

Министерство образования и науки РФ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский государственный технологический университет»

Б.С. Леонтьев

РАСЧЕТ ПРИВОДА

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

ЧАСТЬ 1

**Нижекамск
2011**

УДК 621.8
Л 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) КГТУ.

Рецензенты:

Амирова С.С., доктор педагогических наук, профессор;
Латыпов Д.Н., кандидат технических наук, доцент;
Насыров М.Н., главный конструктор
проектно-конструкторского центра ОАО «Нижнекамскнефтехим».

Леонтьев, Б.С.

Л 47 Расчет привода : учебное пособие : в 2 частях. Часть 1 / Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2011. – 62 с.

В 1^й части пособия изложена методика расчета привода, которая включает кинематический расчет, расчеты всех типов передач, предусмотренных дисциплиной «Детали машин», а также приложения в виде таблиц и рисунков, необходимых для расчетов.

Во 2^й части пособия рассмотрены вопросы конструирования валов и других элементов одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора и одноступенчатого червячного редуктора, изложена методика расчета входного и выходного валов на статическую прочность и сопротивление усталости.

Предназначено для студентов технологического факультета всех форм обучения и студентов ФПП, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Детали машин» по второму типу заданий.

Подготовлено на кафедре МАХП Нижнекамского химико-технологического института КГТУ.

УДК 621.8

© Леонтьев Б.С., 2011
© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

«Детали машин» являются первым из расчетно-конструкторских курсов, в котором изучают основы проектирования машин и механизмов.

Выполнение курсового проекта по «Деталим машин» завершает общетехнический цикл подготовки студентов. Это их первая самостоятельная творческая инженерная работа, при выполнении которой студенты используют знания из ряда пройденных дисциплин: механики, сопротивления материалов, технологии металлов, взаимозаменяемости и др.

Объектами курсового проектирования являются приводы различных машин и механизмов (например, ленточных и цепных конвейеров), использующие большинство деталей и узлов общего назначения. Курсовое проектирование позволяет развить умение пользования учебно-методической и справочной литературой, ГОСТами и другой нормативной документацией, прививает навыки производства расчетов и составления пояснительных записок к проектам.

При выполнении первой части курсового проекта (часть 1 учебного пособия) студент последовательно проходит от выбора схемы механизма и исходных расчетных данных к определению основных параметров на валах привода; к расчету размеров конструктивных элементов типов передач, входящих в состав привода; к определению действующих в них нагрузок и напряжений. В приложении 6 представлены схемы привода для заданий 2.1 и 2.8, 2.3 и 2.5. Исходные данные приведены в приложении 7 в таблицах 7.1 для задания 2.1, 7.2 - для задания 2.3, 7.3 - для задания 2.5 и 7.4 - для задания 2.8.

Во второй части курсового проекта (часть 2 учебного пособия) разрабатывается конструктивная схема редуктора, на базе которой определяются размеры и материал входного и выходного валов; подбираются подшипники в опорах валов; определяются конструктивные размеры всех элементов редуктора. Разрабатываются расчетные схемы обоих валов, на основании которых определяются плечи сил и реакции в опорах, после чего выполняется проверка валов на статическую прочность и сопротивление усталости.

Нумерация глав учебного пособия дана в последовательности изложения расчетов. Однако в пояснительной записке к курсовому проекту номера глав должны соответствовать таблице 8.1. (прил. 8).

Учебное пособие «Расчет привода» в 2^х частях вместе с учебной литературой, нормативной документацией и конструктивными схемами №1 и №3 составляет необходимый комплект литературы для расчетно-конструкторской подготовки студентов технологического факультета всех форм обучения и студентов ФПП НХТИ, выполняющих курсовой проект по «Деталим машин» по второму типу заданий.

ГЛАВА 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Привод представляет собой механизм, состоящий из двигателя и механической передачи. В технологических и транспортных машинах в настоящее время в качестве двигателя в основном применяются электрические двигатели, поэтому тематика курсового проекта по «Деталям машин» предусматривает проектирование привода с электрическим двигателем. Проектирование начинается с задания на проект, которое представляет собой кинематическую схему привода (включая редуктор) и исходные данные. Исходными данными являются основные характеристики передач: мощность P_3 и угловая скорость ω_3 на выходе привода.

1.1. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя производится по величине требуемой мощности $P_{тр}$ на валу двигателя, которая связана с полезной мощностью $P_{пол}$ на последнем валу общим КПД привода η , кВт:

$$P_{тр} = \frac{P_{пол}}{\eta}. \quad (1.1)$$

Полезная мощность выражена как мощность P_3 на последнем валу, кВт.

Общий КПД привода η определяется как произведение частных КПД элементов привода. Значения частных КПД – см. приложение 1, таблица 1.1.

Таким образом, общий КПД привода составит:

$$\text{Задание 2.1: } \eta = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^2 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,91266912;$$

$$\text{Задание 2.3: } \eta = \eta_{муф} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{пк}^3 = 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,92 \cdot 0,99^3 = 0,699857262;$$

$$\text{Задание 2.5: } \eta = \eta_{муф} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{пк}^3 = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,99^3 = 0,848576931;$$

$$\text{Задание 2.8: } \eta = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{пк}^3 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 0,88547158;$$

Кроме требуемой мощности, необходимо определить диапазон рекомендуемых оборотов на валу двигателя. Для этого найдем частоту вращения последнего вала, об/мин:

$$n_3 = \frac{\omega_3 \cdot 30}{\pi}. \quad (1.2)$$

Рекомендуемый диапазон передаточных чисел для типов передач:

$$\text{червячная} \quad - u_{чер} = 10 \dots 30;$$

$$\text{зубчатая цилиндр.} \quad - u_{зуб} = 2,5 \dots 5,6;$$

$$\text{ременная} \quad - u_{рем} = 2 \dots 3;$$

$$\text{цепная} \quad - u_{цеп} = 1,5 \dots 3 \text{ (прил.1, табл. 1.2).}$$

Общее передаточное число привода представляет собой произведение передаточных чисел различных типов передач, входящих в состав привода:

$$u = u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{зуб}} \quad (\text{для заданий 2.1; 2.8}); \quad (1.3)$$

$$u = u_{\text{чер}} \cdot u_{\text{цеп}} \quad (\text{для задания 2.3}); \quad (1.4)$$

$$u = u_{\text{зуб}} \cdot u_{\text{цеп}} \quad (\text{для задания 2.5}). \quad (1.5)$$

Используя общую формулу передаточного числа привода, определяем диапазон передаточных чисел u_{min} и u_{max} . Для этого в общую формулу подставляем сначала минимальные рекомендуемые передаточные числа типов передач, а затем – максимальные.

Тогда диапазон рекомендуемых частот вращения двигателя будет:

$$n_{\text{двmin}} = n_3 \cdot u_{\text{min}}; \quad (1.6)$$

$$n_{\text{двmax}} = n_3 \cdot u_{\text{max}}. \quad (1.7)$$

Предварительно сравниваем с этим диапазоном синхронную частоту вращения двигателя n_c .

Выбор электродвигателя производим по каталогам АИР с соблюдением следующих условий:

$P_{\text{тр}} \leq P_{\text{ном}}$, где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность электродвигателя по каталогу, кВт;

$n_{\text{двmin}} < n_c < n_{\text{двmax}}$, об/мин.

Примечания: 1. Номинальная мощность выбранного двигателя должна превышать $P_{\text{тр}}$, но не более, чем на 20%, т.е. $P_{\text{тр}} > 0,8 P_{\text{ном}}$.

2. Синхронную частоту вращения двигателя рекомендуется выбрать из диапазона: $n_c = (2 \dots 3) n_{\text{двmin}}$.

Для выбранного двигателя указываем обозначение по каталогу и выписываем следующие данные:

- 1) номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт;
- 2) синхронная частота вращения n_c , об/мин;
- 3) коэффициент скольжения s , % (или динамический момент инерции ротора, кгс·м²);
- 4) коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$;
- 5) диаметр выходного вала двигателя d_1 , мм.

1.2. Определение передаточных чисел привода

Находим частоту вращения двигателя с учетом скольжения ротора:

$$n_{\text{дв}} = n_c (1 - s), \quad (1.8)$$

если скольжение задано в виде динамического момента инерции ротора;

$$n_{\text{дв}} = n_c \left(1 - \frac{s\%}{100} \right), \quad (1.9)$$

если скольжение задано в %.

Примечание. Вычисленное значение округляем в ближайшую сторону до целого числа (желательно, кратного 5 или 10).

Тогда общее передаточное число привода составит:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3}. \quad (1.10)$$

При распределении передаточного числа привода по типам передач следует руководствоваться следующими соображениями:

1. $u_{\text{зуб}}$ – целое число из рекомендуемого диапазона:

$$u_{\text{зуб}} = 4; 5 \text{ (для заданий 2.1; 2.5, 2.8);}$$

2. $u_{\text{чер}}$ – целое четное число из рекомендуемого диапазона:

$$u_{\text{чер}} = 10; 12; 16; 18; 20; 24 \text{ (для задания 2.3);}$$

3. $u_{\text{рем}} = \frac{u}{u_{\text{зуб}}} = 2 \dots 3$ (для заданий 2.1; 2.8);

$$u_{\text{цеп}} = \frac{u}{u_{\text{чер}}(u_{\text{зуб}})} = 1,5 \dots 3 \text{ (для заданий 2.3; 2.5).}$$

Примечания: 1. Точность расчета передаточных чисел (общего и по п.3) – по инженерному калькулятору.

2. Значение $U_{\text{зуб}}$ или $U_{\text{чер}}$ нужно выбрать так, чтобы величины $U_{\text{рем}}$ и $U_{\text{цеп}}$ находились в рекомендуемом диапазоне.

1.3. Механические параметры на валах привода

При выбранных выше передаточных числах передач (u_i) выполняем расчет соответствующих частот вращения (n_i), угловых скоростей (ω_i), вращающих моментов (T_i) и мощностей (P_i).

1) Частота вращения, об/мин.

Задание 2.1:	вал двигателя № 1	$n_1 = n_{\text{дв}};$
	входной вал редуктора № 2	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рем}}};$
	выходной вал редуктора № 3	$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{зуб}}}.$
Задание 2.3:	вал двигателя	$n_{\text{дв}};$
	входной вал редуктора № 1	$n_1 = n_{\text{дв}};$
	выходной вал редуктора № 2	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{чер}}};$
	вал барабана № 3	$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{цеп}}}.$
Задание 2.5:	вал двигателя	$n_{\text{дв}};$
	входной вал редуктора № 1	$n_1 = n_{\text{дв}};$
	выходной вал редуктора № 2	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{зуб}}};$
	вал барабана № 3	$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{цеп}}}.$

Задание 2.8:	вал двигателя № 1	$n_1 = n_{\text{дв}} ;$
	входной вал редуктора № 2	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рем}}} ;$
	выходной вал редуктора № 3'	$n_3' = \frac{n_2}{u_{\text{зуб}}} ;$
	вал барабана № 3''	$n_3'' = n_3' = n_3 ;$

2) Угловая скорость, с^{-1} .

Для каждого вала привода угловая скорость определяется по формуле:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} . \quad (1.11)$$

Находим ω_1, ω_2 и ω_3 .

Примечание. Точность расчетов угловых скоростей по инженерному калькулятору. Рекомендуется представлять угловую скорость в виде числа, умноженного на π . Например, $n_1 = 1470$ об/мин:

$$\omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{1470 \cdot \pi}{30} = 49 \cdot \pi .$$

3) Вращающие моменты на валах, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Задание 2.1: $T_{\text{ââ}} = \frac{D_{\text{ОД}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ââ}}} , T_1 = T_{\text{дв}} ;$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} .$$

Задание 2.3: $T_{\text{ââ}} = \frac{D_{\text{ОД}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ââ}}} ;$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{пк}} .$$

Задание 2.5: $T_{\text{ââ}} = \frac{D_{\text{ОД}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ââ}}} ;$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{пк}} .$$

Задание 2.8: $T_{\text{ââ}} = \frac{D_{\text{ОД}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ââ}}} ; T_1 = T_{\text{дв}} ;$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3' = T_2 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3'' = T_3' \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} .$$

4) Мощность на валах, кВт.

Задание 2.1: $P_{\text{ââ}} = P_{\text{ОД}} , P_1 = P_{\text{дв}} ;$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{пк}} ; P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot$$

Задание 2.3: $P_{\text{аа}} = P_{\text{обд}}, P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ; P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot$$

Задание 2.5: $P_{\text{аа}} = P_{\text{обд}}, P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} ; P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot$$

Задание 2.8: $P_{\text{аа}} = P_{\text{обд}}, P_1 = P_{\text{дв}} ;$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{пк}} ; P_3' = P_2 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_3'' = P_3' \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot$$

Примечание. При расчете вращающих моментов и мощностей значения T и P рассчитывается с точностью инженерного калькулятора, затем округляются до второго или третьего знака, но округляемое значение с калькулятора не сбрасывается, чтобы при расчете не накапливалась ошибка.

Все рассчитанные механические параметры оформляются в виде таблицы.

Для задания 2.3:

Таблица механических параметров привода

Параметры	n , об/мин	ω , с^{-1}	T , Н · м	P , кВт
Вал двигателя				
Входной вал редуктора № 1				
Выходной вал редуктора № 2				
Вал барабана № 3				

Для задания 2.8:

Таблица механических параметров привода

Параметры	n , об/мин	ω , с^{-1}	T , Н · м	P , кВт
Вал двигателя № 1				
Входной вал редуктора № 2				
Выходной вал редуктора № 3'				
Вал барабана № 3''				

Примечание. Рассчитанные механические параметры не должны отличаться от заданных более, чем на $1 : 10^6$, т.е. $\omega_3 = \omega_3^*$;

$$n_3 = n_3^* ;$$

$T_3(T_3'') = T_3^* ; P_3(P_3'') = P_3^*$, где параметры, помеченные *, заданы или рассчитаны на основе заданных. Например:

$$n_3^* = \frac{\omega_3^* \cdot 30}{\pi} ; T_3^* = \frac{P_3^* \cdot 10^3}{\omega_3^*} .$$

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет производится для заданий 2.1, 2.5 и 2.8.

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. Для изготовления колеса и шестерни чаще всего применяются стали 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ в слабо – и средненагруженных передачах.

2.1. Выбор материала и термической обработки

Назначаем для колеса и шестерни сталь 40Х ГОСТ 4543-71 (прил. 2, табл. 2.1).

Рекомендуемая термическая обработка:

колесо – улучшение, твердость 235...262 НВ;

шестерня – улучшение, твердость 269...302 НВ.

2.2. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H1}$ для шестерни и $[\sigma]_{H2}$ для колеса определяем по общей зависимости в виде:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H\lim} \frac{Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_H}. \quad (2.1)$$

$\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости, МПа. По табл. 2.2 (прил. 2) предел контактной выносливости для колес из улучшенных сталей при средней твердости на поверхности зубьев < 350 НВ:

$$\sigma_{H\lim} = 2\text{НВ}_{\text{cp}} + 70. \quad (2.2)$$

Шестерня: $\text{НВ}_{\text{cp1}} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ НВ};$

$$\sigma_{H\lim1} = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа.}$$

Колесо: $\text{НВ}_{\text{cp2}} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \text{ НВ};$

$$\sigma_{H\lim2} = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа.}$$

Z_N – коэффициент долговечности (учитывает влияние ресурса):

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{N\max}, \quad (2.3)$$

где $Z_{N\max} = 2,6$ для колес из улучшенных сталей.

N_{HG} – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости:

$$N_{HG} = 30 \cdot \text{НВ}_{\text{cp}}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7. \quad (2.4)$$

Шестерня: $N_{HG1} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,34734 \cdot 10^7.$

Колесо: $N_{HG2} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 1,6823 \cdot 10^7.$

N_{HE} – число эквивалентных циклов, соответствующее назначенному ресурсу: $N_{HE} = \mu_H \cdot N_k.$ (2.5)

μ_H – коэффициент эквивалентности, которой определяется по табл. 2.4 (прил. 2) в зависимости от типового режима.

Назначаем для привода **типовой режим II** – средний равновероятностный (прил. 2, рис. 2.1): $\mu_H = 0,25$.

N_k – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

$$N_k = 60 \cdot n \cdot L_h \quad (2.6)$$

где n – частота вращения шестерни или колеса, об/мин;

L_h – суммарное время работы передачи в часах:

$$L_h = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} \quad (2.7)$$

Здесь $L=5$ лет – число лет работы; $K_{\text{год}} = 0,7$ – коэффициент годового использования привода; $K_{\text{сут}} = 0,25$ – коэффициент суточного использования.

Таким образом, $L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 0,25 = 7665$ ч.

Шестерня: $N_{k1} = 60 \cdot n_1 \cdot L_h$; $N_{HE1} = \mu_H \cdot N_{k1}$.

Колесо: $N_{k2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$; $N_{HE2} = \mu_H \cdot N_{k2}$.

Примечания: 1. Для заданий 2.3 и 2.5 $n_1 \Rightarrow n_1$ и $n_2 \Rightarrow n_2$; для заданий 2.1 и 2.8 $n_1 \Rightarrow n_2$ и $n_2 \Rightarrow n_3$.

2. Для удобства сравнения N_{HE} с N_{HG} необходимо значения N_k и N_{HE} представить в виде числа, умноженного на 10^7 .

Например: $n_1=1470$ об/мин; $N_{k1} = 60 \cdot 1470 \cdot 7665 = 676053000 = 67,6053 \cdot 10^7$; $N_{HE1} = 0,25 \cdot 67,6053 \cdot 10^7 = 16,901325 \cdot 10^7$.

Коэффициент долговечности:

$$\text{шестерня} - Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}}; \quad \text{колесо} - Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}}.$$

Для выполнения условия $Z_{N1} \geq 1$ и $Z_{N2} \geq 1$ рассмотрим соотношения N_{HE1} с N_{HG1} и N_{HE2} с N_{HG2} :

а) если $N_{HE1} > N_{HG1}$ и $N_{HE2} > N_{HG2}$, то принимаем $N_{HE1} = N_{HG1}$ и $N_{HE2} = N_{HG2}$, и, следовательно, $Z_{N1} = 1$ и $Z_{N2} = 1$;

б) если $N_{HE1} < N_{HG1}$ и $N_{HE2} < N_{HG2}$, то коэффициент долговечности для шестерни и колеса определяем по вышеприведенным формулам с точностью до третьего или четвертого знака.

Например: $N_{HE1} > N_{HG1}$, а $N_{HE2} < N_{HG2}$. Так как $N_{HE1} > N_{HG1}$, то принимаем $N_{HE1} = N_{HG1}$ и, следовательно, $Z_{N1} = 1$. Так как $N_{HE2} < N_{HG2}$, то коэффициент долговечности Z_{N2} определяем по формуле (2.3).

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:

$Z_R = 0,9 \dots 1$, при этом бóльшие значения для шлифованных и полированных поверхностей с $R_a \leq 0,8$ мкм. Назначаем для обоих колес шлифование и полирование поверхностей зубьев и принимаем $Z_R = 1$.

Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости:

$Z_v = 1 \dots 1,15$ – для малых окружных скоростей $v \leq 5$ м/с. Так как окружная скорость неизвестна, принимаем $Z_v = 1$ (минимальное значение).

S_H – коэффициент запаса прочности:

$S_H = 1,1$ – для колес из улучшенных сталей.

Таким образом: $[\sigma]_{H1} = 641 \cdot \frac{Z_{N1} \cdot 1 \cdot 1}{1,1}$; $[\sigma]_{H2} = 567 \cdot \frac{Z_{N2} \cdot 1 \cdot 1}{1,1}$.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ принимается равным меньшему из допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

Примечание. Величина $[\sigma]_H$ принимается равной целой части значения – десятые и сотые доли отбрасываются.

2.3. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$ определяем по общей зависимости в виде:

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \lim} \frac{Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}. \quad (2.8)$$

$\sigma_{F \lim}$ – предел выносливости при изгибе, МПа. По табл. 2.3 (прил.2) предел выносливости для колес из улучшенных сталей при твердости < 350 НВ:

$$\sigma_{F \lim} = 1,75 \text{НВ}_{\text{cp}}. \quad (2.9)$$

Шестерня: $\sigma_{F \lim 1} = 1,75 \text{НВ}_{\text{cp1}} = 1,75 \cdot 285,5 = 499,625$ МПа.

Колесо: $\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \text{НВ}_{\text{cp2}} = 1,75 \cdot 248,5 = 434,875$ МПа.

Y_N – коэффициент долговечности (учитывает влияние ресурса):

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{N \max}, \quad (2.10)$$

где $Y_{N \max} = 4$ и $q = 6$ для колес из улучшенных сталей;

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости;

N_{FE} – эквивалентное число циклов, соответствующее назначенному ресурсу:

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_k.$$

μ_F – коэффициент эквивалентности, который определяется по таблице 2.4 (прил.2) в зависимости от типового режима (II, средний равновероятностный – см. раздел 2.2) и показателя $q = 6$: $\mu_F = 0,143$.

N_k – ресурс передачи (используется из раздела 2.2).

Примечание. В данном расчете значения N_k и N_{FE} для удобства сравнения представляем в виде числа, умноженного на 10^6 .

Коэффициент долговечности:

$$\text{шестерня} - Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}}; \quad \text{колесо} - Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE2}}}.$$

Для выполнения условия $Y_{N1} \geq 1$ и $Y_{N2} \geq 1$ рассмотрим соотношения N_{FE1} с $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ и N_{FE2} с $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$:

а) если $N_{FE1} > 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} > 4 \cdot 10^6$, то принимаем $N_{FE1} = 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} = 4 \cdot 10^6$, и, следовательно, $Y_{N1} = 1$ и $Y_{N2} = 1$;

б) если $N_{FE1} < 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} < 4 \cdot 10^6$, то коэффициент долговечности для шестерни и колеса определяем по вышеприведенным формулам с точностью до третьего или четвертого знака.

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями:

$Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при шлифовании и полировании поверхностей для колес из улучшенных сталей. Принимаем $Y_R = 1,1$.

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверса):

$Y_A = 1$ при одностороннем приложении нагрузки.

$S_F = 1,7$ – коэффициент запаса прочности для колес из улучшенных сталей.

Таким образом: $[\sigma]_{F2} = 434,875 \cdot \frac{Y_{N2} \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7}$; $[\sigma]_{F1} = 499,625 \cdot \frac{Y_{N1} \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7}$.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_F$ принимается равным меньшему из допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$.

Примечание. Величина $[\sigma]_F$ принимается равной целой части значения – десятые и сотые доли отбрасываются.

2.4. Межосевое расстояние

Определяем предварительное значение межосевого расстояния, мм:

$$a'_w = K(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}}, \quad (2.12)$$

где T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

u – передаточное число зубчатой передачи;

K – коэффициент, зависящий от поверхностной твердости:

$K = 10$ при H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ (H_1 и H_2 – твердость на поверхности зубьев шестерни и колеса).

Примечания: 1. Момент на валу шестерни берется из таблицы механических параметров (см. раздел 1.3) в соответствии с заданной схемой привода: $T_1 \Rightarrow T_1$ для задания 2.5; $T_1 \Rightarrow T_2$ для заданий 2.1 и 2.8.

2. Точность расчета a'_w – второй знак после запятой.

Окружную скорость v вычисляем по формуле, м/с:

$$v = \frac{2\pi \cdot a'_w \cdot n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot (u+1)}, \quad (2.13)$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, об/мин (для задания 2.5 $n_1 \Rightarrow n_1$; для заданий 2.1 и 2.8 $n_1 \Rightarrow n_2$).

Примечание. Точность расчета скорости v – второй знак после запятой.

По таблице 2.5 (прил. 2) назначаем 8 степень точности цилиндрической зубчатой передачи. Устанавливаем, что передача будет прямозубой для заданий 2.1 и 2.5 и косозубой для задания 2.8.

Уточняем предварительно найденное межосевое расстояние, мм:

$$a_w = K_a \cdot (u+1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}} \quad (2.14)$$

K_a – коэффициент межосевого расстояния, МПа^{1/3}:

$K_a = 410$ – для косозубой передачи;

$K_a = 450$ – для прямозубой передачи.

ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния:

$\psi_{ba} = 0,315; 0,4; 0,5$ – при симметричном расположении колес относительно опор. Принимаем $\psi_{ba} = 0,4$.

Коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность:

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (2.15)$$

Коэффициент K_{Hv} учитывает внутреннюю динамику нагружения, связанную с ошибками шагов зацепления и погрешностями профилей зубьев шестерни и колеса. Значения K_{Hv} принимаем по таблице 2.6 (прил.2) в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности (8), окружной скорости (v), твердости на поверхности зубьев (≤ 350 НВ), для прямозубой или косозубой передачи. При несовпадении скорости v с табличными значениями применяем формулу интерполяции:

$$K_{Hv} = K_{Hv} + \frac{K_{Hv>} - K_{Hv<}}{v_{>} - v_{<}} \cdot (v - v_{<}), \quad (2.16)$$

где $K_{Hv<}$ – значение K_{Hv} для меньшей табличной скорости ($v_{<}$);

$K_{Hv>}$ – значение K_{Hv} для большей табличной скорости ($v_{>}$);

$v_{>}$ и $v_{<}$ – большее и меньшее табличные значения скорости, в диапазоне которых находится действительное значение скорости v .

Например: 1. $v = 3,26$ м/с, степень точности 8, H_1 и $H_2 < 350$ НВ,

передача косозубая: $v_{<} = 3$ м/с, $K_{Hv<} = 1,06$; $v_{>} = 5$ м/с, $K_{Hv>} = 1,1$;

$$K_{Hv} = 1,06 + \frac{1,1 - 1,06}{5 - 3} (3,26 - 3) = 1,0652.$$

2. $v = 0,63$ м/с, степень точности 8, H_1 и $H_2 < 350$ НВ, передача

прямозубая: $v_{<} = 1$ м/с, $K_{Hv<} = 1,05$; $v_{>} = 3$ м/с, $K_{Hv>} = 1,15$;

$$K_{Hv} = 1,05 + \frac{1,15 - 1,05}{3 - 1} (0,63 - 1) = 1,0315.$$

Примечание. При $v < 1$ м/с для определения K_{Hv} используется

диапазон табличных скоростей $v_{<} = 1$ м/с и $v_{>} = 3$ м/с.

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий ($K_{H\beta}^0$ – в начальный период работы передачи, $K_{H\beta}$ – после

приработки). $K_{H\beta}^0$ находим по табл. 2.7 (прил. 2) в зависимости от коэффициента ψ_{bd} , схемы передачи и твердости на поверхности зубьев.

ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца колеса относительно диаметра шестерни: $\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$. Т.к. b_2 и d_1 еще не известны, то значение ψ_{bd} вычисляем ориентировочно: $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u+1)$. (2.17)

Схема передачи определяется по рис. 2.2 (прил. 2): при симметричном расположении колес относительно опор – схема 6.

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{Hw}. \quad (2.18)$$

K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев. Его значение находим по табл. 2.8 (прил.2) в зависимости от окружной скорости v для зубчатого колеса, имеющего твердость $H_2 = 248,5 \text{ HB} \approx 250 \text{ HB}$.

При несовпадении действительной скорости v с табличными значениями для определения K_{Hw} применяем формулу интерполяции:

$$K_{Hw} = K_{Hw(v<)} + \frac{K_{Hw(v>)} - K_{Hw(v<)}}{v_{>} - v_{<}} \cdot (v - v_{<}), \quad (2.19)$$

где $K_{Hw(v<)}$ и $K_{Hw(v>)}$ – значения коэффициента K_{Hw} для меньшего и большего табличных значений скорости;

$v_{>}$ и $v_{<}$ – большее и меньшее табличные значения скорости, в диапазоне которых находится действительное значение окружной скорости v .

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями шага зацепления и направления зуба:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) K_{Hw} \quad (2.20)$$

($K_{H\alpha}^0$ – начальное значение коэффициента, $K_{H\alpha}$ – после приработки). $K_{H\alpha}^0$ определяем в зависимости от степени точности по нормам плавности ($n_{ст} = 8$ для степени точности 8):

а) для прямозубых передач: $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 (n_{ст} - 5)$ (2.21)

при условии $1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,25$. Для нашего случая: $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(8 - 5) = 1,18 < 1,25$;

б) для косозубых передач: $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,25 (n_{ст} - 5)$ (2.22)

при условии $1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,6$. Для нашего случая: $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,25(8 - 5) = 1,75 > 1,6$. Принимаем $K_{H\alpha}^0 = 1,6$.

Значение коэффициента K_{Hw} в формуле $K_{H\alpha}$ принимается таким же, как в формуле $K_{H\beta}$.

Примечание. Значения коэффициентов K_{Hv} , $K_{H\beta}$ и $K_{H\alpha}$ определяем с точностью инженерного калькулятора.

Далее определяем коэффициент K_H по формуле (2.15) – точность третий или четвертый знак после запятой.

Затем находим межосевое расстояние по формуле (2.14).

Вычисленное значение a_w округляем до ближайшей большей величины из ряда стандартных значений: 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200,

224, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400 мм или из ряда нормальных линейных размеров по табл. 3.1 (прил. 3).

Примечание. Рекомендуется выбрать такое значение a_w , чтобы $2a_w$ делилось без остатка на $(u+1)$.

2.5. Предварительные основные размеры колеса

$$\text{Делительный диаметр, мм: } d_2 = \frac{2a_w \cdot u}{u+1}; \quad (2.23)$$

$$\text{Ширина зубчатого венца колеса, мм: } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w. \quad (2.24)$$

Величину b_2 округляем в ближайшую сторону до значения по табл. 3.1. (прил. 3).

2.6. Модуль передачи

Максимально допустимый модуль определяем из условия неподрезания зубьев у основания, мм: $m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u+1)}$. (2.25)

Минимальное значение модуля определяем из условия прочности зуба на изгиб, мм: $m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1(u+1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}$. (2.26)

K_m – коэффициент модуля:

$$K_m = 3,4 \cdot 10^3 \text{ – для прямозубых передач;}$$

$$K_m = 2,8 \cdot 10^3 \text{ – для косозубых передач.}$$

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м (значение момента берем таким же, как при расчете межосевого расстояния в разделе 2.4);

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа (из раздела 2.3).

Коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба:

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}. \quad (2.27)$$

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную с ошибками шагов зацепления. Значения K_{Fv} принимаем по табл. 2.9 (прил. 2) в зависимости от окружной скорости v , степени точности зубчатой передачи (8), твердости на поверхности зубьев колеса (≤ 350 НВ), для прямозубой или косозубой передачи. При несовпадении скорости v с табличными значениями применяем формулу интерполяции, аналогичную формуле (2.16) для расчета K_{Hv} в разделе 2.4:

$$K_{Fv} = K_{Fv<} + \frac{K_{Fv>} - K_{Fv<}}{v_{>} - v_{<}}(v - v_{<}). \quad (2.28)$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0, \quad (2.29)$$

где $K_{H\beta}^0$ – из расчета в разделе 2.4.

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{Fa} = K_{Ha}, \quad (2.30)$$

где K_{Ha} – из расчета в разделе 2.4.

Таким образом, $K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa}$ (точность – третий или четвертый знак).

Затем рассчитываем m_{\min} по формуле (2.26).

Значение модуля принимаем из стандартного ряда (прил. 2, стр. 44) так, чтобы $m_{\min} \leq m \leq m_{\max}$.

- Примечания: 1. Для прямозубых передач рекомендуется выбрать такое значение m , чтобы отношение $\frac{2a_w}{m}$ делилось без остатка на $(u+1)$.
2. Значение m должно быть ближе к m_{\min} .

2.7. Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес:

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{3,45m}{b_2}\right). \quad (2.31)$$

$$\text{Суммарное число зубьев: } z_s = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}. \quad (2.32)$$

Полученное значение z_s округляем в меньшую сторону до ближайшего целого числа, которое бы делилось без остатка на $(u+1)$.

Примечание. Для прямозубой передачи угол $\beta=0$ и $\cos \beta = 1$.

Определяем действительное значение β :

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_s \cdot m}{2a_w}\right). \quad (2.33)$$

- Примечания: 1. Для косозубых колес рекомендуемый диапазон $\beta=8...20^\circ$.
2. Для косозубых передач проверяется условие $\frac{2,5m}{\sin \beta} \leq b_2$.
3. Точность расчета β – по инженерному калькулятору.

2.8. Число зубьев шестерни и колеса

$$\text{Шестерня: } z_1 = \frac{z_s}{u+1}, \quad (2.34)$$

при этом $z_1 \geq z_{1\min}$:

$$\text{для прямозубых колес } z_{1\min} = 17; \quad (2.35)$$

$$\text{для косозубых колес } z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta. \quad (2.36)$$

Примечание. При выполнении рекомендаций по выбору a_w и m значение z_1 должно получиться целым числом.

Так как $z_1 > z_{1\min}$, то смещение при нарезании зубьев шестерни и колеса не требуется. Поэтому $x_1 = 0$, $x_2 = 0$.

$$\text{Колесо: } z_2 = z_s - z_1. \quad (2.37)$$

2.9. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.38)$$

Отклонение фактического передаточного числа от принятого в кинематическом расчете (см. раздел 1.2):

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100\% \leq 3\%. \quad (2.39)$$

2.10. Диаметры колес

Делительные диаметры, мм:

$$\text{шестерни} - d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos\beta}; \quad (2.40)$$

$$\text{колеса} - d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos\beta}. \quad (2.41)$$

$$\text{Проверка: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (2.42)$$

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев колес d_a и d_f , мм:

$$\text{шестерни: } \left. \begin{array}{l} d_{a1} = d_1 + 2m; \\ d_{f1} = d_1 - 2,5m; \end{array} \right\} \quad (2.43)$$

$$\text{колеса: } \left. \begin{array}{l} d_{a2} = d_2 + 2m; \\ d_{f2} = d_2 - 2,5m. \end{array} \right\} \quad (2.44)$$

2.11. Размеры заготовок колес

При выборе конструктивной схемы шестерни и колеса необходимо руководствоваться рис. 2.3 и 2.4 (прил. 2) и следующими соотношениями:

а) если $D_{\text{зар1}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} \leq D_{\text{пр1}}$ и $D_{\text{зар2}} = d_{a2} + 6 \text{ мм} \leq D_{\text{пр2}}$, то конструктивная схема колес по рис. 2.3;

б) если $D_{\text{зар1}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} \geq D_{\text{пр1}}$ и $D_{\text{зар2}} = d_{a2} + 6 \text{ мм} \geq D_{\text{пр2}}$, то конструктивная схема колес по рис. 2.4. в, при этом $S_{\text{зар2}} \leq S_{\text{пр2}}$ и $C_{\text{зар2}} \leq S_{\text{пр2}}$. Для колеса с выточками $S_{\text{зар2}} = 8 \cdot m$; $C_{\text{зар2}} = 0,5b_2$.

Находим $D_{\text{зар1}}$, $D_{\text{зар2}}$, $S_{\text{зар2}}$, $C_{\text{зар2}}$ и сравниваем их с предельными значениями $D_{\text{пр1}}$, $D_{\text{пр2}}$ и $S_{\text{пр1}}$, $S_{\text{пр2}}$.

Например: $D_{\text{заг1}} < D_{\text{пр1}}$ – конструктивная схема шестерни по рис.

2.3. $D_{\text{заг2}} > D_{\text{пр2}}$ – конструктивная схема колеса по рис. 2.4. в.

Примечание. Значения $D_{\text{пр}}$ и $S_{\text{пр}}$ по таблице 2.1 (прил. 2) в соответствии с твердостью зубьев (см. раздел 2.1) для стали 40Х:

$D_{\text{пр2}} = 200$ мм, $S_{\text{пр2}} = 125$ мм для $H_2 = 235 \dots 262$ НВ;

$D_{\text{пр1}} = 125$ мм, $S_{\text{пр1}} = 80$ мм для $H_1 = 269 \dots 302$ НВ.

2.12. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\text{Расчетное значение: } \sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.45)$$

где $Z_\sigma = 9600$ для прямозубых передач;

$Z_\sigma = 8400$ для косозубых передач;

K_H – из расчета межосевого расстояния (см. раздел 2.4);

T_1 – момент на валу шестерни, Н · м (см. раздел 2.4);

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 2.2).

Примечание. Значение σ_H должно удовлетворять следующему

соотношению: $1,05 > \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \geq 0,8$. При выполнении соотношения

параметры передачи оставляем без изменения. В противном случае необходимо изменить a_w или m и выполнить расчет заново.

2.13. Силы в зацеплении

$$\text{окружная } F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}; \quad (2.46)$$

$$\text{радиальная } F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (2.47)$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta. \quad (2.48)$$

Примечания: 1. Для стандартного угла $\alpha = 20^\circ$ $\text{tg} \alpha = 0,364$.

2. Значения сил необходимо округлить в большую сторону до целого числа.

3. Для прямозубых передач $F_a = 0$.

2.14. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

$$\text{Расчетное значение в зубьях колеса: } \sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma]_{F2}. \quad (2.49)$$

$$\text{Расчетное значение в зубьях шестерни: } \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1}. \quad (2.50)$$

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений. Принимают по табл. 2.10 (прил. 2) в зависимости от числа зубьев для коэффициента смещения $x = 0$. Для прямозубых колес рассматривается число зубьев $z(z_1$ и $z_2)$, а для косозубых – приведенное число зубьев, которое определяется по формуле: $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} (z_{v1}$ и $z_{v2})$. (2.51)

При несоответствии числа зубьев (z или z_v) табличным значениям применяем формулу интерполяции:

$$Y_{FS} = Y_{FS(Z_{v<})} - \frac{Y_{FS(Z_{v<})} - Y_{FS(Z_{v>})}}{Z_{v>} - Z_{v<}} (Z_v - Z_{v<}) \quad (2.52)$$

Например: $z_{v1} = 28,257$; $Y_{FS} = 3,91$ для $z_{v1} = 25$ и $Y_{FS} = 3,8$ для $z_{v1} = 30$. Формула интерполяции:

$$Y_{FS} = 3,91 - \frac{3,91 - 3,80}{30 - 25} (28,257 - 25) = 3,838$$

Y_β – коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев в передаче (β в градусах): $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$ (2.53)

(точность – четвертый знак после запятой).

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$Y_\epsilon = 0,65$ – для косозубых передач;

$Y_\beta = 1$ и $Y_\epsilon = 1$ – для прямозубых передач для степени точности 8 или 9.

2.15. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Действие пиковых нагрузок оцениваем коэффициентом перегрузки:

$$K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}, \text{ где } \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}} \text{ из данных электродвигателя (см. раздел 1.1).}$$

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение $\sigma_{H \text{ max}}$ не должно превышать допустимое напряжение $[\sigma]_{H \text{ max}}$, МПа:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma]_{H \text{ max}}, \quad (2.54)$$

где σ_H – из расчета в разделе 2.12;

$$[\sigma]_{H \text{ max}} = 2,8 \sigma_T; \quad (2.55)$$

$\sigma_T = 640$ МПа – предел текучести материала колеса (прил. 2, табл. 2.1).

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение $\sigma_{F \text{ max}}$ для колеса и шестерни не должно превышать допустимое напряжение $[\sigma]_{F \text{ max}}$, МПа: $\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F \cdot K_{\text{пер}} \leq [\sigma]_{F \text{ max}}$, (2.56)

где σ_F – расчетное значение напряжений изгиба для колеса и шестерни – из раздела 2.14 (σ_{F2} и σ_{F1}).

Максимальные допускаемые напряжения изгиба вычисляют в зависимости от вида термической обработки и возможной частоты приложения пиковой нагрузки, МПа:

$$[\sigma]_{F\max} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{N\max} \frac{k_{st}}{S_{st}}, \quad (2.57)$$

где $\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости при изгибе (см. раздел 2.3, $\sigma_{F\lim1}$ и $\sigma_{F\lim2}$);

$Y_{N\max} = 4$ – максимальное значение коэффициента долговечности (см. раздел 2.3);

k_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки:

$k_{st} = 1,2 \dots 1,3$ – в случае единичных перегрузок. Для объемной термообработки принимаем $k_{st} = 1,3$;

$S_{st} = 1,75$ – коэффициент запаса прочности.

Таким образом:

$$[\sigma]_{F\max2} = \sigma_{F\lim2} \cdot Y_{N\max} \cdot \frac{1,3}{1,75} \text{ – для колеса};$$

$$[\sigma]_{F\max1} = \sigma_{F\lim1} \cdot Y_{N\max} \cdot \frac{1,3}{1,75} \text{ – для шестерни}.$$

$$\text{Вывод: } \sigma_{F\max2} \leq [\sigma]_{F\max2}; \quad \sigma_{F\max1} \leq [\sigma]_{F\max1}.$$

ГЛАВА 3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет производится для задания 2.3.

3.1. Выбор материала червяка и колеса

Червяк: сталь 40Х ГОСТ 4543-71, термообработка – улучшение до твердости 269...302 НВ и закалка ТВЧ поверхностного слоя до твердости 45...50 HRC; шлифование и полирование витков червяка до $R_a \leq 0,8$ мкм. Принимаем, что червяк будет эвольвентным (ZI).

Колесо: для выбора материала червячного колеса находим ожидаемое значение скорости скольжения (с точностью до второго знака после запятой), м/с:

$$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.1)$$

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м (см. итоговую таблицу в разделе 1.3).

Выбор материала зубчатого венца червячного колеса производится по табл. 3.2 (прил. 3) в зависимости от $v_{ск}$:

I группа – оловянные бронзы применяют при $v_{ск} > 5$ м/с;

II группа – безоловянные бронзы и латуни применяют при $v_{ск} = 2...5$ м/с;

III группа – серые чугуны применяют при $v_{ск} < 2$ м/с.

Примечание. Из табл. 3.2 выписывается способ литья и технические характеристики (σ_B, σ_T или $\sigma_{ВИ}$) выбранного материала.

3.2. Допускаемые напряжения

3.2.1. Допускаемые контактные напряжения

I группа. $[\sigma]_{Ho}$ – допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 10^7 : $[\sigma]_{Ho} = (0,75...0,9) \sigma_B$. Коэффициент 0,9 – для червяков с твердыми ($H \geq 45\text{HRC}$), шлифованными и полированными витками. Коэффициент 0,75 – для червяков с $H \leq 350\text{HB}$.

Принимаем $[\sigma]_{Ho} = 0,9 \sigma_B$.

K_{HL} – коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \text{ при условии } K_{HL} \leq 1,15. \quad (3.2)$$

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_k \leq 25 \cdot 10^7 \quad (3.3)$$

K_{HE} – коэффициент эквивалентности, принимают по табл. 3.3 (прил. 3) в зависимости от типового режима. Назначаем для привода **типовой режим II** – средний равновероятностный: $K_{HE}=0,2$.

Суммарное число циклов перемены напряжений:

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (3.4)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин;

$$L_h – \text{время работы передачи в ч: } L_h = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}. \quad (3.5)$$

Здесь $L=5$ лет – число лет работы; $K_{\text{год}}=0,7$ – коэффициент годового использования привода; $K_{\text{сут}}=0,25$ – коэффициент суточного использования.

Таким образом, $L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 0,25 = 7665$ ч.

Примечание. Значения N_k и N_{HE} для удобства необходимо представить в виде числа, умноженного на 10^7 .

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения по формуле:

$$C_v = \frac{1,66}{v_{\text{ск}}^{0,352}}. \quad (3.6)$$

Далее находим допускаемые контактные напряжения при числе циклов перемены напряжений N_k , МПа: $[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot [\sigma]_{Ho}$. (3.7)

II группа. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{Ho} - 25 v_{\text{ск}}. \quad (3.8)$$

Здесь $[\sigma]_{Ho} = 300$ МПа для червяков с твердостью на поверхности витков $\geq 45\text{HRC}$; $[\sigma]_{Ho} = 250$ МПа для червяков при твердости ≤ 350 НВ.

III группа. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$[\sigma]_H = 175 - 35 v_{\text{ск}}. \quad (3.9)$$

3.2.2. Допускаемые напряжения изгиба

Их вычисляют для зубьев червячного колеса, МПа:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{Fo}. \quad (3.10)$$

$$\text{Коэффициент долговечности: } K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \quad (3.11)$$

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы: $N_{FE} = K_{FE} \cdot N_k$. (3.12)

Если $N_{FE} < 10^6$, то принимаем $N_{FE} = 10^6$; если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то принимаем $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$. Таким образом: $10^6 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7$. (3.13)

Здесь K_{FE} – коэффициент эквивалентности, который принимаем по табл. 3.3 (прил. 3) для типового режима II: $K_{FE} = 0,1$.

N_k – из раздела 3.2.1, формула (3.4).

Примечание. Значения N_k и N_{FE} для удобства необходимо представить в виде числа, умноженного на 10^6 .

Исходное допускаемое напряжение изгиба для материалов, МПа:
 групп I и II $[\sigma]_{Fo} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B$; (3.14)

группы III $[\sigma]_{Fo} = 0,22 \sigma_{ВИ}$. (3.15)

3.3. Межосевое расстояние (мм)

$$a_w = K_a \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}}, \quad (3.16)$$

где $K_a = 610$ для эвольвентных червяков;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м (см. раздел 3.1);

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 3.2.1).

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. При переменном режиме нагружения: $K_{H\beta} = 0,5 (K_{H\beta}^0 + 1)$. (3.17)

Начальный коэффициент $K_{H\beta}^0$ находим по графику на рис. 3.1 (прил. 3) в зависимости от z_1 и u . Для этого по табл.3.4 (прил.3) определяем число витков z_1 червяка в зависимости от передаточного числа u червячной передачи (см. раздел 1.2).

Полученное расчетом значение межосевого расстояния округляем в большую сторону до ближайшей указанной ниже величины, мм:

– 1 ряд – 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315;

– 2 ряд – 71; 90; 112; 140; 180; 225; 280; 355;

или до величины по табл. 3.1 (прил. 3).

Примечание. Допускается округлять значение a_w в меньшую сторону до величины по табл. 3.1 с обязательной проверкой контактных напряжений по формуле (3.37).

3.4. Основные параметры червячной передачи

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u$. (3.18)

Предварительные значения:

модуля передачи, мм $m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}$; (3.19)

коэффициента диаметра червяка $q = \frac{2a_w}{m} - z_2$. (3.20)

В формулу (3.20) подставляем такое стандартное значение модуля m (см. табл. 3.6, прил. 3), которое входит в рассчитанный по формуле (3.19) диапазон.

Минимальное допустимое значение q из условия жесткости червяка: $q_{\min} = 0,212z_2$. Рассчитанное значение q округляем до ближайшей стандартной величины по табл. 3.6 (прил. 3), при этом ряд 1 следует предпочитать ряду 2, соблюдая соотношение $q > q_{\min}$.

Коэффициент смещения $x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q)$. (3.21)

Примечание. По условию неподрезания и незаострения зубьев значение x рекомендуют для эвольвентных червяков в пределах: $-1 \leq x \leq 0$, при этом варьировать можно значениями q и a_w .

Угол подъема линии витка червяка:

$$\text{на делительном диаметре } \gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right); \quad (3.22)$$

$$\text{на начальном диаметре } \gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q+2x}\right). \quad (3.23)$$

Точность расчета γ и γ_w – по инженерному калькулятору.

Фактическое передаточное число и отклонение его от принятого в кинематическом расчете:

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{u_\Phi - u}{u} \cdot 100\% \leq 4\%. \quad (3.24)$$

3.5. Размеры червяка и колеса (мм, прил. 3, рис. 3.2)

$$\text{Делительный диаметр червяка } d_1 = q \cdot m; \quad (3.25)$$

$$\text{диаметр вершин витков } d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (3.26)$$

$$\text{диаметр впадин } d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (3.27)$$

$$\text{Делительный диаметр колеса } d_2 = z_2 \cdot m; \quad (3.28)$$

$$\text{диаметр вершин зубьев } d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1+x); \quad (3.29)$$

$$\text{диаметр впадин } d_{f2} = d_2 - 2m(1+0,2 \cdot \cos \gamma - x) \quad (3.30)$$

для передач с эвольвентными червяками (ZI);

$$\text{диаметр колеса наибольший } d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k}, \quad (3.31)$$

где $k = 2$ – для передач с червяками ZI.

Примечание. Значение d_{ae2} округляется в меньшую сторону до целого числа.

Длина b_1 нарезанной части червяка, мм:

$$b_1 = 2\sqrt{(0,5d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi m. \quad (3.32)$$

Значение b_1 для фрезеруемых и шлифуемых червяков увеличивается на 25 мм (при $m < 10$ мм) или на 35...40 мм (при $m = 10...16$ мм). Затем значение b_1 округляется в ближайшую сторону до значения по табл. 3.1 (прил. 3).

Ширина венца червячного колеса для передач с червяками ZI:

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ или } 2; \quad (3.33)$$

$$b_2 = 0,67 \cdot d_{a1} \text{ при } z_1 = 4. \quad (3.34)$$

Значение b_2 округляется в ближайшую сторону до величины по табл. 3.1 (прил. 3).

3.6. Проверочный расчет передачи на прочность

Определяем действительное значение скорости скольжения, м/с:

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_{w1}}{\cos \gamma_w}, \quad (3.35)$$

где v_{w1} – окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с:

$$v_{w1} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot m \cdot (q + 2x)}{60000}. \quad (3.36)$$

По найденному значению $v_{\text{ск}}$ уточняем допускаемое напряжение $[\sigma]_H$:

I группа – $[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot [\sigma]_{Ho}$; здесь уточняем C_v по формуле (3.6), а K_{HL} и $[\sigma]_{Ho}$ берем из раздела 3.2.1;

II группа – $[\sigma]_H = [\sigma]_{Ho} - 25 \cdot v_{\text{ск}}$, здесь $[\sigma]_{Ho}$ берем из раздела 3.2.1;

III группа – $[\sigma]_H = 175 - 35 \cdot v_{\text{ск}}$.

Находим расчетное напряжение, МПа:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w(q+2x)} \right]^3} \cdot KT_2 \leq [\sigma]_H, \quad (3.37)$$

где $Z_\sigma = 5350$ – для эвольвентных червяков;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса (см. раздел 3.1);

коэффициент нагрузки: $K = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$. (3.38)

Для определения коэффициента $K_{H\beta}$ находим окружную скорость червячного

колеса, м/с: $v_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_2}{60000}$, (3.39)

где n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин (см. итоговую таблицу в разделе 1.3); d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм (см. раздел 3.5, формула 3.28).

$K_{H\alpha} = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с. При $v_2 > 3$ м/с значение $K_{H\alpha}$ принимают равным коэффициенту $K_{H\alpha}$ для цилиндрических косозубых передач с твердостью на поверхности зубьев ≤ 350 НВ, той же степени точности (табл. 2.6, прил. 2).

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки: $K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X)$. (3.40)

θ – коэффициент деформации червяка, который находим по табл. 3.7 (прил. 3) в зависимости от q и z_1 .

X – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка. Находим по табл. 3.8 (прил. 3) в зависимости от принятого типового режима II (см. раздел 3.2.1).

Расчетное напряжение σ_H округляем до второго знака после запятой и сравниваем с уточненным значением $[\sigma]_H$: $\sigma_H \leq [\sigma]_H$.

Примечание. Допускается превышение фактического напряжения относительно допускаемого не более 5%. При большем отклонении следует либо выбрать другой материал червячного колеса, либо изменить межосевое расстояние и повторить расчет.

$$3.7. \text{ КПД передачи: } \eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}, \quad (3.41)$$

где γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном диаметре (формула 3.23);

ρ – приведенный угол трения, находим в зависимости от материала червячного колеса и действительной скорости скольжения, найденной по формуле (3.35) (прил. 3, табл. 3.9).

Например: 1. Материал колеса – безоловянная бронза БрА9ЖЗЛ; действительная скорость скольжения $v_{\text{ск}} = 2,78$ м/с. Так как $v_{\text{ск}}$ не совпадает с табличными значениями скорости, применяем формулу интерполяции:

$$\rho = \rho_{(v_<)} - \frac{\rho_{(v_<)} - \rho_{(v_>)}}{v_> - v_<} \cdot (v_{\text{ск}} - v_<). \quad (3.42)$$

Здесь $v_{\text{ск}}$ находится в диапазоне $v_< = 2,5$ м/с и $v_> = 3,0$ м/с. Тогда для безоловянной бронзы:

$$\rho = 2^{\circ}20' - \frac{2^{\circ}20' - 2^{\circ}00'}{3 - 2,5} (2,78 - 2,5) =$$

$$2^{\circ}20' - \frac{20'}{0,5} \cdot 0,28 = 2^{\circ}20' - 11,2' = 2^{\circ}8,8' = 2,146666667^{\circ}.$$

2. Материал колеса – оловянная бронза БрО10Ф1; действительная скорость скольжения $v_{\text{ск}} = 6,13$ м/с. Так как $v_{\text{ск}}$ находится в диапазоне $v_< = 4$ м/с и $v_> = 7$ м/с, то по формуле (3.42) для оловянной бронзы находим:

$$\rho = 1^{\circ}20' - \frac{1^{\circ}20' - 1^{\circ}00'}{7 - 4} (6,13 - 4) = 1^{\circ}20' - 14,2' = 1^{\circ}5,8' = 1,09(6)^{\circ}.$$

Далее по формуле (3.41) определяем КПД с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

3.8. Силы в зацеплении (прил. 3, рис. 3.3)

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2}. \quad (3.43)$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе, Н:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_1 \cdot u_{\phi} \cdot \eta}. \quad (3.44)$$

Радиальная сила, Н:

$$F_r = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w}. \quad (3.45)$$

Здесь T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м (см. раздел 3.1 или итоговую таблицу в разделе 1.3);

d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм (см. раздел 3.5);

d_1 – делительный диаметр червяка, мм (там же);

u_ϕ – фактическое передаточное число (см. раздел 3.4);

$\alpha = 20^\circ$, $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$;

η – расчетное значение КПД (см. раздел 3.7);

γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном диаметре (см. раздел 3.4).

Примечания: 1. При $x = 0$ в расчет принимается γ (угол подъема линии витка червяка на делительном диаметре).

2. Значения сил необходимо округлить в большую сторону до целого числа.

3.9. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба

$$\text{Расчетное напряжение изгиба: } \sigma_F = \frac{KF_{t2}Y_{F2} \cdot \cos \gamma_w}{1,3m^2(q+2x)} \leq [\sigma]_F, \quad (3.46)$$

где K – коэффициент нагрузки (берется из раздела 3.6);

значения m , q , x и γ_w берутся из раздела 3.4;

$[\sigma]_F$ – из раздела 3.2.2;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который выбирается по таблице 3.10

(прил.3) в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса: $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}$. (3.47)

Для определения Y_{F2} применяем следующую формулу интерполяции:

$$Y_{F2} = Y_{F2(z_{v2}<)} - \frac{Y_{F2(z_{v2}<)} - Y_{F2(z_{v2}>)}}{z_{v2>} - z_{v2<}} \cdot (z_{v2} - z_{v2<}). \quad (3.48)$$

Например: $z_2 = 48$; $\gamma_w = 18,43494882^\circ$. $z_{v2} = \frac{48}{0,8538\dots} = 56,22$.

Табличные значения: $z_{v2} = 50 \rightarrow Y_{F2} = 1,45$; $z_{v2} = 60 \rightarrow Y_{F2} =$

1,40. Тогда: $Y_{F2} = 1,45 - \frac{1,45 - 1,40}{60 - 50} \cdot (56,22 - 50) = 1,4189$.

3.10. Проверочный расчет на прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки

Проверка на контактную прочность при кратковременном действии пиковой нагрузки, МПа:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (3.49)$$

где σ_H – расчетное контактное напряжение, МПа (см. раздел 3.6);

$K_{\text{пер}} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$ – коэффициент перегрузки [см. раздел 1.1., характеристика

электродвигателя под пунктом 4)];

$[\sigma]_{H\max}$ – см. ниже.

Проверка зубьев колеса на прочность по напряжениям изгиба, МПа:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_{\text{пер}} \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (3.50)$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба, МПа (см. раздел 3.9).

Предельные допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку для материалов, МПа:

$$\text{гр. I} - [\sigma]_{H_{\max}} = 4\sigma_T; \quad [\sigma]_{F_{\max}} = 0,8\sigma_T;$$

$$\text{гр. II} - [\sigma]_{H_{\max}} = 2\sigma_T; \quad [\sigma]_{F_{\max}} = 0,8\sigma_T;$$

$$\text{гр. III} - [\sigma]_{H_{\max}} = 1,65\sigma_{\text{ВИ}}; \quad [\sigma]_{F_{\max}} = 0,75\sigma_{\text{ВИ}}.$$

Примечание. σ_T или $\sigma_{\text{ВИ}}$ из раздела 3.1.

3.11. Тепловой расчет

$$\text{Мощность на червяке, Вт: } P_1 = 0,1 \frac{T_2 \cdot n_2}{\eta}, \quad (3.51)$$

где T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м, (см. раздел 3.1);

n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин (см. раздел 3.6);

η – расчетное значение КПД (см. раздел 3.7).

Температура масла при установившемся тепловом режиме без искусственного охлаждения, °С:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)P_1}{K_T \cdot A \cdot (1+\psi)} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}. \quad (3.52)$$

$$K_T = 12 \dots 18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{°С}} - \text{коэффициент теплоотдачи чугунных корпусов при}$$

естественном охлаждении. Принимаем $K_T = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{°С}}$.

$\psi \approx 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в плиту или раму.

A – площадь поверхности корпуса в зависимости от межосевого расстояния a_w , м² (таблица 3.11, прил.3).

Примечание. При несовпадении a_w с табличными значениями величину A определяем по формуле интерполяции:

$$A = A_{a_{w<}} + \frac{A_{a_{w>}} - A_{a_{w<}}}{a_{w>} - a_{w<}} (a_w - a_{w<}). \quad (3.53)$$

$$[t]_{\text{раб}} = 95 \dots 110^\circ \text{С (в зависимости от марки масла)}.$$

Температура нагрева масла при охлаждении вентилятором:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)P_1}{[0,65(1+\psi)K_T + 0,35K_{\text{ТВ}}] \cdot A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}. \quad (3.54)$$

Коэффициент $K_{\text{ТВ}}$ при обдуве вентилятором (см. табл.3.12, прил. 3).

Примечание. Вентилятор рекомендуется установить на валу червяка: $n_B = n_1$. Допускается установка отдельно стоящего вентилятора с $n_B = 1500$ об/мин.

ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет производится для заданий 2.3 и 2.5.

Цепные передачи применяют в основном для понижения частоты вращения приводного вала. Наиболее распространены для этой цели приводные роликовые цепи однорядные (ПР, рис.4.1) и двухрядные (2ПР, рис. 4.2), технические характеристики которых приведены в табл. 4.1 и 4.2 (прил. 4).

Исходные данные для расчета: P_1 – мощность на валу ведущей звездочки, кВт; T_1 – вращающий момент на этом валу, Н·м; n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин (по таблице механических параметров в разделе 1,3: $P_1 \Rightarrow P_2$; $T_1 \Rightarrow T_2$; $n_1 \Rightarrow n_2$); $u_{\text{цеп}}$ – передаточное число цепной передачи (см. раздел 1.2).

4.1. Выбор цепи

Главный параметр цепной передачи – шаг цепи, определяем из условия, мм:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (4.1)$$

где T_1 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н · м;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки;

$[p]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа (численно равно Н/мм²);

m – число рядов цепи;

K_3 – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи. Он равен произведению шести коэффициентов:

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{п}}. \quad (4.2)$$

K_d – динамический коэффициент:

$K_d = 1$ – при спокойной нагрузке;

$K_d = 1,25 \dots 2,5$ – при ударной нагрузке (в зависимости от интенсивности ударов).

K_a – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния:

$K_a = 1$ при $a = (30 \dots 50) t$;

$K_a = 1,25$ при $a \leq 25 t$;

K_a понижают на 0,1 на каждые $20 t$ сверх $50 t$.

K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи:

$K_n = 1$ при наклоне до 60° ;

$K_n = 1,25$ при наклоне свыше 60° .

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи:

$K_p = 1$ – при автоматическом регулировании;

$K_p = 1,25$ – при периодическом регулировании.

$K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий способ смазки цепи:

$K_{см} = 0,8$ – при картерной смазке;

$K_{см} = 1$ – при непрерывной смазке;

$K_{см} = 1,3 \dots 1,5$ – при периодической смазке.

$K_{п}$ – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи:

$K_{п} = 1$ – при односменной работе;

$K_{п} = 1,25$ – при двухсменной работе;

$K_{п} = 1,5$ – при трехсменной работе.

Таким образом, ожидаемые условия эксплуатации: нагрузка спокойная ($K_{д}=1$); межосевое расстояние $a=40t$ ($K_{а}=1$); угол наклона цепной передачи не превышает 45° ($K_{н}=1$); регулирование цепи периодическое ($K_{р}=1,25$); смазка цепи периодическая ($K_{см}=1,4$); периодичность работы – две смены ($K_{п}=1,25$).

Следовательно: $K_{\Sigma} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,25 = 2,1875$

Рекомендуемое (оптимальное) число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 31 - 2u_{цеп}, \quad (4.3)$$

где $u_{цеп}$ – см. исходные данные. Полученное значение z_1 округляем в ближайшую сторону до целого числа.

Примечание. Рекомендуется принимать:

$z_1 = 30 \dots 27$ при $u = 1 \dots 2$;

$z_1 = 27 \dots 25$ при $u = 2 \dots 3$.

Число зубьев ведомой звездочки: $z_2 = z_1 \cdot u_{цеп}$. (4.4)

Полученное значение z_2 округляем в ближайшую сторону до целого числа.

Истинное передаточное число:

$$u_{ист} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.5)$$

Отклонение $u_{ист}$ от принятого ранее $u_{цеп}$ не должно превышать $\pm 2,5\%$:

$$\Delta u = \frac{u_{ист} - u_{цеп}}{u_{цеп}} \cdot 100 \% \leq \pm 2,5\%. \quad (4.6)$$

Допускаемое давление в шарнирах цепи рассчитываем следующим образом. Поскольку шаг цепи нам необходимо определить, то для определения допускаемого давления $[p]$ предварительно зададимся шагом цепи $t=25,4$ мм. Затем по табл. 4.3 (прил. 4) находим для частоты вращения ведущей звездочки n_1 значение $[p]$. Если n_1 не совпадает с табличными значениями, то давление $[p]$ находим по формуле экстраполяции, если $n_1 < 50$ об/мин, или интерполяции, если $n_1 > 50$ об/мин:

$$[p] = [p]_{(n<)} - \frac{[p]_{(n<)} - [p]_{(n>)}}{n_1 - n_2} \cdot (n_1 - n_2). \quad (4.7)$$

Например: 1) $n_1 = 39$ об/мин; $t = 25,4$ мм:

$$[p] = 36 - \frac{36 - 29}{100 - 50} (39 - 50) = 36 + 1,54 = 37,54 \text{ МПа.}$$

2) $n_1 = 180$ об/мин; $t = 25,4$ мм:

$$[p] = 29 - \frac{29 - 23}{200 - 100} (180 - 100) = 29 - 4,8 = 24,2 \text{ МПа.}$$

Примечания: 1. В первом приближении в формулу для определения шага цепи подставляем $m = 1$ (однорядная цепь). Если расчетное значение шага получилось при этом $>25,4$ мм, но $<31,75$ мм то во втором приближении в ту же формулу подставляем $m=2$ (двухрядная цепь).

2. Если расчетное значение шага (при $m=1$) получилось $>31,75$ мм, но $< 38,1$ мм, то принимаем $t=31,75$ мм и снова рассчитываем допустимое давление в шарнирах $[p]$ для этого шага. Подставляем полученное давление в расчетную формулу, добиваясь неравенства $t_{\text{рас}} < 31,75$ мм сначала при $m=1$, а затем при $m=2$.

3. Подбор шага по п.2 продолжаем до тех пор, пока не будет выполнено условие, заданное формулой (4.1).

Из табл. 4.1 для однорядной цепи или табл. 4.2 для двухрядной цепи выписываем следующие параметры:

шаг t , мм;

разрушающая нагрузка Q , кН;

масса 1 погонного метра цепи q , кг/м;

проекция опорной поверхности шарнира $A_{\text{оп}}$, мм²;

диаметр ролика d_1 , мм.

4.2. Проверка цепи на прочность

Рассчитанное выше допустимое давление в шарнирах цепи соответствует $z_1=17$. Если $z_1 \neq 17$, то полученное значение давления необходимо умножить на коэффициент $K_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$. (4.8)

Для двухрядных цепей это значение необходимо еще умножить на коэффициент 0,85: $K_z = [1 + 0,01(z_1 - 17)] \cdot 0,85$. (4.9)

Далее уточняем допустимое давление: $[p] = K_z \cdot [p]_{(z_1=17)}$ (4.10)

Для выбранной цепи находим расчетное давление, МПа:

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A_{\text{оп}}} \leq [p]. \quad (4.11)$$

$$F_t - \text{окружная сила, Н: } F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}. \quad (4.12)$$

P_1 – мощность на валу ведущей звездочки, кВт (см. исходные данные);

v – окружная скорость на делительном диаметре ведущей звездочки, м/с:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (4.13)$$

где n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин (см. исходные данные);

z_1 – принятое значение числа зубьев ведущей звездочки;

t – принятый шаг цепи, мм. Точность расчета v – четвертый знак после запятой.

Если условие $p \leq [p]$ выполнено, то оставляем принятые параметры цепи. Если это условие не выполнено, то следует просчитать варианты – с цепью бóльшего шага или с двухрядной цепью.

4.3. Определение числа звеньев цепи

Предварительно находим суммарное число зубьев обеих звездочек:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2. \quad (4.14)$$

$$\text{Величина поправки: } \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}. \quad (4.15)$$

Точность расчета поправки Δ – четвертый знак после запятой.

Оптимальное межосевое расстояние $a = 40 \cdot t$, при этом коэффициент:

$$a_t = \frac{a}{t} = 40.$$

$$\text{Тогда число звеньев цепи: } L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}. \quad (4.16)$$

Полученное значение L_t округляем до четного числа в ближайшую сторону.

4.4. Уточнение межосевого расстояния (мм)

$$a' = 0,25t \left[L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2} \right], \quad (4.17)$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на $\Delta a_{\max} = 0,004 \cdot a'$. Тогда:

$a = a' - \Delta a$ или $a = 0,996 \cdot a'$. Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа, после чего представляем a в м.

4.5. Определение делительных диаметров звездочек (мм)

$$\text{Ведущей} - d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}; \quad (4.18)$$

$$\text{ведомой} - d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}}. \quad (4.19)$$

4.6. Определение наружных диаметров звездочек (мм)

$$\text{Ведущая звездочка: } D_{e1} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1; \quad (4.20)$$

$$\text{ведомая звездочка: } D_{e2} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1. \quad (4.21)$$

Примечания: 1. Здесь d_1 – диаметр ролика (см. раздел 4.1.).

2. Точность делительных и наружных диаметров – третий знак после запятой.

4.7. Определение сил, действующих на цепь (Н):

окружная сила – F_t , (см. раздел 4.2);

$$\text{центробежная сила} – F_v = qv^2; \quad (4.22)$$

$$\text{сила от провисания цепи} – F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a. \quad (4.23)$$

Здесь: q – масса 1 погонного метра цепи, кг/м (см. раздел 4.1);

v – окружная скорость, м/с (см. раздел 4.2);

a – межосевое расстояние, м (см. раздел 4.4);

K_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи:

$K_f = 6$ – при горизонтальном положении цепи;

$K_f = 3$ – при положении под углом 40° к горизонту;

$K_f = 1$ – при вертикальном положении.

Так как цепная передача расположена горизонтально, то принимаем $K_f = 6$.

$$\text{Расчетная нагрузка на валы, Н: } F_B = F_t + 2F_f. \quad (4.24)$$

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа.

4.8. Коэффициент запаса прочности цепи

$$s = \frac{Q}{K_d \cdot F_t + F_v + F_f} \geq [s], \quad (4.25)$$

где $K_d = 1$ динамический коэффициент.

Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ находим по таблице 4.4 (прил. 4) в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки и шага цепи. В случае несовпадения частоты n_1 с табличными значениями n для определения $[s]$ применяем формулу интерполяции:

$$[s] = [s]_{(n_<)} + \frac{[s]_{(n_>)} - [s]_{(n_<)}}{n_> - n_<} (n_1 - n_<), \quad (4.26)$$

где $[s]_{(n_<)}$ и $[s]_{(n_>)}$ – значения $[s]$ для меньшей ($n_<$) и бóльшей ($n_>$) табличной частоты; $n_<$ и $n_>$ – меньшая и бóльшая табличные частоты, в диапазоне которых находится значение n_1 .

ГЛАВА 5. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

(рис. 5.1, прил. 5)

Расчет производится для заданий 2.1 и 2.8.

Расчет передачи сводится к подбору типа и числа ремней по методике, изложенной в ГОСТ 1284.3 – 96. К необходимым для проектирования передачи данным относят:

P_1 – расчетная мощность, передаваемая ведущим шкивом, кВт;

T_1 – вращающий момент на валу ведущего шкива, Н · м;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

$u_{\text{рем}}$ – передаточное число клиноременной передачи.

Примечания: 1. Параметры P_1 , T_1 , n_1 – см. итоговую таблицу в разделе 1.3 кинематического расчета привода.

2. Передаточное число $u_{\text{рем}}$ в дальнейшем расчете будем именовать передаточным отношением $i_{\text{р.п.}}$ ($u_{\text{рем}}$ – см. раздел 1.2).

5.1. Выбор сечения ремня

Сечение ремня выбираем по графику на рис. 5.2 (прил. 5) так, чтобы область применения данного сечения была расположена выше собственной линии и ограничена линией предыдущего сечения.

Примечание. Допускается принимать сечение В (Б), если область применения ремня расположена несколько ниже (~ на 20%) собственной линии.

Для выбранного сечения ремня из табл. 5.1 (прил. 5) выписываем следующие параметры:

h – высота поперечного сечения ремня, мм;

b_0 – максимальная ширина ремня, мм;

b_p – расчетная ширина ремня, мм;

ℓ_p – расчетная длина по нейтральному слою (ℓ_{pmin} , ℓ_{pmax}), мм;

d_{pmin} – минимальное значение расчетного диаметра, мм;

A – площадь сечения ремня, м²;

q – масса 1 м длины, кг/м.

5.2. Определение диаметров шкивов

Диаметр ведущего (меньшего) шкива определяем по эмпирической формуле, мм: $d_1 = (38 \dots 42) \sqrt[3]{T_1}$, (5.1)

где T_1 – вращающий момент на валу ведущего шкива, Н · м.

Значение d_1 принимаем из стандартного ряда так, чтобы его величина входила в рассчитанный диапазон.

Ряд расчетных диаметров, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 и далее по ряду R 40.

Примечание. В случае, если ни один из ряда расчетных диаметров не входит в рассчитанный диапазон, то за величину d_1 следует принять такое значение из стандартного ряда, чтобы оно было ближайшим к бóльшей величине диапазона.

Диаметр ведомого шкива определяем по формуле, мм:

$$d_2 = d_1 \cdot i_{\text{р.п.}} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (5.2)$$

где ε – коэффициент скольжения. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,02$. Принимаем $\varepsilon = 0,015$.

Полученное значение диаметра d_2 сравниваем с величинами стандартных диаметров. Если полученное значение диаметра отличается от стандартного на 10 и более мм, то по конструктивным соображениям за расчетную величину d_2 принимаем округленное в ближайшую сторону значение, кратное 5.

Например:

$$d_2 = 392,6 \text{ мм} - \text{принимаем } d_2 = 400 \text{ мм};$$

$$d_2 = 386,7 \text{ мм} - \text{принимаем } d_2 = 385 \text{ мм}.$$

Уточняем передаточное отношение (точность – шестой знак после запятой):

$$i_{\text{ф}} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (5.3)$$

Определяем отклонение фактического передаточного отношения от принятого в кинематическом расчете:

$$\Delta i = \frac{i_{\text{ф}} - i_{\text{р.п.}}}{i_{\text{р.п.}}} \cdot 100\% \leq \pm 4\%. \quad (5.4)$$

При выполнении этого условия величины диаметров шкивов не пересматриваются и в дальнейшем расчете используется значение $i_{\text{ф}}$.

5.3. Определение предварительных значений межосевого расстояния и угла обхвата ремнем малого шкива

Для определения предварительного межосевого расстояния воспользуемся следующей рекомендацией:

$$\begin{array}{cccc} i \dots & \dots & 1 & 2 & 3 \\ a_{\text{пред}} \dots & \dots & 1,5 d_2 & 1,2 d_2 & d_2. \end{array}$$

Так как $i_{\text{ф}}$ находится в диапазоне $2 \dots 3$, то для определения $a_{\text{пред}}$ используем формулу интерполяции, мм:

$$a_{\text{пред}} = \left[1,2 - \frac{1,2 - 1}{3 - 2} (i_{\text{ф}} - 2) \right] \cdot d_2. \quad (5.5)$$

Полученное значение $a_{\text{пред}}$ округляем в бóльшую сторону до величины, кратной 10. Выполняя расчет, проверяем выполнение следующих рекомендаций:

$$2(d_1 + d_2) \geq a_{\text{пред}} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (5.6)$$

где h – см. раздел 5.1.

Предварительное значение угла обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_{\text{пред}} = 180^\circ - 2 \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2a_{\text{пред}}} \right) \geq 120^\circ. \quad (5.7)$$

5.4. Определение длины ремня и уточнение межосевого расстояния и угла обхвата

$$\text{Длина ремня, мм: } \ell \approx 2a_{\text{пред}} + 0,5\pi \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_{\text{пред}}}. \quad (5.8)$$

Полученное значение длины ремня округляем до ближайшего бóльшего значения из ряда стандартных длин ℓ_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150...

По принятой длине ремня ℓ_p уточняем межосевое расстояние a и угол обхвата ремнем малого шкива α .

Межосевое расстояние, мм:

$$a = \frac{2 \cdot \ell_p - \pi(d_2 - d_1) + \sqrt{[2\ell_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (5.9)$$

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа или величины, кратной 0,5 мм (например: 546,87 мм => 547 мм или 546,27 мм => 546,5 мм).

Угол обхвата (точность – четвертый знак после запятой):

$$\alpha = 180^\circ - 2 \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right). \quad (5.10)$$

5.5. Определение мощности, передаваемой одним ремнем реальной передачи (кВт)

$$P_p = P_o \frac{C_\alpha \cdot C_\ell \cdot C_i}{C_p}, \quad (5.11)$$

где P_o – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой передачи при $\alpha = 180^\circ$, $i = 1$, спокойной нагрузке, базовой длине ремня, среднем ресурсе.

P_o находим по графикам на рис. 5.4 для сечения В(Б) (для сечения А – рис. 5.3) в зависимости от значения d_1 и n_1 (прил. 5).

C_α – коэффициент угла обхвата ремнем ведущего шкива. Выбор производим по следующей рекомендации:

α , град...	180	170	160	150	140	130	120
C_α ...	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82.

При несовпадении угла обхвата α с табличными значениями коэффициент C_α определяем по формуле интерполяции (точность – четвертый знак после запятой):

$$C_{\alpha} = C_{\alpha(\alpha <)} + \frac{C_{\alpha(\alpha >)} - C_{\alpha(\alpha <)}}{\alpha_{>} - \alpha_{<}} (\alpha - \alpha_{<}). \quad (5.12)$$

C_{ℓ} – коэффициент длины ремня. Определяем по графикам на рис. 5.5 (прил. 5) для выбранного сечения ремня в зависимости от принятой длины ℓ_p .

C_i – коэффициент передаточного отношения. Определяем по графику на рис. 5.6 (прил. 5) в зависимости от фактического передаточного отношения i_{ϕ} .

C_p – коэффициент режима нагрузки. Поскольку возможны умеренные колебания нагрузки, то этот коэффициент $C_p = 1,1 \dots 1,3$. Принимаем $C_p = 1,2$.

Рассчитываем мощность P_p по формуле (5.11) с точностью до третьего или четвертого знака.

5.6. Определение числа ремней

Число ремней определяем по формуле:

$$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}, \quad (5.13)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу передачи (см. введение главы 5), кВт;

C_z – коэффициент числа ремней. Определяем по следующей рекомендации:

$z \dots 1$	$2 \dots 3$	$3 \dots 4$	$4 \dots 6$	> 6
$C_z \dots 1$	0,95	0,925	0,9	0,85

В первом приближении число ремней определяем по отношению P_1/P_p , а по нему из рекомендации находим коэффициент C_z и уточняем число ремней.

Полученное значение z округляем в большую сторону до целого числа.

Примечание. Рекомендуемое значение $z \leq 6$. Если $z > 6$, необходимо вернуться к началу расчета: в разделе 5.2 перейти на следующий типоразмер диаметра ведущего шкива d_1 и повторить расчет по разделам 5.2...5.6.

5.7. Определение силы предварительного натяжения одного ремня (Н)

$$F_o = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_{\ell}}{z \cdot v \cdot C_{\alpha} \cdot C_i} + F_v, \quad (5.14)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

z – число ремней;

v – окружная скорость на расчетном диаметре ведущего шкива, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (5.15)$$

Здесь d_1 – мм; n_1 – об/мин.

F_v – сила дополнительного натяжения ремня от центробежных сил, Н:

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (5.16)$$

где $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала ремня;

A – площадь сечения ремня, м² (см. раздел 5.1).

5.8. Определение силы, передаваемой на валы

Сила, действующая на вал с учетом числа ремней z и того, что сила F_0 нагружает вал только в статическом состоянии передачи, Н:

$$F_{r\Sigma} = z \cdot 2F_0 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right), \quad (5.17)$$

где β – угол между ветвями ремня:

$$\beta = 180^\circ - \alpha. \quad (5.18)$$

Полученное значение $F_{r\Sigma}$ округляем в бóльшую сторону до целого числа.

5.9. Ресурс наработки передачи

Ресурс наработки по ГОСТ 1284.2 – 89 для эксплуатации при среднем режиме нагрузки (умеренные колебания) $T_{cp} = 2000$ ч. При других условиях, ч:

$$T = T_{cp} \cdot K_1 \cdot K_2. \quad (5.19)$$

$K_1 = 1$ – коэффициент режима нагрузки;

K_2 – коэффициент климатических условий:

$K_2 = 1$ – для центральной зоны;

$K_2 = 0,75$ – для зоны с холодным климатом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Курсовое проектирование по деталям машин : методические указания и задания к проектам. – М., 1990. – 111 с.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студ. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 9-е изд. - М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
3. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский [и др.]. - 2-е изд. - М. : Машиностроение, 1988. – 416 с.
4. Иванов, М.Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - 12-е изд. - М.: высш. шк., 2008.– 408 с.

Приложение 1

Таблица 1.1

Тип передачи	η
Зубчатая (с опорами, закрытая): цилиндрическая	0,96...0,98
Червячная (закрытая) при передаточном числе: св. 30	0,70...0,80
св. 14 до 30	0,75...0,85
св. 8 до 14	0,80...0,90
Ременная (все типы)	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

Таблица 1.2

Тип передачи	Твердость зубьев	Передаточное число	
		$u_{рек}$	$u_{пред}$
Зубчатая цилиндрическая: тихоходная ступень во всех редукторах	≤ 350 HB	2,5...5,6	6,3
	40...56 HRC	2,5...5,6	6,3
	56...63 HRC	2...4	5,6
Червячная	—	10...50	80
Цепная	—	1,5...3	4,0
Ременная	—	2...3	5,0

Приложение 2

Таблица 2.1

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		σ_T , МПа
		$D_{пр}$	$S_{пр}$	в сердцевине	на поверхности	
45	Улучшение	125	80	235-262 НВ	235-262 НВ	540
	Улучшение	80	50	269-302 НВ	269-302 НВ	650
40X	Улучшение	200	125	235-262 НВ	235-262 НВ	640
	Улучшение	125	80	269-302 НВ	269-302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269-302 НВ	45-58 HRC	750
40XH, 35XM	Улучшение	315	200	235-262 НВ	235-262 НВ	630
	Улучшение	200	125	269-302 НВ	269-302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269-302 НВ	48-55 HRC	750

Таблица 2.2

Способ термической или химико-термической обработки	Средняя твердость на поверхности	Сталь	σ_{lim} , МПа
Улучшение, нормализация Поверхностная и объемная закалка	< 350 НВ	Углеродистая и легированная	$2 H_{B_{cp}} + 70$
	40...56 HRC		$17 HRC_{cp} + 200$

Таблица 2.3

Способ термической или химико-термической обработки	Марка стали	Твердость зубьев		σ_{lim} , МПа
		на поверхности	в сердцевине	
Улучшение	45, 40X, 40XH, 35XM	< 350 НВ	< 350 НВ	$1,75 H_{B_{cp}}$

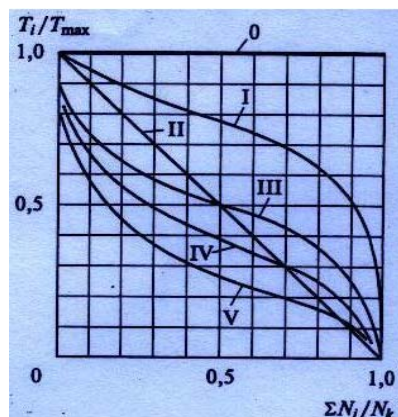


Рис.2.1 Типовые режимы нагружения

Приложение 2

Таблица 2.4

Обозначение режима по рис. 2.1	Коэффициенты эквивалентности		
	μ_H	μ_F	
		$q = 6$	$q = 9$
0	1	1,0	1,0
I	0,500	0,300	0,200
II	0,250	0,143	0,100
III	0,180	0,065	0,036
IV	0,125	0,038	0,016
V	0,063	0,013	0,004

Таблица 2.5

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

Таблица 2.6

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{H\beta}$ при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

Примечание. В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.

Приложение 2

Таблица 2.7

Ψ_{bd}	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{H\beta}^0$ для схемы передачи по рис. 2.2						
		1	2	3	4	5	6	7
0,4	≤ 350 HB	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	> 350 HB	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,6	≤ 350 HB	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350 HB	–	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,8	≤ 350 HB	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	> 350 HB	–	–	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
1,0	≤ 350 HB	–	–	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350 HB	–	–	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,2	≤ 350 HB	–	–	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350 HB	–	–	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
1,4	≤ 350 HB	–	–	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	> 350 HB	–	–	–	1,42	1,31	1,20	1,12
1,6	≤ 350 HB	–	–	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	> 350 HB	–	–	–	–	–	1,26	1,16

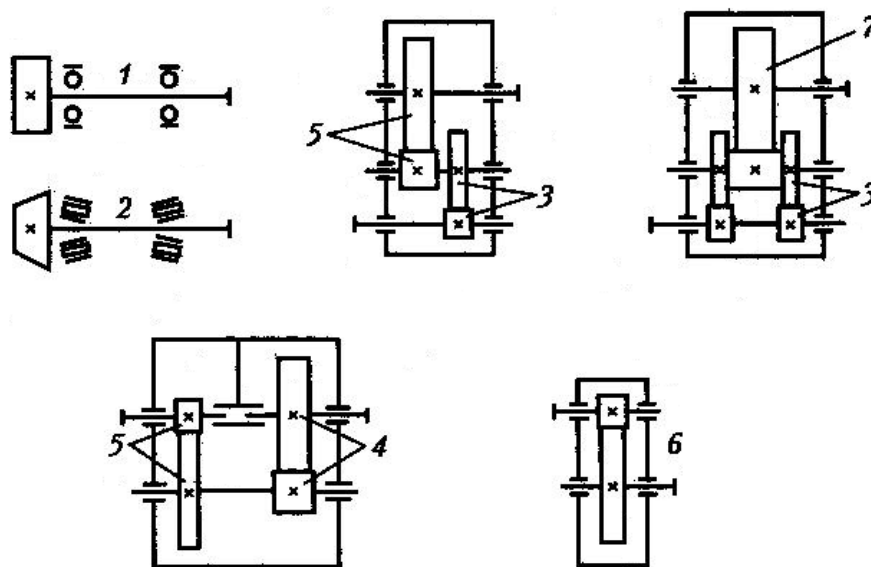


Рис. 2.2. Схемы передач:

- 1 – цилиндрическая зубчатая консольная;
- 2 – коническая зубчатая консольная;
- 3,4,5 – цилиндрическая зубчатая несимметричная;
- 6,7 – цилиндрическая зубчатая симметричная

Твердость на поверхности зубьев	Значения K_{Hw} при v , м/с					
	1	3	5	8	10	15
200 HB	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
250 HB	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
300 HB	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
350 HB	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
43 HRC	0,53	0,57	0,63	0,78	0,91	1,00
47 HRC	0,63	0,70	0,78	0,98	1,00	1,00
51 HRC	0,71	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00
60 HRC	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00

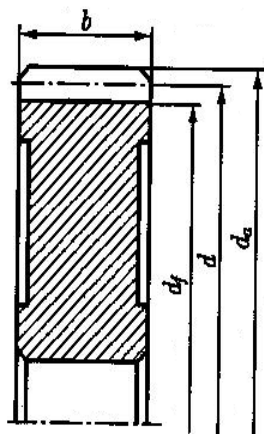


Рис. 2.3. Заготовка колеса без выточек

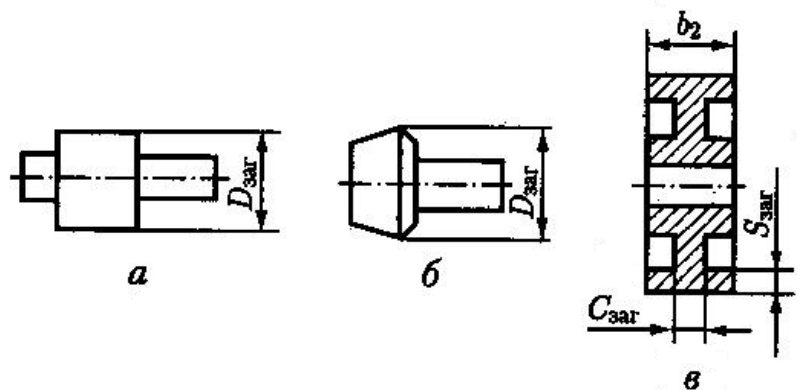


Рис. 2.4. Заготовки колес:
 а – цилиндрическая шестерня;
 б – коническая шестерня;
 в – колесо с выточками

Приложение 2

Таблица 2.9

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения K_{Fv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,64}{1,26}$
7	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,64}{1,25}$	$\frac{1,80}{1,32}$
8	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,77}{1,30}$	$\frac{1,96}{1,38}$
9	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,33}{1,12}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,90}{1,36}$	$\frac{-}{1,45}$

Примечание. В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.

Из полученного диапазона ($m_{\min} \dots m_{\max}$) модулей принимают меньшее значение m , согласуя его со стандартным (ряд 1 следует предпочитать ряду 2):

Ряд 1, мм..... 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0

Ряд 2, мм..... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0

Таблица 2.10

z или z_v	Значения Y_{FS} при коэффициенте x смещения инструмента				
	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4
12	—	—	—	—	3,67
14	—	—	—	4,00	3,62
17	—	—	4,30	3,89	3,58
20	—	—	4,08	3,78	3,56
25	—	4,22	3,91	3,70	3,52
30	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51
40	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51
60	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52
80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53
100	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53
200	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59

Приложение 3

Таблица 3.1. Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636-69)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

Таблица 3.2

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа
I	БрО10Н1Ф1 $v_{ск} \leq 25$ м/с	ц	285	165
	БрО10Ф1 $v_{ск} \leq 12$ м/с	к	245	195
		п	215	135
	БрО5Ц5С5 $v_{ск} \leq 8$ м/с	к	200	90
		п	145	80
II	БрА10Ж4Н4 $v_{ск} \leq 5$ м/с	ц	700	460
		к	650	430
	БрА10Ж3Мц 1,5 $v_{ск} \leq 5$ м/с	к	550	360
		п	450	300
	БрА9Ж3Л $v_{ск} \leq 5$ м/с	ц	500	200
		к	490	195
		п	390	195
	ЛАЖМц66-6-3-2 $v_{ск} \leq 4$ м/с	ц	500	330
к		450	295	
п		400	260	
III	СЧ 15, СЧ20 $v_{ск} \leq 2$ м/с	п	$\sigma_{ВИ} = 320$ МПа	
		п	$\sigma_{ВИ} = 360$ МПа	

Примечание. Способы отливки: ц – центробежный; к – в кокиль; п – в песок (при единичном производстве).

Таблица 3.3

Обозначение режима по рис. 2.1	Коэффициенты эквивалентности	
	K_{HE}	K_{FE}
0	1,0	1,0
I	0,416	0,2
II	0,2	0,1
III	0,121	0,04
IV	0,081	0,016
V	0,034	0,004

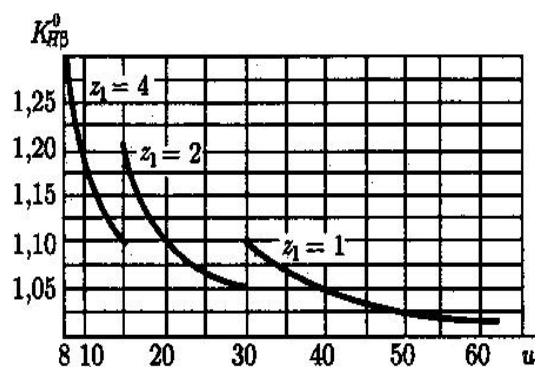


Рис.3.1. Графики для определения начального коэффициента концентрации нагрузки

Таблица 3.4	u	свыше 8 до 14	свыше 14 до 30	свыше 30
	z_1	4	2	1

Таблица 3.5

Материалы:

группы I	$[\sigma]_{H \max} = 4\sigma_T$;	$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T$;
группы II	$[\sigma]_{H \max} = 2\sigma_T$;	$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T$;
группы III	$[\sigma]_{H \max} = 1,65\sigma_{ВИ}$;	$[\sigma]_{F \max} = 0,75\sigma_{ВИ}$.

Таблица 3.6

Модуль m :										
Ряд 1, мм	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0
Ряд 2, мм	3,0	3,5	6,0	7,0	12,0					
Коэффициент диаметра червяка q :										
Ряд 1	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0					
Ряд 2	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0					

Ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

Таблица 3.7

z_1	Значения θ при коэффициенте q диаметра червяка					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Приложение 3

Таблица 3.8

Типовой режим	0	I	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Таблица 3.9

$v_{ск}, м/с$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
ρ	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Меньшее значение ρ – для оловянной бронзы (I группа), большее – для безоловянной бронзы, латуни и чугуна (II и III группы).

Таблица 3.10

$z_{v2} \dots\dots 20$	24	26	28	30	32	35	37	40	45
$Y_{F2} \dots\dots 1,98$	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48
$z_{v2} \dots\dots 50$	60	80	100	150	300				
$Y_{F2} \dots\dots 1,45$	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24				

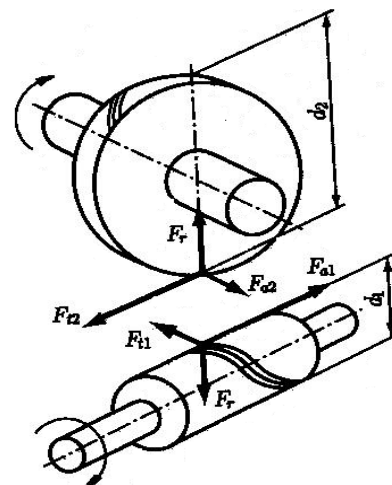
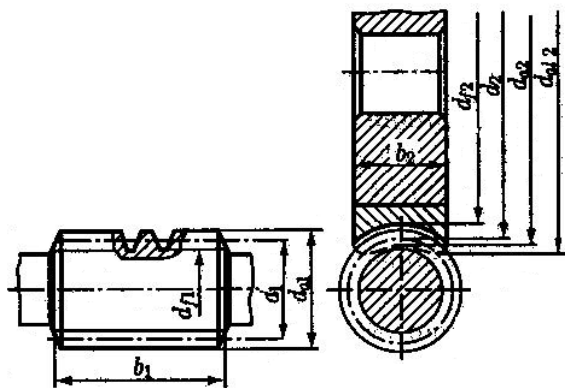


Рис. 3.2. Размеры червяка и колеса

Рис.3.3. Силы в зацеплении

Таблица 3.11

$a_{\omega}, мм \dots\dots 80$	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, м^2 \dots\dots 0,16$	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Для чугунных корпусов при естественном охлаждении коэффициент теплоотдачи $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ (бóльшие значения при хороших условиях охлаждения).

Коэффициент $K_{ТВ}$ при обдуве вентилятором:

Таблица 3.12	$n_B \dots\dots 750$	1000	1500	3000
$K_{ТВ} \dots\dots 24$	29	35	50	

Здесь n_B – частота вращения вентилятора, мин^{-1} . Вентилятор обычно устанавливают на валу червяка: $n_B = n_1$. Допускается установка независимого вентилятора.

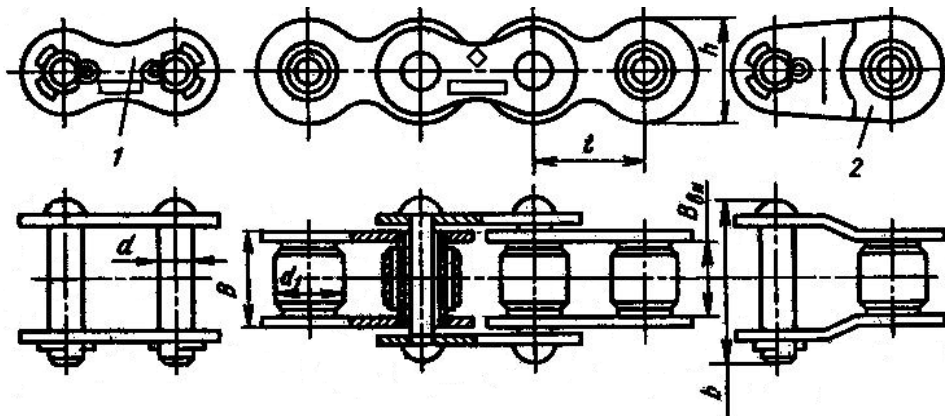


Рис.4.1 Цепь роликовая однорядная:
1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

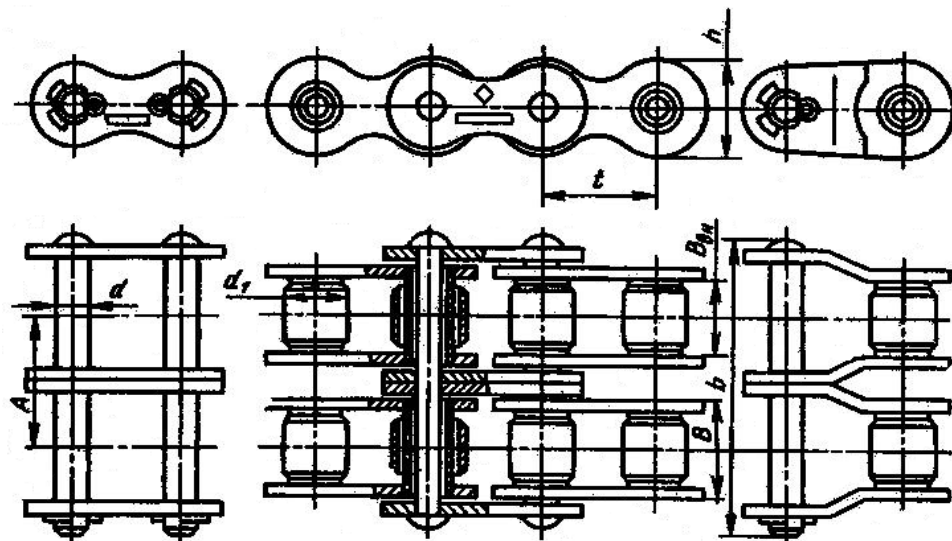


Рис. 4.2 Цепь роликовая двухрядная

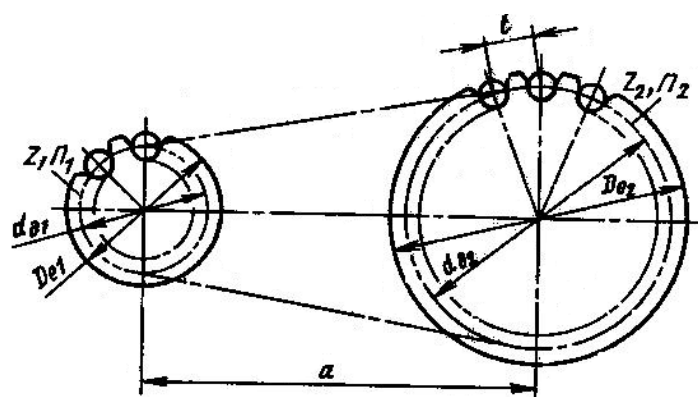


Рис. 4.3 Схема цепной передачи

Таблица 4.1. Цепи приводные роликовые однорядные ПР (см. рис. 4.1)
(по ГОСТ 13568 – 75)

Размеры, мм

t	$B_{\text{ВН}}$	d	d_1	h	b	Q , кН	q , $\frac{\text{кг}}{\text{м}}$	$A_{\text{оп}}$, мм ²
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Примечания: 1. Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок.

2. Параметр $A_{\text{оп}}$, мм², означает проекцию опорной поверхности шарнира. Для цепей ПР $A_{\text{оп}} = 0,28t^2$, за исключением цепи с шагом 15,875, для которой $A_{\text{оп}} = 0,22t^2$, и цепей с шагом 9,525 и 12,7, для которых $A_{\text{оп}} = 0,31t^2$. Шаг цепи t измеряют под нагрузкой, равной $0,01Q$, где Q – разрушающая нагрузка, q – масса одного метра цепи.

3. Допускается снижение Q переходных звеньев на 20%.

Таблица 4.2. Цепи приводные роликовые двухрядные 2ПР (см. рис. 4.2)
(по ГОСТ 13568 – 75)

Размеры, мм

t	$B_{\text{ВН}}$	d	d_1	h	b	A	Q , кН	q , $\frac{\text{кг}}{\text{м}}$	$A_{\text{оп}}$, мм ²
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	13,92	31,8	1,4	105
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	16,59	45,4	1,9	140
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	54	25,50	72,0	3,5	211
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	68	29,29	113,4	5,0	359
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	35,76	177,0	7,3	524
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	104	45,44	254,0	11,0	788
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	110	48,87	344,8	14,4	946
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	130	58,55	453,6	19,1	1292

Примечание. Обозначения такие же, как и в табл. 4.1; дополнительный размер A – расстояние между плоскостями, проходящими через середины роликов первого и второго рядов цепи.

Таблица 4.3 Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p]$, МПа
(при $z_1 = 17$)

n_1 , об/мм	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	–	–
1000	17	16	14	13	13	–	–	–
1250	16	15	13	12	–	–	–	–

Примечания: 1. Если $z_1 \neq 17$, то табличные значения $[p]$ умножают на $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$.
2. Для двухрядных цепей значения $[p]$ уменьшают на 15%.

Таблица 4.4 Нормативные коэффициенты запаса прочности $[s]$ приводных роликовых цепей нормальной серии ПР и 2ПР

n_1 , об/мм	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	–
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	–	–
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	–	–	–
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	–	–	–	–

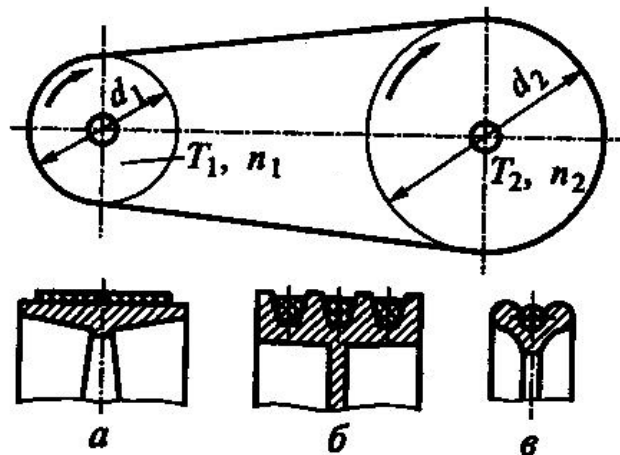


Рис. 5.1. Ременная передача:
 а – с плоским ремнем; б – с клиновым ремнем;
 в – с круглым ремнем

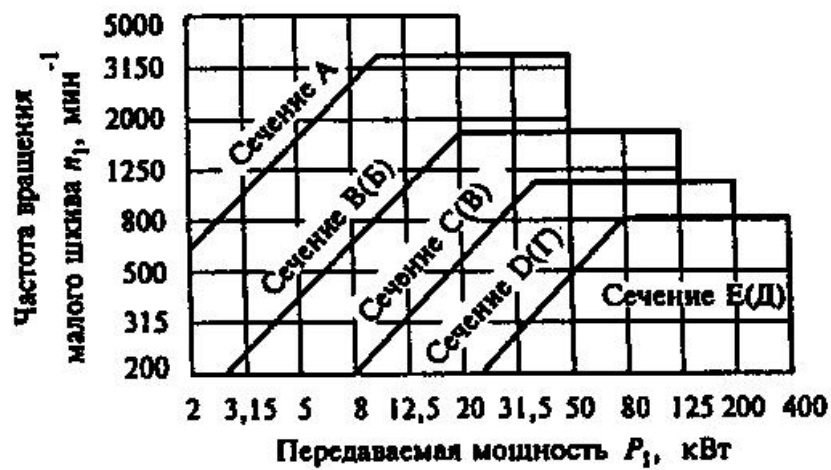


Рис. 5.2. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

Таблица 5.1

Сечение ремня	h , мм	b_o , мм	b_p , мм	l_p , мм		$(d_p)_{min}$, мм	A , м ²	q , кг/м
				min	max			
А	8	13	11	560	4500	90	$81 \cdot 10^{-6}$	0,10
В(Б)	11	17	14	630	6300	125	$138 \cdot 10^{-6}$	0,18

Примечание. A – площадь сечения, q – масса 1 м длины, l_p – расчетная длина по нейтральному слою. Ряд длин l_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

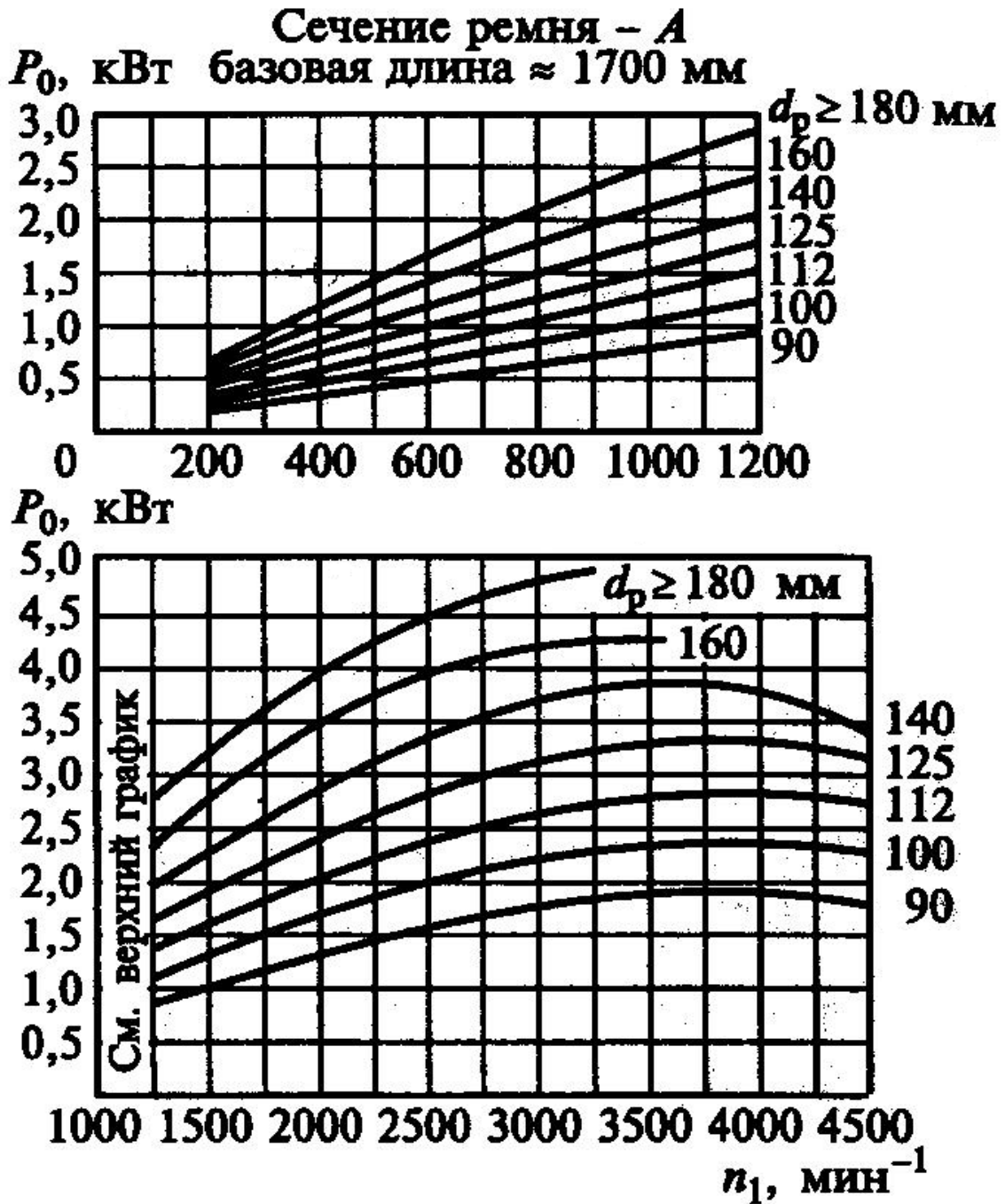


Рис.5.3

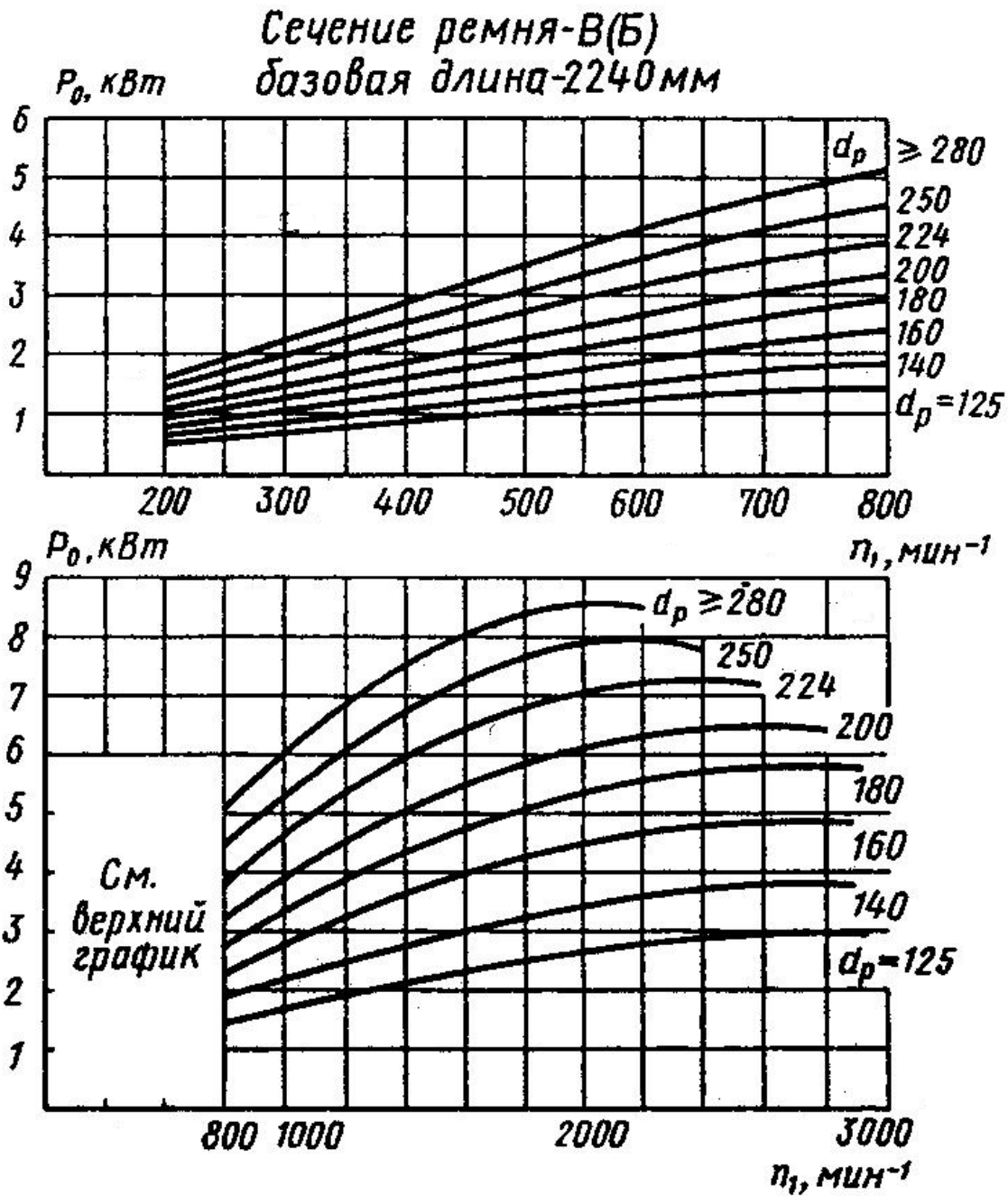


Рис. 5.4

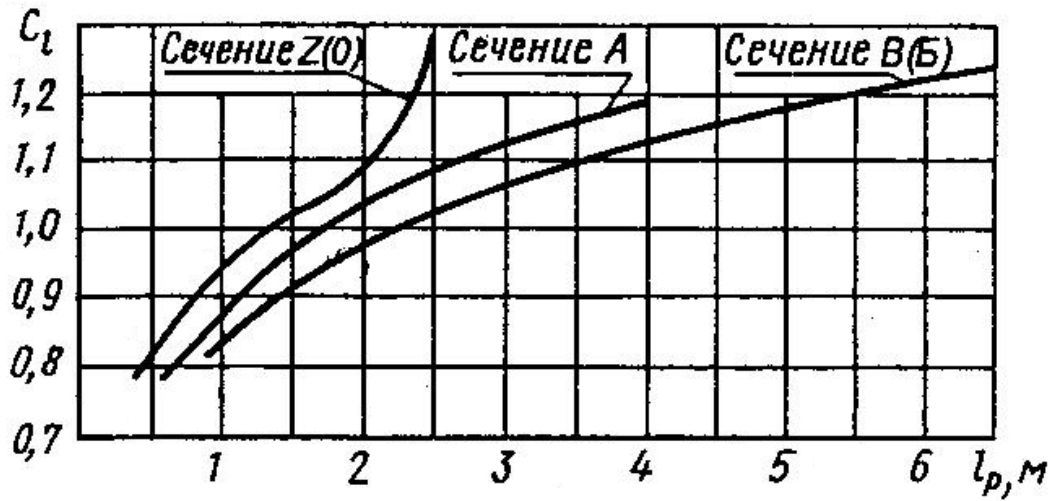


Рис. 5.5

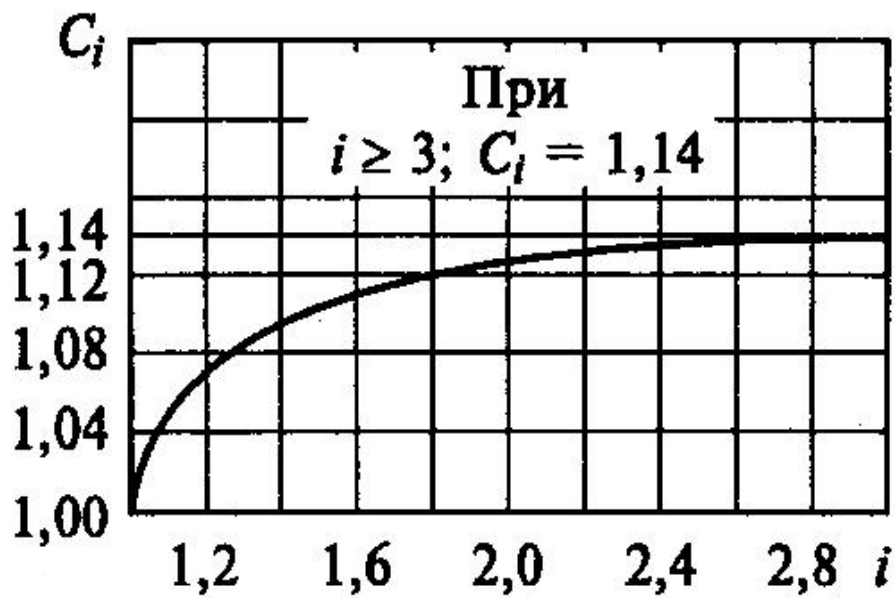


Рис. 5.6

СХЕМА ПРИВОДА

Задание 2.3

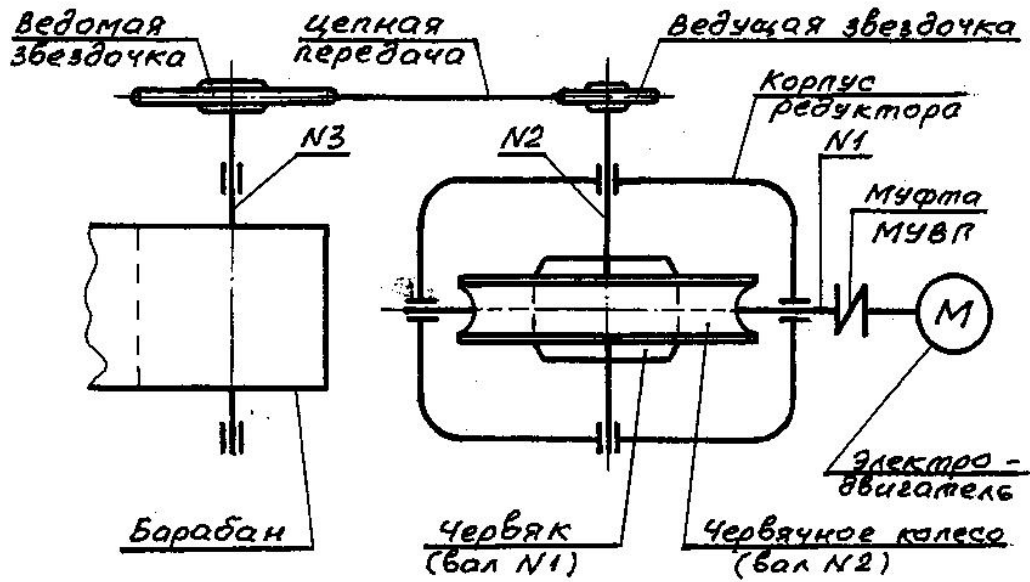


СХЕМА ПРИВОДА

Задание 2.5

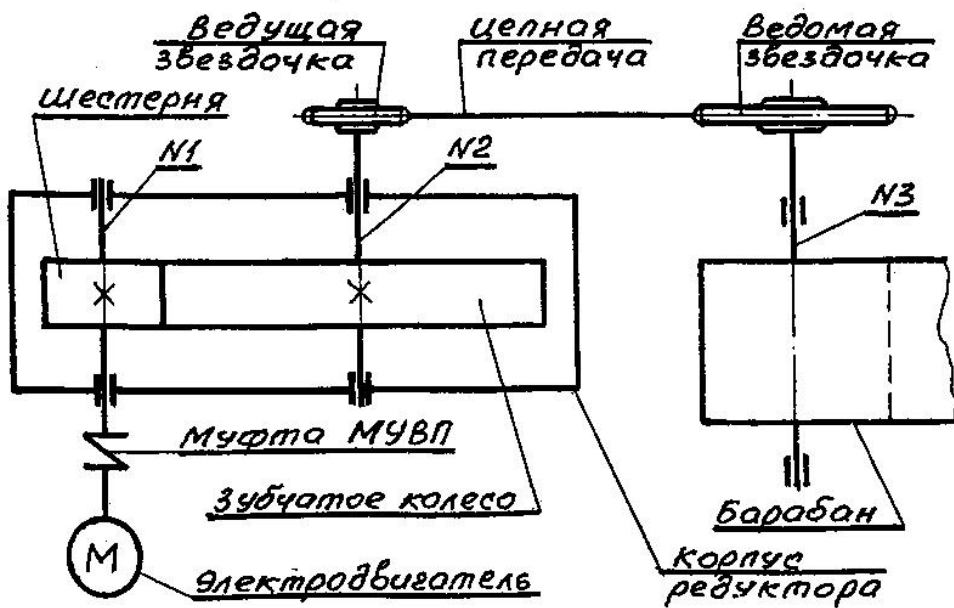


СХЕМА ПРИВОДА

Задание 2.1

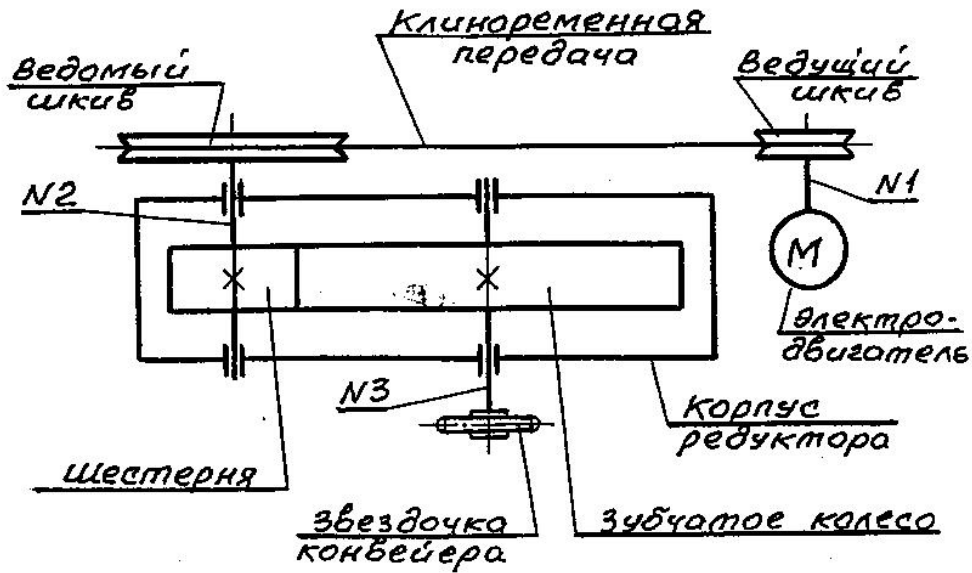
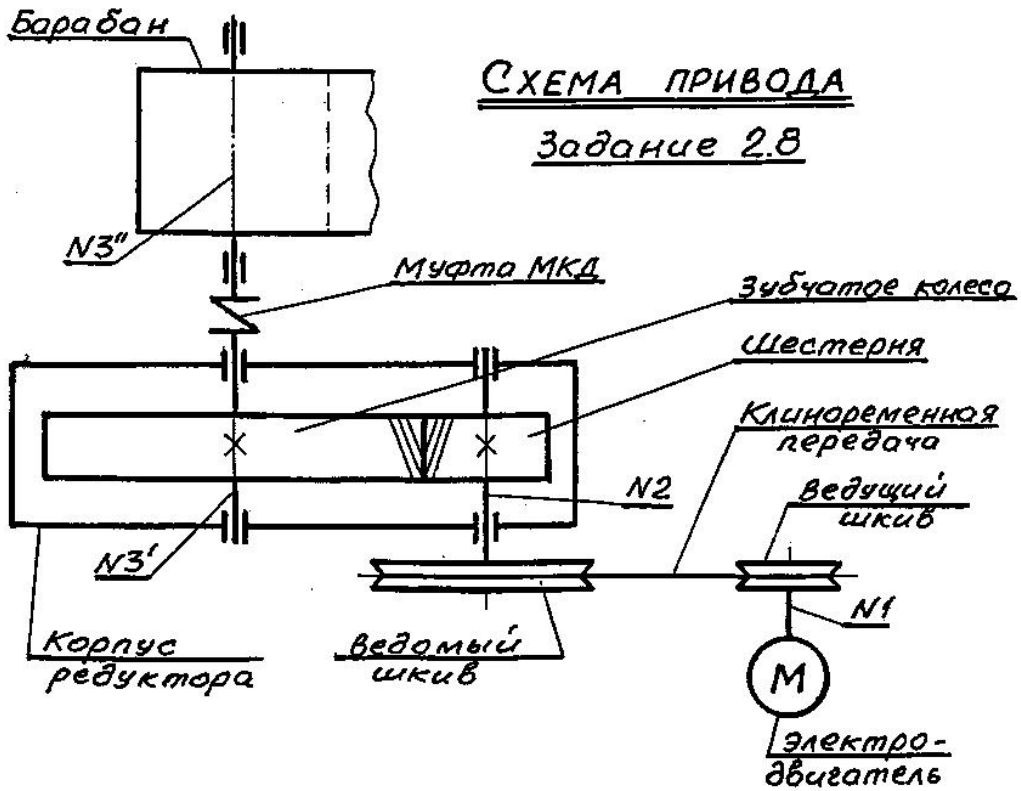


СХЕМА ПРИВОДА

Задание 2.8



Задание 2.1, исходные данные

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$P_3, \text{кВт}$	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7,5
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	2 π	2,2 π	2,3 π	2,5 π	2,7 π	2,8 π	3 π	3,2 π	3,3 π	3,4 π	3,3 π
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$P_3, \text{кВт}$	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	10	9	8	7
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	3,1 π	3 π	2,9 π	2,8 π	2,6 π	2,4 π	2,3 π	2,2 π	2 π	2,2 π	2,4 π

Задание 2.3, исходные данные

Таблица 7.2

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$P_3, \text{кВт}$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	14
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	1,8 π	1,5 π	1,3 π	1,2 π	π	0,8 π	0,7 π	0,8 π	π	1,2 π	1,3 π
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$P_3, \text{кВт}$	13	12	11	10	9	8	9	10	11	12	13
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	1,5 π	1,8 π	2 π	2,1 π	2,2 π	2,4 π	2,6 π	2,8 π	2,9 π	2,7 π	2,5 π

Задание 2.5, исходные данные

Таблица 7.3

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$P_3, \text{кВт}$	5	5	6	6	6	6	7	7	7	7	7
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	2,5 π	2,6 π	2,7 π	2,8 π	2,9 π	3 π	3,1 π	3,2 π	3,3 π	3,4 π	2,3 π
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$P_3, \text{кВт}$	7	7	7	7	7	7	7	8	8	8	8
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	2,4 π	2,5 π	2,6 π	2,7 π	2,8 π	2,9 π	3 π	3,1 π	3,2 π	3,3 π	3,4 π

Задание 2.8, исходные данные

Таблица 7.4

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$P_3, \text{кВт}$	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	7
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	2,3 π	2,2 π	2 π	1,8 π	1,7 π	1,8 π	2 π	2,2 π	2,3 π	2,4 π	2,5 π
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$P_3, \text{кВт}$	8	9	10	11	12	13	14	15	8	9	10
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	2,6 π	2,7 π	2,8 π	2,9 π	3 π	3,1 π	3,2 π	3,3 π	2,4 π	2,3 π	2,5 π

Приложение 8

Таблица 8.1

Пояснительная записка	Учебное пособие		
Глава 1	Глава 1		
Глава 2	Глава 2 (для заданий 2.1, 2.5, 2.8) Глава 3 (для задания 2.3)		
Глава 3	Глава 4 (для заданий 2.3 и 2.5) Глава 5 (для заданий 2.1 и 2.8)		
Глава 4	Глава 6		
	раздел 6.1 (для заданий 2.1; 2.5 и 2.8)	раздел 6.2 (для задания 2.3)	
	раздел 4.1	6.1.1	6.2.1
	раздел 4.2	6.1.2	6.2.2
	раздел 4.3	6.1.3	6.2.3
	раздел 4.4	6.3	
раздел 4.5	6.4		
Глава 5	Глава 7		
Глава 6	Глава 8		
Глава 7	Глава 9		

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Кинематический расчет привода	4
1.1. Выбор электродвигателя	4
1.2. Определение передаточных чисел привода	5
1.3. Механические параметры на валах привода	6
Глава 2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи	9
2.1. Выбор материала и термической обработки	9
2.2. Допускаемые контактные напряжения	9
2.3. Допускаемые напряжения изгиба	11
2.4. Межосевое расстояние	12
2.5. Предварительные основные размеры колеса	15
2.6. Модуль передачи	15
2.7. Суммарное число зубьев и угол наклона	16
2.8. Число зубьев шестерни и колеса	16
2.9. Фактическое передаточное число	17
2.10. Диаметры колес	17
2.11. Размеры заготовок	17
2.12. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям	18
2.13. Силы в зацеплении	18
2.14. Проверка колес по напряжениям изгиба	18
2.15. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки	19
Глава 3. Расчет червячной передачи	21
3.1. Выбор материала червяка и колеса	21
3.2. Допускаемые напряжения	21
3.3. Межосевое расстояние	23
3.4. Основные параметры червячной передачи	23
3.5. Размеры червяка и колеса	24
3.6. Проверочный расчет передачи на прочность	25
3.7. КПД передачи	26
3.8. Силы в зацеплении	26
3.9. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба	27
3.10. Проверочный расчет на прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки	27
3.11. Тепловой расчет	28
Глава 4. Расчет открытой цепной передачи	29
4.1. Выбор цепи	29
4.2. Проверка цепи на прочность	31
4.3. Определение числа звеньев цепи	32
4.4. Уточнение межосевого расстояния	32
4.5. Определение делительных диаметров звездочек	32
4.6. Определение наружных диаметров звездочек	32
4.7. Определение сил, действующих на цепь	33

4.8.	Коэффициент запаса прочности цепи	33
Глава 5.	Расчет клиноременной передачи	34
5.1.	Выбор сечения ремня	34
5.2.	Определение диаметров шкивов	34
5.3.	Определение предварительных значений межосевого расстояния и угла обхвата ремнем	35
5.4.	Определение длины ремня и уточнение межосевого расстояния и угла обхвата	36
5.5.	Определение мощности, передаваемой одним ремнем реальной передачи	36
5.6.	Определение числа ремней	37
5.7.	Определение силы предварительного натяжения одного ремня	38
5.8.	Определение силы, передаваемой на валы	38
5.9.	Ресурс наработки передачи	38
	Литература	39
	Приложение 1	40
	Приложение 2	41
	Приложение 3	46
	Приложение 4	49
	Приложение 5	52
	Приложение 6	56
	Приложение 7	58
	Приложение 8	59

Учебное издание

Леонтьев
Борис Сергеевич

РАСЧЕТ ПРИВОДА
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ЧАСТЬ 1

Корректор Габдурахимова Т.М.
Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 21.03.2011.
Подписано в печать 02.05.2011.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Тираж 200.
Заказ №28.

НХТИ (филиал) ГОУ ВПО «КГТУ», г. Нижнекамск, 423570,
ул. 30 лет Победы, д. 5а.