13]:

$$d_{m1} = \frac{z_1 m_{nm}}{\cos \beta_n}, \quad (5.16)$$

$$d_{m2} = \frac{z_2 m_{nm}}{\cos \beta_n}. \quad (5.17)$$

Среднее конусное расстояние R_m определяют по формуле [13]:

$$R_m = \frac{m_{nm} z_c}{2 \cos \beta_n}, \quad (5.18)$$

где z_c – число зубьев плоского колеса,

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (5.19)$$

Внешнее конусное расстояние R_e определяют по формуле [13]:

$$R_e = R_m + 0,5b_w. \quad (5.20)$$

Внешний окружной модуль m_{te} определяют по формуле:

$$m_{te} = \frac{2R_e}{z_c}. \quad (5.21)$$

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} определяют по формулам [13]:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1, \quad (5.22)$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2, \quad (5.23)$$

Уточняют окружную скорость v_{m1} шестерни по формуле 4.2 и условное межосевое расстояние a_w по формуле (5.14).

5.2. Проверочный расчет на контактную выносливость

Контактная выносливость обеспечивается при условии [13]:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H}{\vartheta_H b_w d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (5.24)$$

где Z_E, Z_H, Z_ε – смотреть раздел 4.2;

ϑ_H – коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес; для колес с прямым зубом принимают $\vartheta_H = 0,85$; для колес с круговым зубом коэффициент ϑ_H рекомендуется применять по таблице П1.16 в зависимости от способа упрочнения зубьев шестерни и колеса.

5.3. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Выполняют по методике раздела 4.3.

5.4. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе

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

С заданной степенью вероятности усталостный излом зубьев предупреждается при условии [6]:

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_{tF} K_F}{\vartheta_F b_w m_m} \leq \sigma_{FP}, \quad (5.25)$$

где Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяют по графику рис.П1.4 в соответствии с эквивалентным числом зубьев z_v ,

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n}, \quad (5.26)$$

ϑ_F – коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес; для колес с прямым зубом принимают $\vartheta_F = 0,85$; для колес с круговым зубом коэффициент ϑ_F рекомендуется применять по таблице П1.16 в зависимости от способа упрочнения зубьев шестерни и колеса.

m_m – модуль в среднем нормальном сечении зуба; для прямозубых колес – это модуль m_{tm} , определенный по формуле (5.12); для колес с круговым зубом – это модуль нормальный, определенный по формуле (5.16).

5.5. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Расчет выполняют по методике раздела 4.5.

5.6. Выбор осевой формы зубьев конической передачи

В зависимости от того, как изменяются размеры сечений по длине зуба конические зубчатые колеса выполняют трех форм [1]:

– осевая форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис.П.1.9 а);

– осевая форма II – понижающиеся зубья (рис. П.1.9 б и в);

– осевая форма III – равновысокие зубья (рис. П.1.9 г).

Осевая форма I. Размеры поперечных сечений зуба расчетного конического зубчатого колеса осевой формы I изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. П.1.9а). При этом все поперечные сечения зуба геометрически подобны. На практике с целью обеспечения постоянного радиального зазора по ширине зубчатого колеса принимают углы: $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$. По-

этому в такой конической зубчатой передаче вершины конусов делительного и впадин соответствующего зубчатого колеса сходятся в одной точке, которая не совпадает с вершиной конуса вершин зубьев (рис. П.1.9 а).

Осевая форма I является единственной для конических передач с прямыми зубьями. Для конических передач с круговыми зубьями осевую форму I используют при:

$$m_{nm} \geq 2 \text{ мм}; R_m = 60 \dots 650 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100.$$

Для нарезания круговых зубьев осевой формы I используют односторонний способ, когда при данной настройке станка профилируется только одна сторона зуба. Для обработки противоположных сторон зубьев производится переналадка станка. Такой способ нарезания используется в единичном и мелкосерийном производствах. В крупносерийном и массовом производствах для нарезания зубьев данной формы при обработке каждой стороны зуба используют отдельный станок и отдельную зуборезную головку или применяют осевую форму II.

Осевая форма II. При данной форме зубьев вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Вершина конуса впадин располагается таким образом, что ширина дна впадины зубьев шестерни и колеса остается постоянной по длине зуба, т.е. обеспечивается параллельность (эквидистантность) линий, образующих дно впадины. В то же время толщина зуба на делительном конусе возрастает пропорционально расстоянию от его вершины.

Основное достоинство осевой формы II – возможность обработки зубьев по обеим сторонам одновременно одним и тем же инструментом.

Осевая форма II является основной для конических передач с круговыми зубьями, особенно в крупносерийном и массовом производствах, и применяется при:

$$m_{nm} = 0,4 \dots 25 \text{ мм}; R_m = 6 \dots 700 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 24 \dots 100.$$

Осевая форма III. При данной осевой форме образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Осевая форма зубьев III применяется для конических передач с круговыми зубьями при:

$$m_{nm} = 2 \dots 25 \text{ мм}; R_m = 75 \dots 750 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 40.$$

Осевая форма III находит ограниченное применение.

5.7. Выбор коэффициентов смещения конических передач

Для конических колес применяются смещения с $x_{\Sigma} = 0$, ($x_1 = -x_2$ - для прямозубой передачи) и ($x_{n1} = -x_{n2}$ - для передачи с круговыми зубьями (таблица П1.18)). При этом изменяются соотношения высот головок и ножек зубьев шестерни и колеса, а следовательно, изменяются углы головок и ножек зубьев, а также конусов вершин и впадин, повышаются износостойкость и сопротивление заданию зубьев за счет выравнивания удельных скольжений их профилей. Значения x_1 приведены в таблице П1.17 [1. 2].

В передачах с $u > 1$ шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением (x_1) по табл. П1.17, а колесо с равным ему по величине отрицательным смещением ($x_2 = -x_1$).

Для передач, у которых u и z_1 отличается от указанных в табл. П1.17, коэффициенты смещения принимаются с округлением в большую сторону.

При $u \geq 2,5$ рекомендуется выполнять и тангенциальное смещение.

При тангенциальном смещении толщина зуба шестерни увеличивается, а зуба колеса уменьшается, в результате повышается изгибная усталость зубьев шестерни и может быть достигнута изгибная равнопрочность зубьев шестерни и колеса. Целесообразно применять сочетание смещений $-x_2 = +x_1$ и тангенциального $x_{\tau 1}$.

Коэффициент тангенциального смещения (при $u \geq 2,5$) определяют по формуле [13]:

$$x_{\tau 1} = -x_{\tau 2} = a + b(u - 2,5), \quad (5.27)$$

где a и b – коэффициенты;

для прямозубых колес $a = 0,03$ и $b = 0,008$;

для передач с круговыми зубьями при $\beta_n = 35^\circ$, $a = 0,11$ и $b = 0,01$

5.8.1. Параметры зацепления конической прямозубой передачи [2]

Для конической передачи с прямыми зубьями стандартизован исходный контур во внешнем торцовом сечении, для которого в соответствии с ГОСТ 13754 – 81: угол профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки исходного контура $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,2$.

Геометрический расчет проводят в следующей последовательности.

Определяют внешнюю высоту головки зуба шестерни и колеса:

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)m_e, \quad (5.28)$$

$$h_{ae2} = 2h_a^*m_e - h_{ae1}, \quad (5.29)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки исходного контура;

x_1 – коэффициент смещения у шестерни;

m_e – внешний окружной модуль.

Определяют внешнюю высоту ножки зуба шестерни и колеса:

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^*m_e, \quad (5.30)$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + c^*m_e, \quad (5.31)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора.

Определяют внешнюю высоту зуба шестерни и колеса:

$$h_e = h_{ae} + h_{fe}. \quad (5.32)$$

Определяют угол ножки зуба:

$$\Theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e}. \quad (5.33)$$

Определяют угол головки зуба:

$$\Theta_{a1} = \Theta_{f2}, \quad \Theta_{a2} = \Theta_{f1}. \quad (5.34)$$

Определяют угол конуса вершин:

$$\delta_a = \delta + \Theta_a. \quad (5.35)$$

Определяют угол конуса впадин:

$$\delta_f = \delta - \Theta_f. \quad (5.36)$$

Определяют внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta. \quad (5.37)$$

5.8.2. Параметры зацепления конической передачи с круговыми зубьями [1]

Для конической передачи с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур, параметры которого по ГОСТ16202 – 81 равны: $\alpha_n = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.

Геометрический расчет проводят в следующей последовательности.

Определяют высоту головки зуба шестерни и колеса в среднем сечении:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) \cdot m_{nm}, \quad (5.38)$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_{n2}) \cdot m_{nm}. \quad (5.39)$$

Определяют высоту ножки зуба шестерни и колеса в среднем сечении:

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) \cdot m_{nm}, \quad (5.40)$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2}) \cdot m_{nm}. \quad (5.41)$$

Определяют угол ножки зуба:

$$\Theta_f = \operatorname{arctg} \frac{h_f}{R_m}. \quad (5.42)$$

По формуле (5.33) определяют угол головки зуба.

По формуле (5.34) определяют угол конуса вершин:

По формуле (5.35) определяют угол конуса впадин:

Определяют увеличение высоты головки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению:

$$\Delta h_{ae} = 0,5btg \Theta_a. \quad (5.43)$$

Определяют внешнюю высоту головки зуба шестерни и колеса:

$$h_{ae} = h_a + \Delta h_{ae}. \quad (5.44)$$

Определяют увеличение высоты ножки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению:

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2}, \quad \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1}. \quad (5.45)$$

Определяют внешнюю высоту ножки зуба шестерни и колеса:

$$h_{fe} = h_f + \Delta h_{fe}. \quad (5.46)$$

По формуле (5.31) определяют внешнюю высоту зуба шестерни и колеса:

По формуле (5.36) определяют внешний диаметр вершин зубьев:

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 19326-73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.
2. ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.
3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
4. Детали машин: Учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – 2-е изд., перераб. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 520 с.
5. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496с.
6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов втузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: высш. шк., 2000. – 383 с.: ил.
7. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 400 с.: ил.
8. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.: Высш. шк., 2005. – 309 с.: ил.
9. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.: ил.
10. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 2-е изд. исправл. М.: Машиностроение, 2004, 440 с. ил.
11. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989, 496 с.
12. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие – 2-е изд., испр. и доп. – Брест: БГТУ, 2004. – 488 с.
13. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; под общ. ред. А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Мн.: Выш. шк., 2006. – 560 с. ил.
14. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1.1 – Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках) [8]

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	
Цепные	0,94...0,96	0,90...0,92
Ременная:		
- клиновая, поликлиновая, зубчатая	0,93...0,95	
- плоская	0,94...0,96	
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995	
Муфты	0,98...0,99	

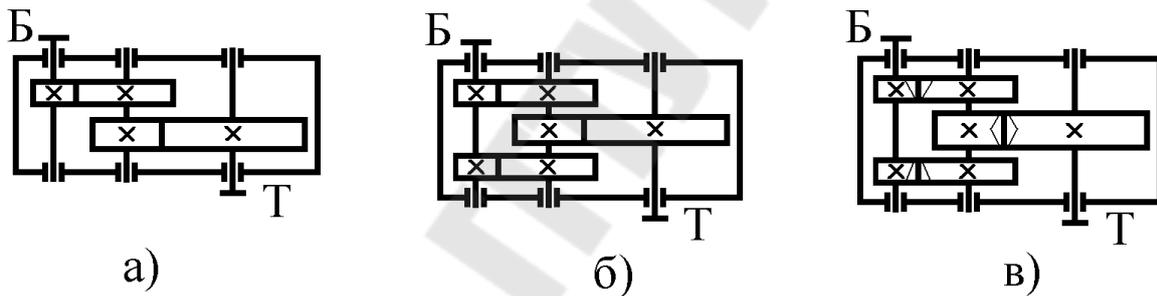


Рис. П1.1 - Кинематические схемы цилиндрических редукторов

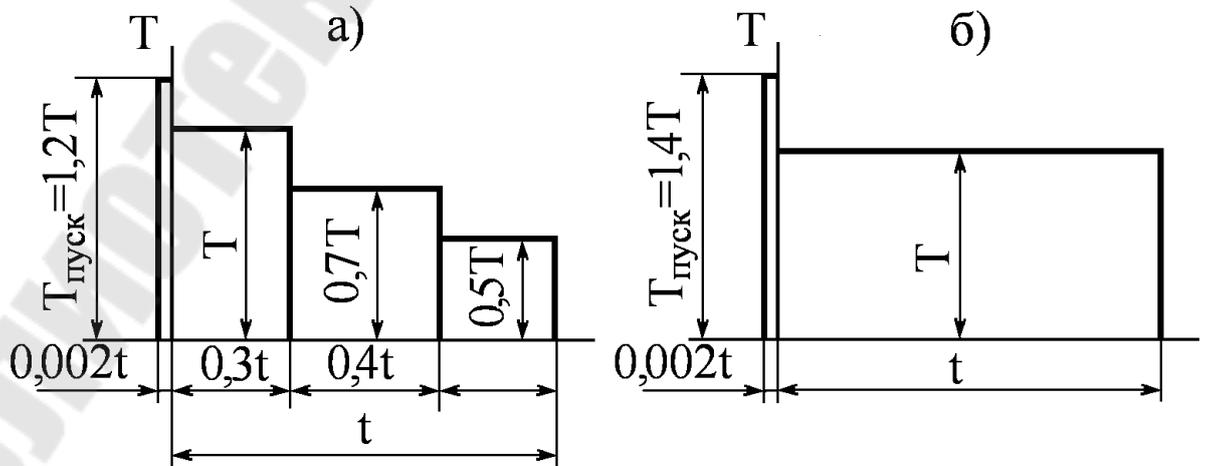


Рис. П1.2 - Примеры циклограмм нагружения привода

Таблица П1.2 – Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А, закрытые, обдуваемые [7]

Мощность, кВт	Типоразмер двигателя	Скольжение, %	$\frac{T_{нач}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Типоразмер двигателя	Скольжение, %	$\frac{T_{нач}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
Синхронная частота вращения 3000 об/мин					Синхронная частота вращения 1500 об/мин			
0,75	71A2	5,9	2,0	2,2	71B4	7,5	2,0	2,2
1,1	71B2	6,3	2,0	2,2	80A4	5,4	2,0	2,2
1,5	80A2	4,2	2,0	2,2	80B4	5,8	2,0	2,2
2,2	80B2	4,3	2,0	2,2	90L4	5,1	2,0	2,2
3,0	90L2	4,3	2,0	2,2	100S4	4,4	2,0	2,2
4,0	100S2	3,3	2,0	2,2	100L4	4,7	2,0	2,2
5,5	100L2	3,4	2,0	2,2	112M4	3,7	2,0	2,2
7,5	112M2	2,5	2,0	2,2	132S4	3,0	2,0	2,2
11,0	132M2	2,3	1,6	2,2	132M4	2,8	2,0	2,2
15,0	160S2	2,1	1,4	2,2	160S4	2,3	1,4	2,2
18,5	160M2	2,1	1,4	2,2	160M4	2,2	1,4	2,2
22,0	180S2	2,0	1,4	2,2	180S4	2,0	1,4	2,2
30,0	180M2	1,9	1,4	2,2	180M4	1,9	1,4	2,2
Синхронная частота вращения 1000 об/мин					Синхронная частота вращения 750 об/мин			
0,75	80A6	8,4	2,0	2,2	90LA8	6,0	1,6	1,7
1,1	80B6	8,0	2,0	2,2	90LB8	7,0	1,6	1,7
1,5	90L6	6,4	2,0	2,2	100L8	7,0	1,8	2,2
2,2	100L6	5,1	2,0	2,2	112MA8	6,8	1,8	2,2
3,0	112MA6	4,7	2,0	2,2	112MB8	5,8	1,8	2,2
4,0	112MB6	5,1	2,0	2,2	132S8	4,1	1,8	2,2
5,5	132S6	3,3	2,0	2,2	132M8	4,1	1,8	2,2
7,5	132M6	3,2	2,0	2,2	160S8	2,5	1/4	2,2
11,0	160S6	2,7	1,2	2,0	160M8	2,5	1,2	2,2
15,0	160M6	2,6	1,2	2,0	180M8	2,6	1,2	2,2
18,5	180M6	2,7	1,2	2,0	200M8	2,3	1,2	2,2
22,0	200M6	2,3	1,2	2,0	200L8	2,7	1,2	2,0
30,0	200L6	2,1	1,2	2,0	225M8	1,8	1,2	2,0

Таблица П1.3 – Двигатели трехфазные асинхронные серии АИР

Тип	P , кВт	Номинальная частота вращения, об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}}$	Тип	P , кВт	Номинальная частота вращения, об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}}$
АИР71А2	0,75	2820	2,6	2,7	АИР71В4	0,75	1350	2,5	2,6
АИР71В2	1,10	2800	2,2	2,4	АИР80А4	1,10	1420	2,2	2,4
АИР80А2	1,50	2880	2,2	2,6	АИР80В4	1,50	1410	2,2	2,4
АИР80В2	2,20	2860	2,1	2,6	АИР90L4	2,20	1430	2,0	2,4
АИР90L2	3,00	2860	2,3	2,6	АИР100S4	3,00	1410	2,0	2,2
АИР100S2	4,00	2850	2,0	2,4	АИР100L4	4,00	1410	2,1	2,4
АИР100L2	5,50	2850	2,1	2,4	АИР112М4	5,50	1430	2,0	2,5
АИР112М2	7,50	2900	2,0	2,2	АИР132S4	7,50	1440	2,0	2,5
АИР132М2	11,00	2910	1,6	2,2	АИР132М4	11,00	1450	2,4	2,9
АИР160S2	15,00	2920	2,1	3,0	АИР160S4	15,00	1460	2,3	2,7
АИР160М2	18,50	2920	2,2	3,0	АИР160М4	18,50	1460	2,3	2,7
АИР180S2	22,00	2930	2,2	2,9	АИР180S4	22,00	1460	2,4	2,5
АИР180М2	30,00	2930	2,4	2,9	АИР180М4	30,00	1460	2,4	2,5
АИР80А6	0,75	920	2,1	2,2	АИР90LА8	0,75	700	1,5	2,0
АИР80В6	1,10	920	2,2	2,3	АИР90LВ8	1,10	710	1,5	2,2
АИР90L6	1,50	940	2,0	2,3	АИР100L8	1,50	710	1,6	2,0
АИР100L6	2,20	940	1,9	2,2	АИР112МА8	2,20	700	1,8	2,2
АИР112МА6	3,00	950	2,0	2,2	АИР112МВ8	3,00	700	1,8	2,2
АИР112МВ6	4,00	950	2,0	2,2	АИР132S8	4,00	700	1,8	2,2
АИР132S6	5,50	960	2,0	2,2	АИР132М8	5,50	700	1,8	2,2
АИР132М6	7,50	950	2,0	2,2	АИР160S8	7,50	720	1,7	2,3
АИР160S6	11,00	970	1,9	2,6	АИР160М8	11,00	720	1,7	2,3
АИР160М6	15,00	970	2,0	2,6	АИР180М8	15,00	730	1,8	2,4
АИР180М6	18,50	980	2,0	2,7	-	-	-	-	-

Таблица П1.4 – Передаточные числа механических передач [7]

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

Таблица П1.5 – Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса при твердости $H \leq 350$ НВ

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 П1.6 – 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 П1.7 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_B , МПа	σ_T , МПа	НВ (сердцевина)	НRC (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 100	590	300	170...217	-	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		
	120...150	690	340	180...207		
45	любой	980	740	335...492	-	Объемная закалка
50	до 100	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			
50Г	до 150 150...400	640 610	370 320	190...230	-	Нормализация
20X	любой	790	640	230...240	-	Цементация и закалка
35X	до 60	940	740	190...241	-	Нормализация
	60...100	740	490			
	100...200	690	440			
35X	любой	740	490	220...260	-	Улучшение
40X	до 60	980	790	200...230	-	Нормализация
	100...200	760	490			
	200...300	740	490			
	300...600	690	440			
40X	до 1200	930	690	257...285	-	Улучшение
	120...150	880	590	243...271		
	150...180	830	540	230...257		
	180...250	780	490	215...243		
40X	любой	980	830	-	50...54	Объемная закалка

Продолжение таблицы П1.7

40ХН	до 60	980	790	220...250	-	Нормализация
	60...100	840	590			
	100...300	790	570			
	300...500	740	550			
40ХН	до 150	930	690	265...295	-	Улучшение
	150...180	880	590	250...280		
	180...250	835	540	235...265		
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	любой	490	275	145...180	-	Нормализация
40Л		520	295	155...195	-	
45Л		540	315	155...195	-	
50Л		570	335	190...220	-	
55Л		590	345	190...220	-	

Таблица П1.8 – Рекомендуемые значения коэффициента ψ_{bd} [13]

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HВ_2 \leq 350$ или $HВ_1$ и $HВ_2 \leq 350$	$HВ_1$ и $HВ_2 > 350$
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Примечания: 1. Предпочтительно придерживаться меньших значений
 2. Для шевронных передач при b_w , равной половине полушевронов, ψ_{bd} увеличить в 1,3...1,4 раза.

Таблица П1.9 – Значения модулей зубчатых колес (ГОСТ 9563 – 60)

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

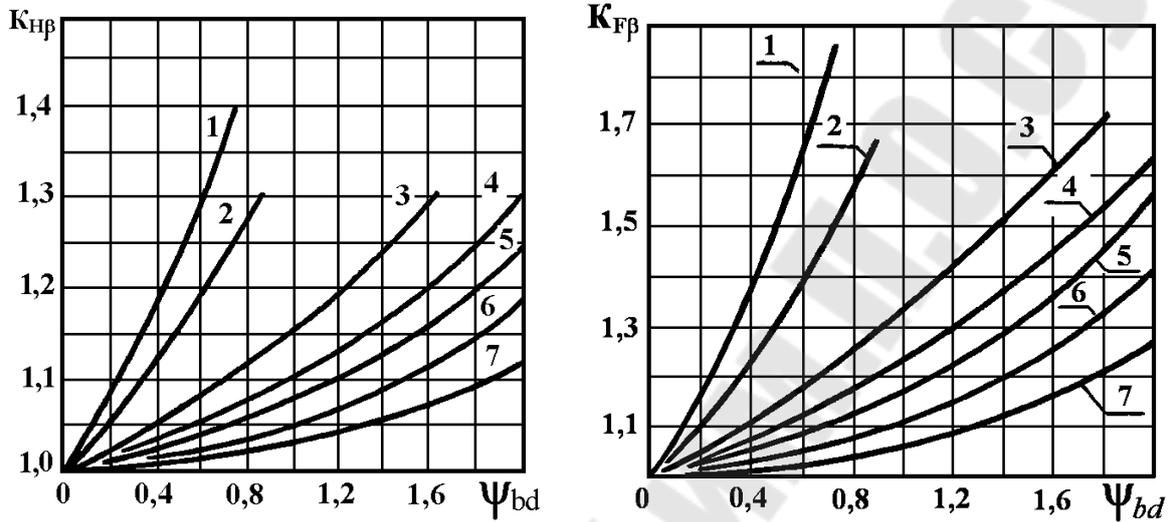
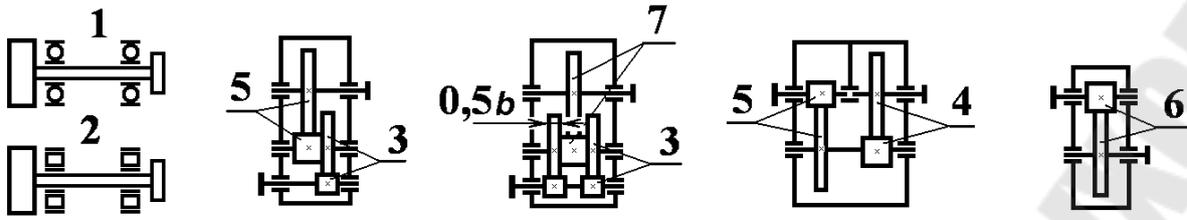


Рис. П1.3 - График для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

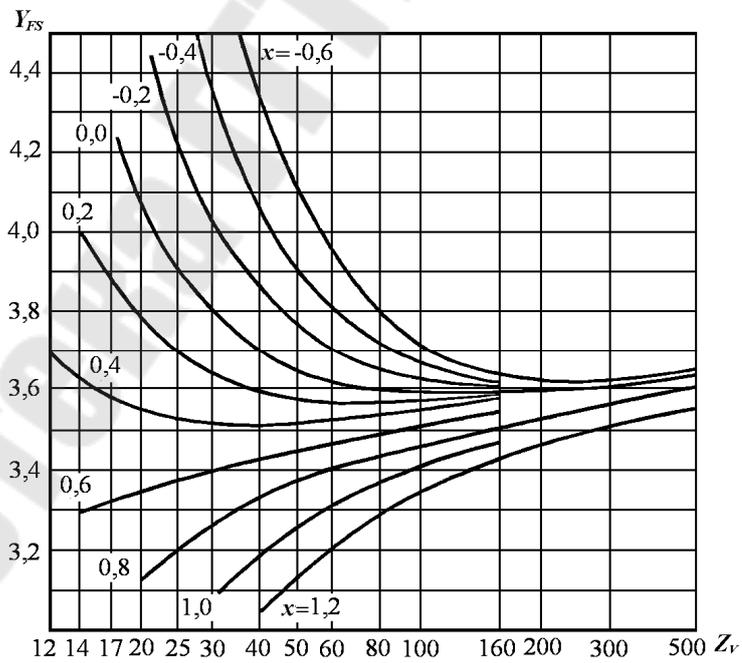


Рис. П1.4 - Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений Y_{FS} .

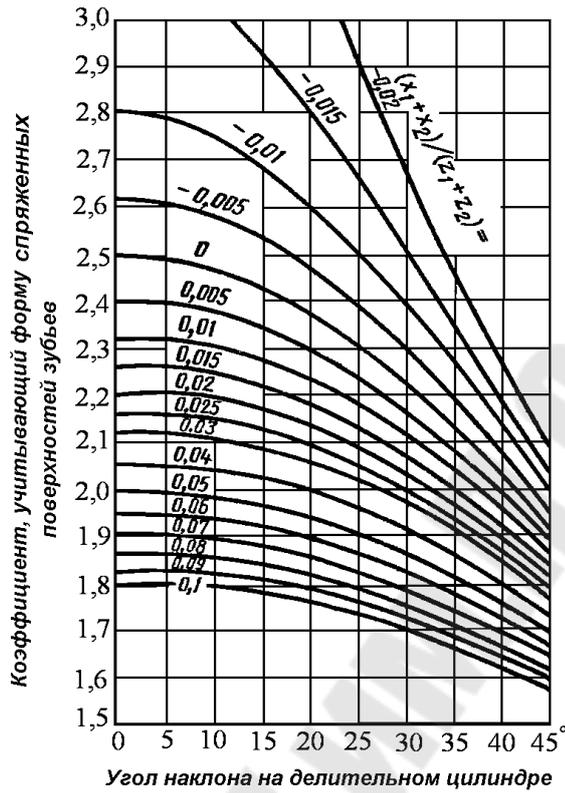


Рис. П1.5 - Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев Z_H

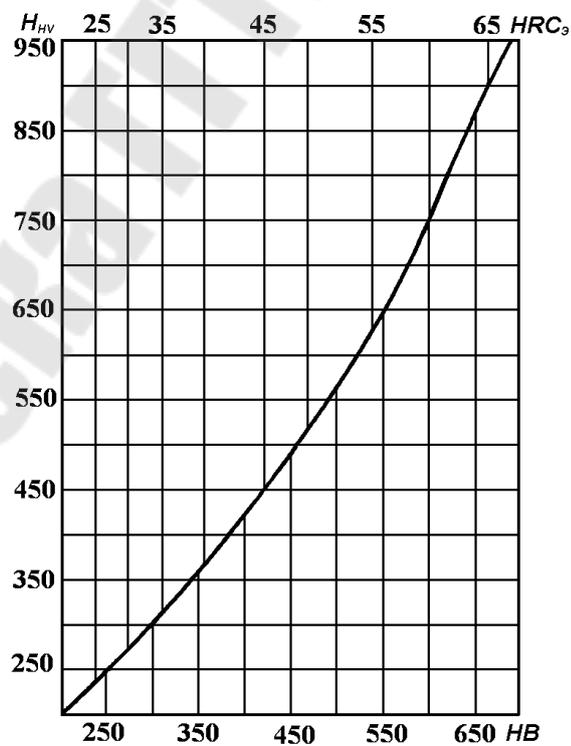


Рис. П1.6 - График соотношений твердостей, выраженных в единицах H_B , HRC_3 и HV

Таблица П1.10 – Номинальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636–69)

Основные размеры	...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	...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 П1.11 – Значения коэффициентов δ_H и δ_F [3]

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

Таблица П1.12 – Степени точности зубчатой передачи (ГОСТ 1643–81)

Степень точности по ГОСТ 1643 – 81	Допустимая 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

Таблица П1.13 – Значения коэффициента g_0 [3]

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по 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 П1.14 – Предельные значения w_{Hv} и w_{Fv} , Н/мм [3]

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 П1.15 – Значения ширины канавки a , предназначенной для выхода червячной фрезы, в зависимости от модуля [5]

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

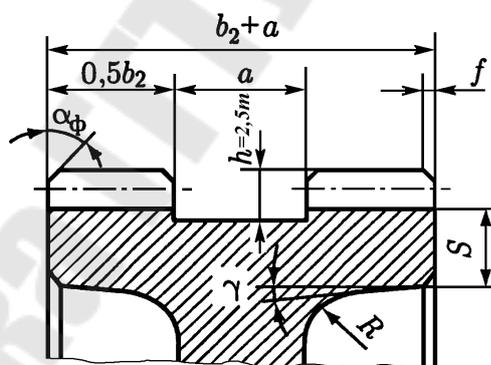


Рис. П1.7 - Конструкция шевронного колеса

Таблица П1.16 – Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F [6]

Твердость	$H_1 \leq 350 HB$ и $H_2 \leq 350 HB$	$H_1 \geq 45 HRC$, $H_2 \leq 350 HB$	$H_1 \geq 45 HRC$ и $H_2 \geq 45 HRC$
ϑ_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
ϑ_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,04u$	$0,65 + 0,11u$

Примечание: Для прямозубых передач $\vartheta_H = \vartheta_F \approx 0,85$.

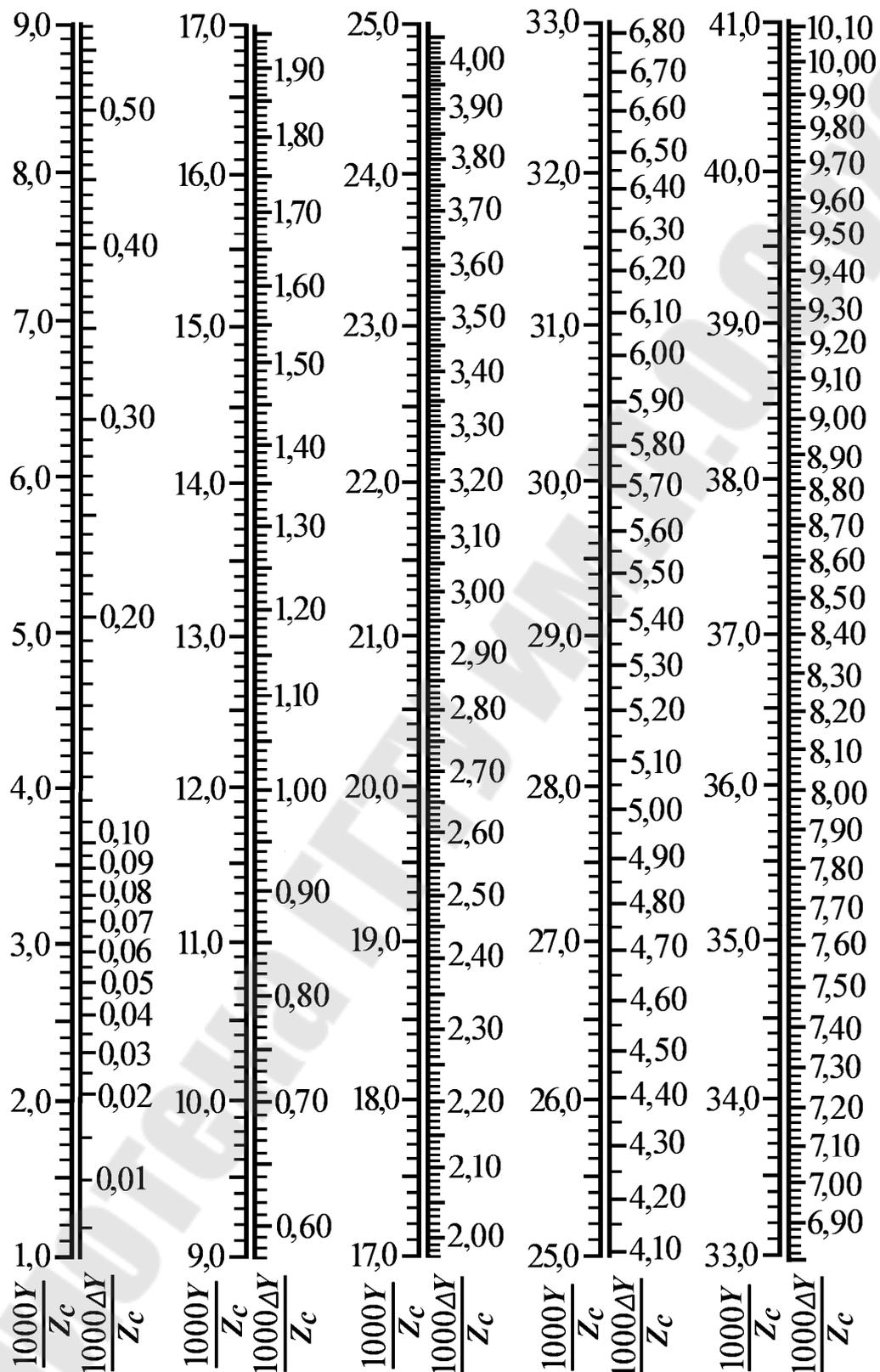


Рис. П1.8 - Номограмма для определения коэффициента уравнительного смещения Δu прямозубой передачи при вписывании в межосевое расстояние a_w

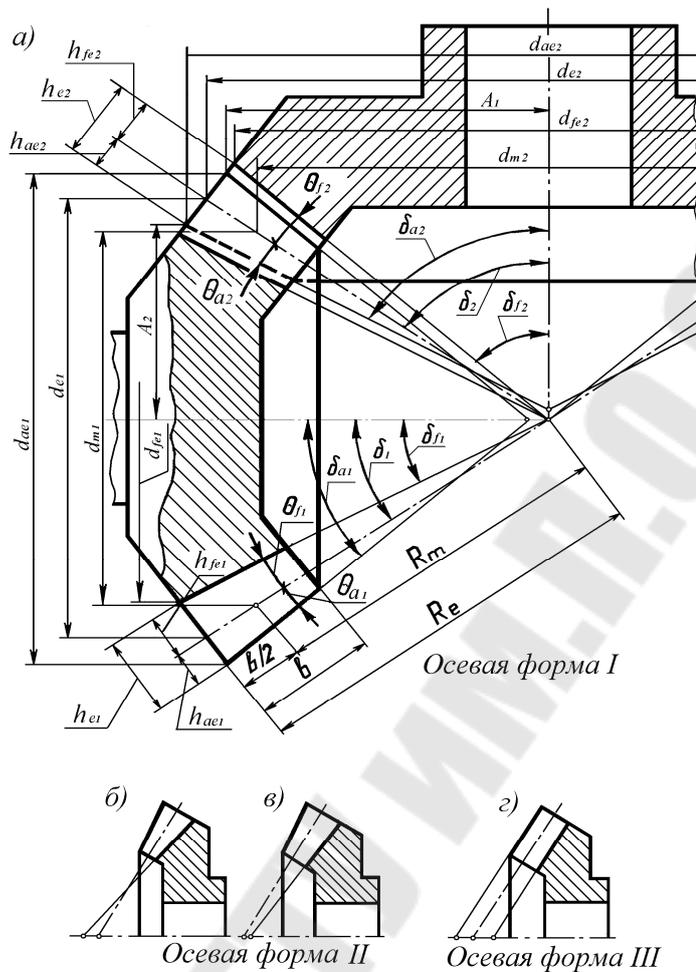


Рис. П1.9 - Осевая форма зубьев конической передачи

Таблица П1.17 – Коэффициенты смещения для конических зубчатых передач с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754 – 68 [2] (с сокращением)

Число зубьев шестерни Z_1	Значения коэффициента смещения x_1 при передаточном числе передачи u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
14	-	-	-	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15	-	-	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16	-	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35

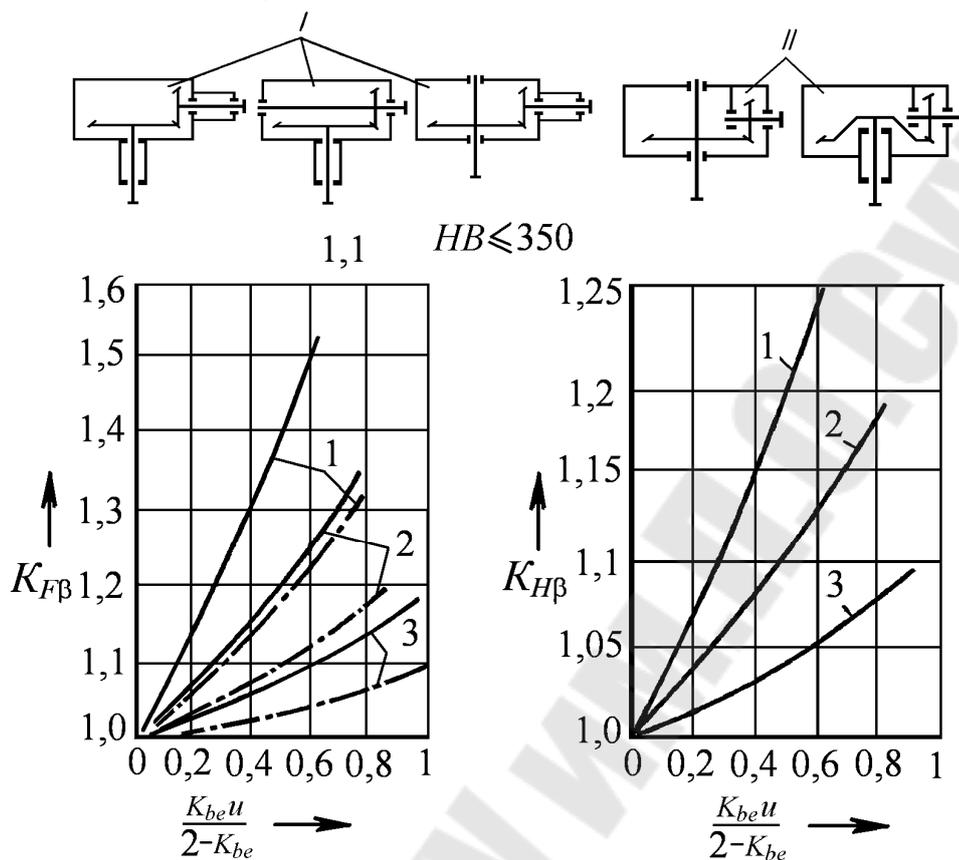


Рис. П1.10 - График для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических передач

Таблица П1.18 – Коэффициенты смещения для конических зубчатых передач с круговыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 16202 – 70 [1]

Число зубьев шестерни Z_1	Значения коэффициента смещения x_{n1} при передаточном числе передачи u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
Расчетный угол наклона зуба β_n св. 29° до 45°												
14				0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38	0,38
15			0,12	0,17	0,22	0,25	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36	0,37
16		0,06	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35	0,35
18	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,33
20	0,00	0,05	0,09	0,13	0,17	0,20	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29	0,30
25	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25	0,26
30	0,00	0,03	0,07	0,09	0,11	0,15	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22	0,23

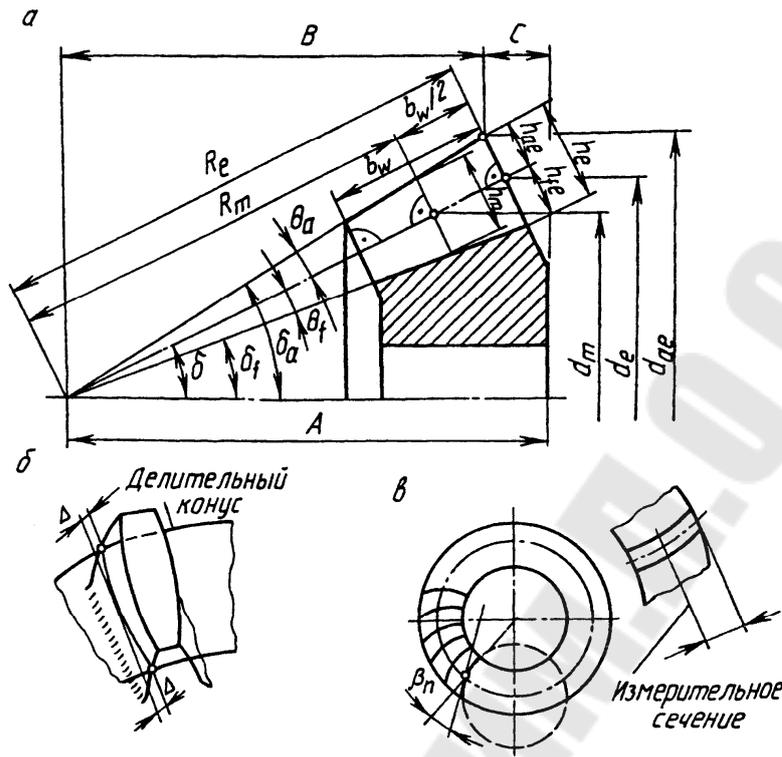


Рис. П1.11 – Схема конических колес с круговыми зубьями

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Энергетический и кинематический расчеты привода	4
1.1. Определение расчетной мощности привода	4
1.2. Выбор электродвигателя	4
1.3. Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным ступеням редуктора	6
1.4. Силовые и кинематические параметры привода	8
2. Выбор материала для изготовления зубчатых колес	9
3. Определение допускаемых напряжений	10
3.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость	10
3.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки ..	12
3.3. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость	12
3.4. Допускаемые напряжения при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	15
4. Расчет цилиндрических зубчатых передач на прочность	16
4.1. Проектировочный расчет на контактную выносливость	16
4.2. Проверочный расчет на контактную выносливость	20
4.3. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	23
4.4. Проверочный расчет на выносливость при изгибе	23
4.5. Проверочный расчет на выносливость при изгибе максимальной нагрузкой	27
4.6. Параметры зацепления зубчатой передачи	27
4.7. Особенности расчета зубчатых передач редукторов с общей масляной ванной (с картерной смазкой)	28
4.8. Особенности расчета раздвоенных зубчатых передач	29
4.9. Особенности расчета цилиндрических зубчатых передач с шевронными колесами	30
4.10. Особенности расчета зубчатых передач цилиндрических соосных редукторов	31
5. Расчет конических зубчатых передач на прочность	34
5.1. Проектировочный расчет на контактную выносливость	34
5.2. Проверочный расчет на контактную выносливость	39

5.3. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	39
5.4. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе...39	
5.5. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.....	40
5.6. Выбор осевой формы зубьев конической передачи	40
5.7. Выбор коэффициентов смещения конических передач	42
5.8.1. Параметры зацепления конической прямозубой передачи	43
5.8.2. Параметры зацепления конической передачи с круговыми зубьями	44
Литература	46
Приложение	47

Полейчук Виталий Николаевич

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА
ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
И КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ
С НОРМАЛИЗОВАННЫМИ
И УЛУЧШЕННЫМИ КОЛЕСАМИ**

**Методические Указания
по курсовому проектированию
по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 28.04.11.

Рег. № 73Е.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>