

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

В. Л. Николаенко
Т. Н. Микулик

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Учебно-методическое пособие для студентов
специальностей 1-43 01 02 «Электроэнергетические
системы и сети», 1-53 01 04 «Автоматизация
и управление теплоэнергетическими процессами»,
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»,
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)»
и 1-43 01 01 «Электрические станции»

В 6 частях

Часть 1

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.81-025.13(075.8)

ББК 34.42я7

Н63

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Теоретическая механика и ТММ» УО «Белорусский
государственный аграрный технический университет»
доцент кафедры «Материаловедение и проектирование технических
систем» Белорусского государственного технологического университета,
канд. техн. наук, доцент *С. Е. Бельский*

Николаенко, В. Л.

Н63 Расчет и конструирование деталей машин общего назначения
в примерах и задачах : учебно-методическое пособие для студентов
специальностей 1-43 01 02 «Электроэнергетические системы и се-
ти», 1-53 01 04 «Автоматизация и управление теплоэнергетически-
ми процессами», 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»,
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)» и 1-43 01 01 «Элек-
трические станции» : в 6 ч. / В. Л. Николаенко, Т. Н. Микулик. –
Минск : БНТУ, 2021. – Ч. 1 : Зубчатые передачи. – 110 с.
ISBN 978-985-583-577-7 (Ч. 1).

Издание предназначено для студентов, изучающих курс механики. В нем пред-
ставлены теоретические сведения, задачи для самостоятельного решения и типовые
примеры, знакомящие студентов с методикой решения задач.

Пособие может быть полезно лицам, изучающим механику самостоятельно или
обучающимся на заочных отделениях вузов.

УДК 621.81-025.13(075.8)

ББК 34.42я7

ISBN 978-985-583-576-0

ISBN 978-985-583-577-7 (Ч. 1)

© Николаенко В. Л., Микулик Т. Н., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Номер решен- ного примера	Номер задачи	
Предисловие	–	–	4
Глава 1. Зубчатые передачи	–	–	5
1.1. Геометрический расчет эвольвентных прямозубых передач.....	–	–	5
1.2. Особенности геометрии косозубых, шевронных и конических передач.....	–	–	9
1.3. Особенности геометрии конических колес	–	–	11
1.4. Усилия в зацеплении зубчатых передач	–	–	13
1.5. Материалы и термообработка зубчатых колес	–	–	16
1.6. Расчеты зубьев на сопротивление усталости по изгибным и контактным напряжениям.....	–	–	17
<i>1.6.1. Расчет зубьев на прочность при изгибе</i>	–	–	
<i>1.6.2. Расчет на контактную прочность активных поверхностей зубьев.....</i>	–	–	
Вопросы для самопроверки.....	–	–	20
Примеры.....	1–7	–	24
Задачи к заданиям	–	1–13	99
Список использованной литературы.....	–	–	110

ПРЕДИСЛОВИЕ

Пособие предназначено для студентов, изучающих курс механики по программе, утвержденной Министерством образования Республики Беларусь для высших учебных заведений.

В издании кроме задач для самостоятельного решения и типовых примеров, знакомящих студентов с методикой решения задач, в каждой главе помещено краткое изложение теории и приведены вопросы для самопроверки.

На основании личного многолетнего опыта ведения занятий всем начинающим изучать механику автор настоятельно рекомендует следующий порядок работы:

- 1) изучить теорию соответствующего раздела по учебным пособиям, рекомендованным Министерством образования Республики Беларусь;
- 2) прочитать краткое изложение теории, приведенное в прорабатываемой главе сборника, и ответить на вопросы для самопроверки;
- 3) лично полностью проделать все подсчеты по примерам, решенным в данной главе, придерживаясь текста пособия;
- 4) приступить к систематическому решению задач – по указанию преподавателя или по личному выбору.

Издание также могут использовать лица, изучающие механику самостоятельно или обучающиеся на заочных отделениях в институтах, университетах, академиях.

Наличие в сборнике значительного числа задач облегчает выбор материала для семестровых, контрольных, домашних и экзаменационных заданий, в чем особенно нуждаются начинающие преподаватели.

Большинство задач, вошедших в книгу, составлено авторами. Многие задачи рекомендованы их коллегами, некоторые публиковались ранее. Тематика и схемы некоторых типовых задач заимствованы из учебной литературы, список которой приведен в конце книги.

Авторы стремились к лаконичности текстов условий задач и указанию на чертежах большинства необходимых данных. Кроме того, наименования заданных и искомых величин во многих случаях заменены соответствующими буквенными обозначениями.

Авторы считают своей обязанностью выразить благодарность А. Т. Скойбеде, оказавшему помощь в подборе и проверке задач, принявшему участие в подготовке книги. Также авторы будут благодарны за все замечания об этом пособии.

S_y – окружная толщина зуба;
 e_y – окружная ширина впадины.

Длину окружности можно выразить через шаг p_y и число зубьев z :

$$\pi d_y = zp_y,$$

откуда

$$d_y = \frac{p_y}{\pi} z = m_y z,$$

где $m_y = \frac{p_y}{\pi}$ – окружной модуль.

Модуль и шаг зависят от окружности, к которой они относятся.

На колесе выделяется расчетная окружность, на которой шаг и модуль зубьев равны шагу и модулю зуборезного инструмента. Эта окружность называется **делительной** (r , d), а модуль зубьев на делительной окружности – **расчетным модулем зубчатого колеса**:

$$m = \frac{p}{\pi},$$

где p – шаг по делительной окружности (делительный шаг).

Значения m регламентированы СТ СЭВ 310–76, ГОСТ 9563–80.

1-й ряд: 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5 и т. д.;

2-й ряд: 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75 и т. д.

Геометрические параметры:

$$d = mz;$$

$$h = 2,25m;$$

$$h = h_a + h_f;$$

$$h_a = m;$$

Рис. 1.2. Параметр исходного контура зубчатой рейки

Высота зуба исходного производящего контура

$$h = 2(h_a^* + c^*)m,$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба;

$c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора.

Угол $\alpha = 20^\circ$ называется **углом главного профиля**.

Прямая, по которой толщина зуба равна ширине впадины, называется **делительной**. Зубчатые колеса бывают:

- 1) без смещения исходного контура (некорректированные);
- 2) со смещением.

Если делительная прямая исходного производящего контура касается делительной окружности нарезаемого колеса, то нарезается колесо без смещения, в противном случае – колесо со смещением (рис. 1.3).

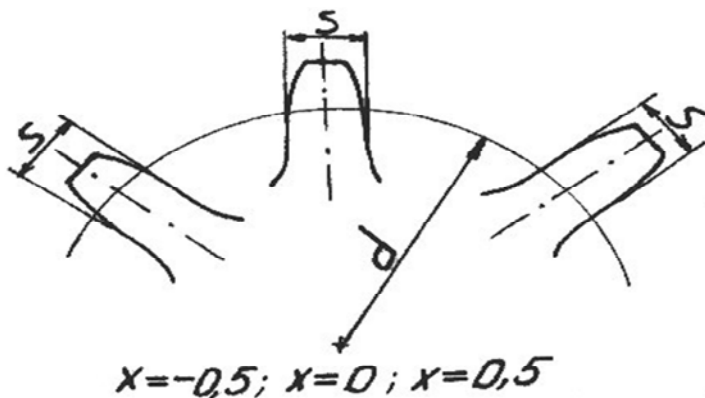


Рис. 1.3. Колеса со смещением и без

В зависимости от коэффициентов смещения зацепляющихся колес различают следующие типы передач:

- 1) передача без смещения ($x_1 = x_2 = 0$);
- 2) равносмещенная передача ($x_1 = -x_2 \neq 0, x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$);

3) положительная передача ($x_{\Sigma} > 0$);

4) отрицательная передача ($x_{\Sigma} < 0$).

В передачах без смещения и равносмещенных $\alpha_w = \alpha$ (угол зацепления равен углу главного профиля), $d_{w1,2} = d_{1,2}$ (делительные окружности одновременно являются и начальными), высота зуба $h = 2,25 m$. В передачах без смещения

$$S_{1,2} = e_{1,2} = \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi p}{2\pi} = 0,5 p;$$

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Межосевые расстояния для стандартных редукторов стандартны:

$$\alpha_w : 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 180; 200; \\ 225; 250; 280; 315 \text{ и т. д.}$$

При нарезании зубьев без смещения можно изготовить колесо лишь с $z_{1\min} \geq 17$ (если $x_{\Sigma} > 0$, то $z_{1\min} = 12$).

При окружных скоростях колес ($z_2 = uz_1$; $u \leq 6$ м/с) z_1 и z_2 принимают кратными друг другу; $u \geq 6$ м/с, для z_1 и z_2 принимают взаимно простые числа зубьев.

Расчет геометрических параметров цилиндрических зубчатых передач выполняется по ГОСТ 16530–83.

1.2. Особенности геометрии косозубых, шевронных и конических передач

Развернем на плоскость поверхность делительного цилиндра (рис. 1.4). Угол β называется **углом наклона линии зуба**. Два колеса в зацеплении должны иметь одинаковые углы β , причем при внешнем зацеплении направление винтовых линий у них разное (на одном колесе – правое, а на другом – левое).

У косозубых колес различают окружной шаг p_t (в торцовом сечении), нормальный шаг p_n (в нормальном сечении) и соответственно окружной (торцовый) $m_t = \frac{p_t}{\pi}$ и нормальный модуль $m_n = \frac{p_n}{\pi}$.

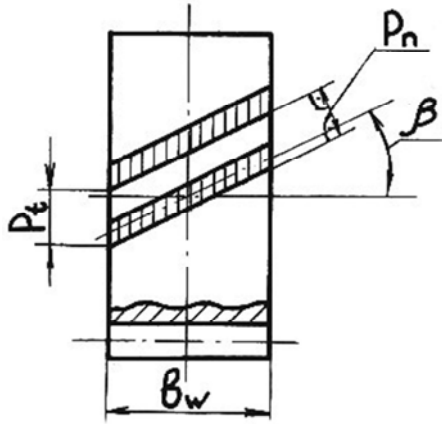


Рис. 1.4. Развертка поверхности делительного цилиндра

Стандартным расчетным модулем является нормальный модуль, т. е. $m = m_n$.

Очевидны следующие соотношения:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta};$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}.$$

Зацепление косозубых колес в торцовом сечении аналогично зацеплению прямозубых колес. Поэтому геометрический расчет косозубых колес производится по формулам для прямозубых колес с подстановкой в них параметров торцового сечения. Например, диаметры делительных окружностей определяются по формулам

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta};$$

$$d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}.$$

В косозубой передаче каждый зуб входит в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно.

Для передач ($m_n = m$) $x_1 = x_2 = 0$

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

Угол передачи наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8\text{--}15^\circ$, для шевронных $\beta = 30\text{--}45^\circ$. Менее 8° угол β выполнять не следует, так как утрачиваются преимущества косозубых передач перед прямозубыми.

1.3. Особенности геометрии конических колес

Конические зубчатые передачи служат для передачи вращения между валами с пересекающимися осями. Угол между осями (межосевой угол) $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ теоретически может быть в диапазоне $10^\circ < \Sigma < 170^\circ$. Наибольшее распространение получили передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$. δ_1 и δ_2 – углы делительного конуса шестерни и конуса (рис. 1.5).

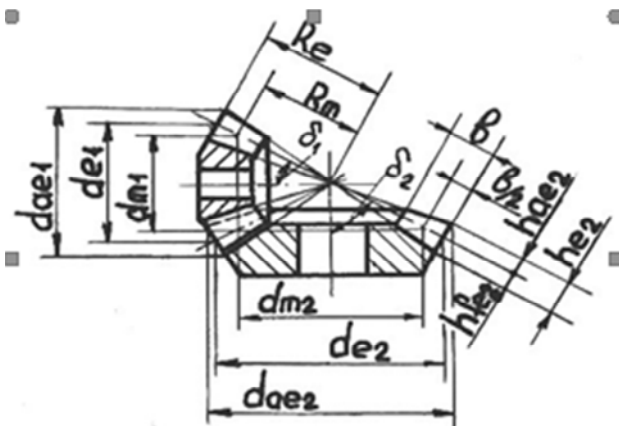


Рис. 1.5. Основные геометрические параметры конических колес

Конические прямозубые колеса нарезаются на зуборезных станках инструментами, в основу которых положен зуб исходной рейки (ГОСТ 13754–81), $h_a^* = 1$; $c^* = 0,2$; $\alpha = 20^\circ$.

Так как зубья на боковых поверхностях конусов отличаются от зубьев цилиндрических колес тем, что их размеры (толщина, высота) по мере приближения к вершине конуса уменьшаются, то соответственно изменяются шаг и модуль зацепления, а также диаметры вершин, делительный и впадин зубьев.

Основные параметры зацепления конической прямозубой передачи

$$d_m = m_{tm}z, \quad d_e = m_{te}z,$$

где d_m – средний делительный диаметр;

d_e – внешний делительный диаметр;

z – число зубьев шестерни и колеса;

m_{tm} – средний окружной модуль;

m_{te} – внешний окружной модуль, значения которого согласуют с СТ СЭВ 310–76, ГОСТ 13755–81.

$$m_{tm} = m_{te}(1 - 0,5k_{be}) = m_{te} - \frac{b \sin \delta_1}{Z_1},$$

где $k_{be} = \frac{b}{R_e}$ – коэффициент ширины зубчатого венца;

b – ширина зубчатого венца;

R_e – внешнее конусное расстояние.

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_{te}z_1}{2 \sin \delta_1} = 0,5m_{te}z_1 \sqrt{u^2 + 1}.$$

Размер модуля m_{te} определяет выбор параметров режущего инструмента. Высота головки зуба $h_{ae} = m_{te}$ и ножки $h_{fe} = 1,2m_{te}$.

Диаметры вершин зубьев и впадин конического зубчатого колеса

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta = d_e + 2m_{te} \cos \delta;$$

$$d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta = d_e - 2,4m_{te} \cos \delta.$$

Передаточное число при $\Sigma = 90^\circ$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{dm_2}{dm_1} = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1 = i.$$

Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5b.$$

1.4. Усилия в зацеплении зубчатых передач

При определении сил в зацеплении используют методы теоретической механики, а силами трения пренебрегают ввиду их малости.

Нормальная сила F_n направлена по линии зацепления (как по общей нормали к рабочим поверхностям зубьев).

Прямоугольная цилиндрическая передача (рис. 1.6).

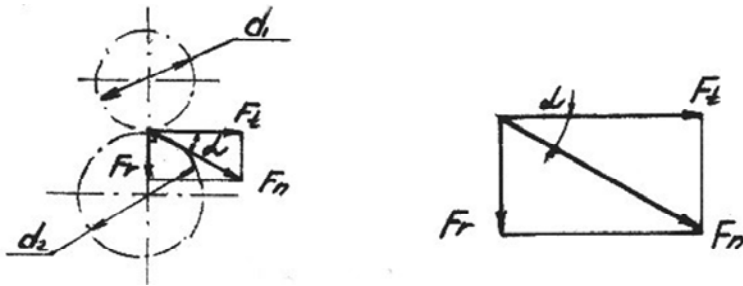


Рис 1.6. Силы, действующие в зацеплении прямоугольных цилиндрических колес

Силу F_n раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r составляющие:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r.$$

Сила, изгибающая зуб: $F_t = \frac{2T}{d}$;

Сила, сжимающая зуб: $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_w$.

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w},$$

Угол главного профиля $\alpha_w = \alpha$,

где α_w – угол зацепления;

T – вращающий момент на колесе (шестерне).

Векторы радиальных сил у колес с внешним зацеплением направлены к центру, а у колес с внутренним зацеплением – от центра зубчатого колеса.

Косозубая и шевронная цилиндрические передачи. Силу в зацеплении передачи раскладывают на окружную F_t , осевую F_a и радиальную F_r составляющие (рис. 1.7, а):

$$F_t^* = \frac{F_t}{\cos \beta};$$

$$F_t = \frac{2T}{d};$$

$$F_r = F_t^* \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta};$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta;$$

$$F_n = \frac{F_t^*}{\cos \alpha_n} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta},$$

где α_n – угол зацепления косозубой передачи в нормальном сечении;

β – угол наклона линии зуба.

Осевая сила F_a , стремящаяся сдвинуть колесо вдоль оси вала, дополнительно нагружающая опоры валов, детали корпусов, является недостатком косозубых передач.

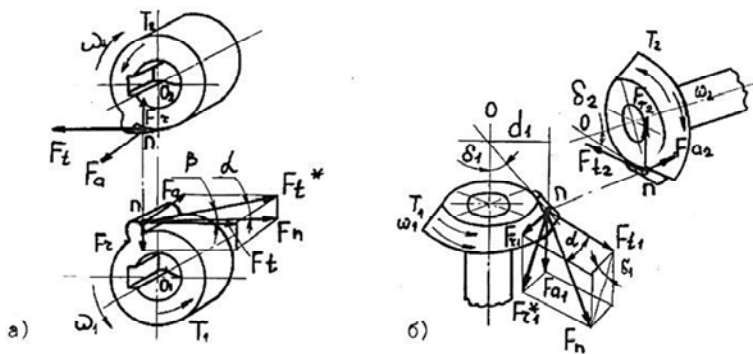


Рис. 1.7. Усилыя в зацеплениях косозубых (а) и конических (б) колес

Направление окружной и радиальной сил такое же, как и в прямозубой передаче. Осевая сила параллельна оси колеса, а направление вектора зависит от направления вращения колеса и направления линии зуба (рис. 1.8).

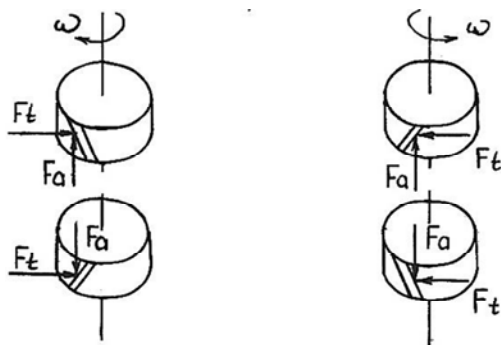


Рис. 1.8. Направления сил на ведущем колесе косозубой передачи

Конические зубчатые передачи. В зацеплении прямозубой конической передачи (см. рис. 1.7, б) нормальная сила F_n также раскладывается на три составляющие, рассчитываемые по среднему делительному диаметру d :

$$F_t = \frac{2T}{d};$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha};$$

$$F_r^* = F_t \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_r = F_r^* \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_a = F_r^* \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

Направления сил на ведущем и ведомом колесах противоположны и имеют место равенства

$$F_{a_1} = F_{r_2} \quad \text{и} \quad F_{r_1} = F_{a_2}.$$

1.5. Материалы и термообработка зубчатых колес

Зубчатые колеса изготавливают из сталей, чугуна и неметаллических материалов. Колеса из неметаллических материалов имеют небольшую массу и не корродируют, а передачи с ними бесшумны в работе. Но невысокая прочность материалов и, как следствие, большие габариты передачи, сравнительно высокая стоимость изготовления колес ограничивают их применение в силовых механизмах.

Чугунные зубчатые колеса дешевле стальных, их применяют в малонагруженных открытых передачах. Такие колёса имеют малую склонность к заеданию и хорошо работают при бедной смазке, но не выдерживают ударных нагрузок.

Наибольшее распространение в силовых передачах имеют колёса из сталей Ст 5, Ст 6, стали 35, 35Л, 40, 40Л и др., которые, как правило, подвергают термообработке для повышения нагрузочной способности.

Колёса малонагруженных передач в машинах общего назначения, а также колёса передач, габариты которых не ограничены, подвергают объемной закалке с высоким отпуском до твердости 300–350 НВ при диаметре колес до 150 мм. Колёса диаметром свыше 150 мм имеют твердость не менее 200 НВ. Зубья колес, подвергнутых такой обработке, имеют приблизительно одинаковую твердость

по всему сечению и могут быть нарезаны после термообработки, благодаря чему отпадает необходимость выполнения доводочных операций.

Для предотвращения заедания рабочих поверхностей нижний предел твердости шестерни (меньшего колеса), как показывает практика, должен быть на 30–50 единиц выше верхнего предела твердости колеса.

Колёса высоконагруженных передач в транспортных машинах и передачах ограниченных габаритов должны иметь твердость зубьев более 400 НВ.

1.6. Расчеты зубьев на сопротивление усталости по изгибным и контактным напряжениям

1.6.1. Расчет зубьев на прочность при изгибе. Условие прочностной надежности зуба

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP},$$

где σ_F – максимальное напряжение в опасном сечении зуба;

σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба для материала зуба.

Для оценки прочностной надежности зубчатой передачи необходимо иметь уравнение, связывающее максимальные напряжения в опасном сечении с внешней нагрузкой на зуб и размерами опасного сечения (параметрами передачи).

Прямозубые цилиндрические передачи. Расчет выполняют для наиболее опасного случая – однопарного зацепления, когда вся внешняя нагрузка передается одной парой зубьев, по формуле

$$\sigma_F = y_F \frac{F_t}{b_w m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma},$$

где F_t – окружная сила;

b_w – ширина венца колеса;

m – модуль зацепления;

y_F – коэффициент формы зуба;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев ($K_{F\alpha} = 1$);

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

Косозубые цилиндрические передачи. Максимальные напряжения в зацеплении косозубого цилиндрического колеса

$$\sigma_F = y_F y_\beta \frac{F_t}{\varepsilon_\alpha b_w m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где $y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$ – коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

ε_α – коэффициент перекрытия;

$$b_w = \psi_{bd} d_1,$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса;

$\psi_{bd} = 0,6-1,4$ для колес низкой твердости (не более 350 НВ);

$\psi_{bd} = 0,4-0,9$ (твердость более 350 НВ).

Ширину зубчатых колес принимают в зависимости от диаметра шестерни.

Конические передачи. В опасном сечении зуба конического колеса максимальные напряжения

$$\sigma_F = y_F \frac{F_t}{v_F b m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (1.1)$$

где v_F – экспериментальный коэффициент, учитывающий пониженную нагрузочную способность конических передач по сравнению с цилиндрическими передачами из-за конструктивных особенностей; $v_F = 0,85$ – для конических прямозубых передач; $v_F \approx 1-1,2$ – для передач с круговыми зубьями.

m – модуль в среднем нормальном сечении зуба.

1.6.2. Расчет на контактную прочность активных поверхностей зубьев. Расчет зубьев выполняют для фазы зацепления в полюсе:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP},$$

где σ_H – максимальное контактное напряжение на активной поверхности зубьев;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение.

Контактные напряжения σ_H одинаковы для обоих колес, поэтому расчет выполняют для того колеса, у которого σ_{HP} меньше.

Для расчета зубчатой передачи на контактную прочность необходимо иметь уравнение, связывающее максимальное напряжение σ_H с внешней нагрузкой и параметрами передачи.

Прямозубые и косозубые передачи. Напряжения. Предел контактной выносливости

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u \pm 1)^2}{2b_w a_w u}},$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес (модули упругости E_1 и E_2 и коэффициенты Пуассона ν_1 и ν_2); для стальных колес $Z_M = 27$;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$\text{для прямозубых передач } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

$$\text{для косозубых передач } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

$K_{H\alpha} = 1$ (в предварительных расчетах);

$K_{H\beta}$ и $K_{H\alpha}$ – выбираются из таблиц;

a_w – межосевое расстояние;

b_w – ширина колеса;

u – передаточное число;

b_w принимают в зависимости от межосевого расстояния:

$$\frac{B_w}{a_w} = \psi_{ba},$$

где ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса:

при симметричном положении колес – $\psi_{ba} = 0,315-0,5$;

при несимметричном – $\psi_{ba} = 0,25-0,4$;

при консольном расположении – $\psi_{ba} = 0,2-0,25$.

Конические передачи (прямозубые). Расчет производится по формуле (1.1), где вместо коэффициента ν_F подставляют коэффициент ν_H (установлен экспериментально, учитывает особенности прочности конических передач).

Для прямозубых передач $\nu_H = 0,85$.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи?
3. В чем сущность основной теоремы зацепления?
4. Что такое эвольвента окружности и какими свойствами она обладает?
5. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение в машиностроении?
6. Что называется полюсом зацепления, линией зацепления и углом зацепления?
7. Почему линия зацепления является линией давления?

8. Каков стандартный исходный контур рейки эвольвентного зацепления?

9. В чем сущность нарезания зубьев методом копирования и методом обкатки? Их сравнительная характеристика.

10. Какие окружности зубчатых передач называют начальными и какие делительными? В каких зубчатых передачах они совпадают?

11. Что называется шагом и модулем зубьев?

12. Что следует понимать под длиной активной линии зацепления?

13. Что следует понимать под коэффициентом торцового перекрытия ξ_α ? Как влияет его числовое значение на работу зубчатой передачи?

14. Каково минимальное значение ξ_α и как оно изменяется при увеличении числа зубьев и угла наклона зубьев?

15. Почему возникает скольжение профилей при взаимодействии зубьев?

16. Как влияет число зубьев на их форму и прочность?

17. При каком числе зубьев цилиндрической шестерни возникает их подрезание при нарезании инструментом реечного типа?

18. Что следует понимать под зубчатыми передачами со смещением (корректированными) и для чего оно применяется?

19. Какие применяются два типа передач со смещением и как оно осуществляется?

20. Каковы стандартные параметры зубчатого зацепления без смещения?

21. Какие факторы влияют на точность изготовления зубчатых колес? Какие степени точности имеют преимущественное распространение в машиностроении и как их выбирают?

22. Какие причины вызывают поломку зубьев, для каких передач (открытых или закрытых) она характерна и как можно ее предупредить?

23. В чем сущность усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, для каких передач оно характерно и как его можно предупредить?

24. Почему в открытых передачах не наблюдается выкрашивания рабочих поверхностей зубьев?

25. Каковы основные критерии работоспособности и расчета открытых и закрытых зубчатых передач?

26. Почему заедание наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах, в чем его сущность и как можно его предупредить?

27. Почему происходит износ зубьев, как он влияет на работу передачи и каковы меры его предупреждения?

28. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?

29. На какие две группы делятся стальные зубчатые колёса в зависимости от твердости рабочих поверхностей? Какая из групп более технологична и почему?

30. Почему шестерню изготавливают из более твердого материала?

31. Какая разница в твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса прямозубых и косозубых передач предпочтительна?

32. Какие факторы учитывают при выборе пускаемых контактных напряжений и допускаемых напряжений изгиба и как определяют эти напряжения?

33. Какие допущения принимаются при выводе формулы проверочного и проектного расчета открытых прямозубых передач? Порядок вывода этих формул.

34. Каково условие равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб?

35. Что учитывает коэффициент формы зуба и от каких факторов он зависит?

36. Что учитывают в расчетных формулах коэффициенты нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{Fv} , $K_{H\beta}$, K_{Hv} , от чего они зависят и как выбираются?

37. Почему ширину венца шестерни делают больше ширины венца колеса и на какую примерно величину?

38. Почему при проектном расчете закрытых передач сначала определяют межосевое расстояние, а не модуль?

39. Как влияет на размеры и работу передачи величина коэффициента ширины колеса ψ_{ba} ?

40. Какова должна быть минимальная величина модуля в силовых передачах и чем она обосновывается?

41. Каковы преимущества и недостатки косозубых передач по сравнению с прямозубыми? Когда рекомендуется их применять?

42. Как на работу косозубой передачи влияет изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов.

43. Какие модули различают в косозубых колёсах и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован и почему?

44. Что такое эквивалентное число зубьев косозубого колеса и как оно вычисляется?

45. От каких факторов зависят направления окружной и осевой сил в косозубой передаче?

46. Почему с увеличением угла наклона зубьев контактная прочность и прочность на изгиб косых зубьев повышаются, как это учитывается при их расчете?

47. Как влияет изменение диаметра зубчатых колес и модуля на их контактную прочность?

48. В каких случаях применяют шевронные зубчатые колёса и какими достоинствами они обладают по сравнению с косозубыми? Каковы недостатки шевронных колес?

49. Какие рекомендуются углы наклона зубьев шевронных колес и почему допускается их большая величина, чем у косозубых?

50. Какими недостатками в изготовлении, монтаже и работе обладают конические передачи по сравнению с цилиндрическими?

51. Почему конические колёса имеют бесчисленное множество значений модуля?

52. По каким модулям определяют размеры и производят расчет на изгиб зубьев конических колес?

53. Как направлены осевые силы и от чего зависит направление окружных сил, возникающих в зацеплении прямозубых конических передач?

54. Почему в формулы проектного и проверочного расчетов конических передач вводят коэффициент 0,85?

55. Почему расчеты на прочность конических прямозубых передач ведут по размерам в среднем сечении колес?

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Подобрать электродвигатель 1, разбить передаточное число по ступеням редуктора и рассчитать коническую зубчатую передачу редуктора 2 на прочность при условии, что мощность, передаваемая ведомым валом редуктора, $P_3 = 10$ кВт и угловая скорость этого вала $\omega_3 = 10 \text{ с}^{-1}$. Срок службы редуктора 30 000 ч (рис. 1.9).

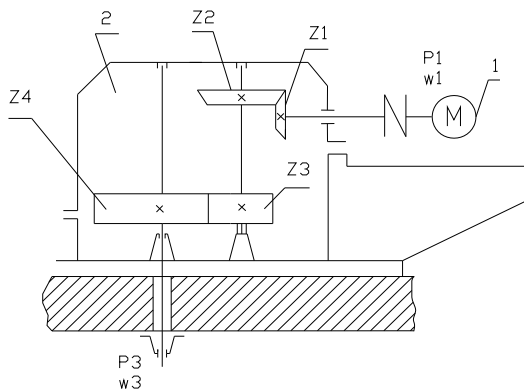


Рис. 1.9

Решение

1. Кинематический расчет.

1.1. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр.дв}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – КПД, учитывающий потери в отдельных ступенях передачи:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{кон}} \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{под}}^3 \eta_{\text{муф}};$$

$\eta_{\text{кон}} = 0,95-0,97$ – КПД конической закрытой передачи;

$\eta_{\text{цил}} = 0,96-0,98$ – КПД цилиндрической закрытой передачи;

$\eta_{\text{под}} = 0,99 - 0,995$ – КПД пары подшипников качения;

$\eta_{\text{муф}} = 0,98$ – КПД соединительной муфты.

$$\eta_{\text{общ}} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,885.$$

$$P_{\text{тр}} = \frac{10}{0,885} = 11,3 \text{ кВт.}$$

При подборе электродвигателя допускается перегрузка двигателя до 5–8 % при постоянной и до 10–12 % при переменной нагрузке.

Принимаем к использованию электродвигатель номинальной мощностью $P = 11 \text{ кВт}$ [15, табл. 3.3].

1.2. Частота вращения рабочего органа

$$n_3 = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 10}{3,14} = 95,5 \text{ мин}^{-1}.$$

1.3. Принимаем к использованию асинхронный двигатель серии 4А мод. 4А160S6УЗ ГОСТ 19523–81 мощностью $P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$ и частотой вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

1.4. Общее передаточное число привода и передаточные числа ступеней привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{973}{95,5} = 10,19.$$

Принимаем передаточные числа ступеней редуктора: конической передачи $u = 2,5$, цилиндрической $u = 4$.

$$\Delta u = \frac{10,18 - 10}{10,18} \cdot 100 \% = 1,8 \% < \pm 2,5 \%, \text{ что допустимо.}$$

1.5. Мощность на валах

$$P_3 = 10 \text{ кВт};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_{\text{цил}} \eta_{\text{подш}}^2} = \frac{10}{0,97 \cdot 0,99^2} = 10,5 \text{ кВт};$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{\text{кон}} \eta_{\text{подш}}} = \frac{10}{0,96 \cdot 0,99} = 11 \text{ кВт.}$$

1.6. Частоты вращения валов:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 975 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{z1z2}} = \frac{975}{2,5} = 390 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_1}{u_{z1z2} u_{z3z4}} = \frac{975}{2,5 \cdot 4} = 97,5 \text{ мин}^{-1}.$$

1.7. Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 975}{30} = 102,1 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 390}{30} = 40,8 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 97,5}{30} = 10,2 \text{ с}^{-1}.$$

1.8. Крутящие моменты на валах

$$T = \frac{P}{\omega}.$$

$$T_1 = \frac{11 \cdot 10^3}{102,1} = 108 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{10,5 \cdot 10^3}{40,8} = 257 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{10 \cdot 10^3}{10,2} = 980 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Расчет конической прямозубой передачи.

В качестве материала для изготовления шестерни и колеса принимаем сталь 45, где твердость зубчатого колеса $H_{B2} = 290$ HB, а твердость шестерни $H_{B1} = 310$ HB [3, табл. 3.3].

2.1. Допускаемые напряжения.

Предел контактной выносливости

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70.$$

$$\sigma_{H \lim b1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 310 + 70 = 690 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \text{ МПа.}$$

2.2. Базовое число циклов нагружений

$$N_{H \lim 1} = 30(H_{HB})^{2,4}.$$

$$N_{H \lim 1} = 30(H_{HB1})^{2,4} = 30 \cdot (310)^{2,4} = 2,86 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

$$N_{H \lim 1} = 30(H_{HB2})^{2,4} = 30 \cdot (290)^{2,4} = 2,437 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

2.3. Число циклов переменных напряжений. Расчетная долговечность $L_h = 30\,000$ ч. Суммарное число циклов переменных напряжений

$$N_K = 60cnL_h,$$

где c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L_h – срок службы привода, $L_h = 30\,000$ ч (см. задание);

n – частота рассчитываемого зубчатого колеса.

$$N_{K1} = 60cn_1L_h = 60 \cdot 975 \cdot 30\,000 \cdot 1 = 175,5 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

$$N_{K2} = 60cn_2L_h = 60 \cdot 390 \cdot 30\,000 \cdot 1 = 70,2 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

2.4. Коэффициент долговечности

$$Z_H = \sqrt[m]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}.$$

$$Z_{H1} = 20 \sqrt{\frac{N_{H \text{ lim1}}}{N_{K1}}} = 20 \sqrt{\frac{2,86 \cdot 10^7}{175,5 \cdot 10^7}} = 0,8139.$$

$$Z_{H2} = 20 \sqrt{\frac{N_{H \text{ lim2}}}{N_{K2}}} = 20 \sqrt{\frac{2,437 \cdot 10^7}{70,2 \cdot 10^7}} = 0,845.$$

2.5. Допускаемые контактные напряжения ([2, с. 151])

$$[\sigma_{HP}] = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ limb}} Z_H}{S_H},$$

где $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности.

$$[\sigma_{HP1}] = 0,9 \frac{690 \cdot 0,8139}{1,1} = 459,48 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{HP2}] = 0,9 \frac{650 \cdot 0,845}{1,1} = 449,39 \text{ МПа}.$$

2.6. Предел выносливости при изгибе

$$\sigma_{F \text{ limb}} = 1,75 H_{HB};$$

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,75 H_{HB1} = 1,75 \cdot 310 = 542,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,75 H_{HB2} = 1,75 \cdot 290 = 507,5 \text{ МПа}.$$

2.7. Допускаемые напряжения при изгибе

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FP \text{ limb}} Y_A Y_R Y_N Y_\sigma}{S_F},$$

где Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная) $Y_A = 1$, при двухстороннем $Y_A = 0,7-0,8$;

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности; при отсутствии полирования переходной поверхности зуба $Y_R = 1$;

Y_N – коэффициент долговечности, принимается равным 1:

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}},$$

где $N_{F \text{ lim}}$ – базовое число циклов нагружений, для любых сталей $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$ циклов;

q_F – показатель кривой усталости: для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев $q_F = 6$; для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зуба $H_{HB} > 350$ $q_F = 9$. Так как $N_K > N_{F \text{ lim}}$, то принимаем $Y_N = 1$. Тогда

$$[\sigma_{FP}]_1 = \frac{542,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 319,12 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FP}]_2 = \frac{507,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 298,53 \text{ МПа}.$$

3. Проектировочный расчет на контактную прочность.

Внешний делительный диаметр конического колеса

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{Re})^2 \psi_{Re}}},$$

где $K_d = 99$ – для прямозубой передачи;

T_2 – вращающий момент на колесе;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки;

$\psi_{Re} = 0,285$ – коэффициент длины зуба.

$$d_{e2} = 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{257 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 2,5}{(449,38)^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 260,49 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 12289–76 принимаем $d_{e2} = 280$ мм. Принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 28$. Тогда для колеса

$$z_2 = z_1 u = 28 \cdot 2,5 = 70.$$

Основные геометрические параметры конических колес:

– внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{280}{2,5} = 112 \text{ мм};$$

– внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_e}{Z} = \frac{280}{70} = 4 \text{ мм};$$

– внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{0,5d_{e2}}{\sin \delta_1} = \frac{0,5 \cdot 280}{\sin(21,8)^\circ} = 150,78 \text{ мм};$$

– угол делительного конуса

$$\delta_2 = \arctg(u) = \arctg(2,5) = 68,1985^\circ = 68^\circ 11' 55'';$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90^\circ - 68,1985^\circ = 21,8^\circ = 21^\circ 48' 5'';$$

– средний делительный диаметр

$$d_1 = d_{e1} - \sin(\delta_1)b = 112 - 34 \sin(21^\circ 48' 5'') = 99,37 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 3,549 \cdot 70 = 248,43 \text{ мм};$$

– средний окружной модуль

$$m = m_e \frac{R}{R_e} = 4 \cdot \frac{133,78}{150,78} = 3,549 \text{ мм};$$

– среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b = 150,78 - 0,5 \cdot 34 = 133,78 \text{ мм.}$$

Коэффициент смещения

$$x_1 = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{Z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{2,5^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{28}} = 0,317.$$

$\beta_m = 0$, так как передача прямозубая;

$$x_2 = -x_1 = -0,317.$$

Коэффициент расчетной толщины зуба исходного контура

$$x_{t1} = 0,03 + 0,008(u - 2,5) = 0,03;$$

$$x_{t2} = -x_{t1} = -0,03.$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = (1 + x_1)m_e = (1 + 0,317) \cdot 4 = 5,269 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = (1 + x_2)m_e = (1 - 0,317) \cdot 4 = 2,732 \text{ мм.}$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = h_{ae2} + 0,2m_e = 2,732 + 0,8 = 3,532 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + 0,2m_e = 5,269 + 0,8 = 6,068 \text{ мм.}$$

Внешняя высота зуба

$$h_e = 2,2m_e = 2,2 \cdot 4 = 8,8 \text{ мм.}$$

Внешняя окружная толщина зуба

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 + x_{t1})m_e = 1,83m_e = 7,32 \text{ мм};$$

$$S_{e2} = \pi m_e - S_{e1} = 4\pi - 7,32 = 4,67 \text{ мм.}$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg\left(\frac{h_{fe1}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{3,532}{150,78}\right) = 1^\circ 20' 24'';$$

$$\theta_{f12} = \arctg\left(\frac{h_{fe2}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{6,068}{150,78}\right) = 2^\circ 18' 16''.$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1^\circ 20' 24'';$$

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2^\circ 18' 16''.$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 2^\circ 18' 16'' + 21^\circ 48' 5'' = 24^\circ 6' 21'';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 1^\circ 20' 24'' + 68^\circ 11' 55'' = 69^\circ 32' 19''.$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 21^\circ 48' 5'' - 1^\circ 20' 24'' = 20^\circ 27' 41'';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 68^\circ 11' 55'' - 2^\circ 18' 16'' = 65^\circ 53' 39''.$$

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 112 + 2 \cdot 5,268 \cos(21^\circ 48' 5'') = 121,78 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 280 + 2 \cdot 2,732 \cos(68^\circ 11' 55'') = 282,03 \text{ мм}.$$

Проверим коэффициенты вершин:

$$\psi_{bR_e} = \frac{b}{R_e} = \frac{34}{150,78} = 0,25 < 0,3;$$

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{34}{99,37} = 0,34.$$

Условия выполняются.

Средняя окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 99,37 \cdot 975}{1000 \cdot 60} = 5,07 \text{ м/с.}$$

4. Силы в зацеплении.

Окружная сила на шестерне и колесе

$$F_t = \frac{2T}{d_{wm2}} = \frac{2 \cdot 257,35 \cdot 10^3}{239,96} = 2144,94 \text{ Н;}$$

$$d_{wm2} = 0,857 d_{e2} = 0,857 \cdot 280 = 239,96 \text{ мм.}$$

Осевая сила на шестерне:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2144,94 \cdot \operatorname{tg}(20)^\circ \cdot \cos(21,8)^\circ = 724,85 \text{ Н;}$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 2144,94 \cdot \operatorname{tg}(20)^\circ \cdot \sin(21,8)^\circ = 289,94 \text{ Н.}$$

Пример 2. Рассчитать зубчатые колеса одноступенчатого планетарного редуктора и подобрать электродвигатель, который соединяется с входным валом солнечной шестерни посредством упругой муфты. Мощность на выходном валу редуктора $P_3 = 12$ кВт, угловая скорость этого вала $\omega_3 = 24 \text{ с}^{-1}$. Срок службы редуктора 45 000 ч. Пусковая нагрузка 140 % от номинальной. Число сателлитов 3 (рис. 1.10).

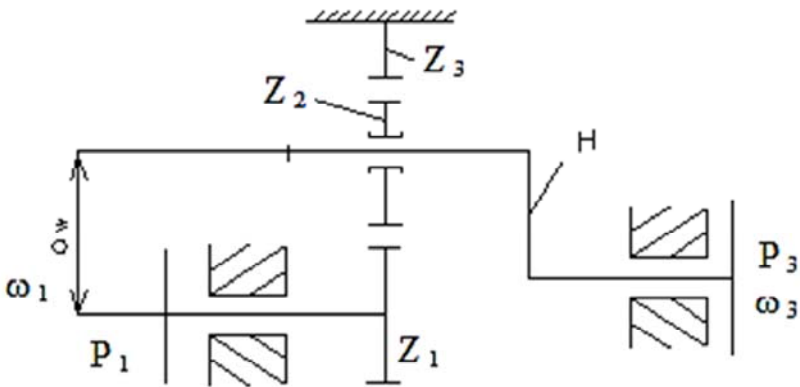


Рис. 1.10

Решение

1. Кинематический расчет.

Определяем общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_z \eta_{\text{п}}^3,$$

где η_z – КПД пары зубчатых цилиндрических колес: $\eta_z = 0,97$;

$\eta_{\text{п}}$ – КПД пары подшипников качения: $\eta_{\text{п}} = 0,99$.

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,94.$$

Определяем потребляемую двигателем мощность (расчетную мощность):

$$P_{\text{дв. потр}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}},$$

где $P_{\text{вых}}$ – потребляемая мощность на валу рабочей машины, кВт.

$$P_{\text{дв. потр}} = \frac{12}{0,94} = 12,76 \text{ кВт.}$$

Определяем частоту вращения вала двигателя:

$$n_{\text{дв}} = un_{\text{вых}},$$

где u – передаточное число редуктора; примем равным 4;
 $n_{\text{вых}}$ – частота вращения вала рабочей машины, мин^{-1} .

$$n_{\text{дв}} = 229 \cdot 4 = 916 \text{ мин}^{-1}.$$

Подбираем электродвигатель [15, табл. 3.3] с номинальной мощностью, равной или несколько превышающей расчетную, и с частотой вращения вала ротора, близкой к определенной выше (для быстроходного вала редуктора). Принимаем электродвигатель единой серии 4А типа 160S6, для которого $P_{\text{ном}} = 11 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв.ас}} = 916 \text{ мин}^{-1}$ [15, табл. 3.3]. Допускается перегрузка по мощности двигателя до 5–8 % при постоянной нагрузке и до 10–12 % – при переменной [2, 5].

Частоты вращения валов привода:

– частота вращения вала электродвигателя и ведущего вала редуктора

$$n_{\text{дв.ас}} = n_1 = 916 \text{ мин}^{-1};$$

– частота вращения ведомого вала редуктора и вала рабочей машины

$$n_2 = n_{\text{вых}} = n_1 / u = 916 / 4 = 229 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощности на валах привода:

– потребляемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв. потр}} = 12,76 \text{ кВт};$$

– мощность на ведущем валу редуктора

$$P_1 = P_{\text{дв. потр}} \eta_{\text{п}} = 12,76 \cdot 0,99 = 12,63 \text{ кВт};$$

– мощность на ведомом валу редуктора

$$P_2 = P_1 \eta_3 \eta_{\text{п}} = 12,63 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 12,3 \text{ кВт};$$

– мощность на валу рабочей машины

$$P_{\text{вых}} = P_2 \eta_{\text{п}} = 12,12 \cdot 0,99 = 12,0 \text{ кВт}.$$

Вращающие моменты на валах привода:

– момент на валу электродвигателя

$$T_{\text{дв}} = 9,55 \cdot 10^3 P_{\text{дв. потр}} / n_{\text{дв}} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{12,76}{916} = 133 \text{ Н·м};$$

– момент на ведущем валу редуктора

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 P_1 / n_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{12,63}{916} = 131,68 \text{ Н·м};$$

– момент на ведомом валу редуктора

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^3 P_2 / n_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{12,12}{229} = 505,86 \text{ Н·м};$$

– момент на валу рабочей машины

$$T_{\text{вых}} = 9,55 \cdot 10^3 P_{\text{вых}} / n_{\text{вых}} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{11,98}{229} = 500 \text{ Н·м}.$$

2. Расчет зубчатой передачи.

При выборе материала для изготовления зубчатой пары для обеспечения одинаковой долговечности обоих колес и ускорения их приработки твердость материала шестерни следует назначать больше твердости материала колеса. Разность твердостей для колес с $H_{\text{НВ}} < 350$ НВ рекомендуется: у прямозубых – 20–50 НВ; косозубых 20–70 НВ; при $H_{\text{НВ}} > 350$ НВ – 4–6 НРС. Для изготовления шестерни и колеса передачи редуктора выбираем сталь 40Х (ГОСТ 4543). Термообработка – улучшение: для шестерни – до твердости $HВ_1 = 325$ НВ, для колеса – до твердости $HВ_2 = 270$ НВ. Расчетная долговечность $L_h = 45\,000$ ч.

2.1. Допускаемые напряжения. Предел контактной выносливости

$$\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70;$$

$$\sigma_{H \lim b1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 325 + 70 = 720 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}.$$

2.2. Базовое число циклов нагружения.

$$N_{H \lim} = 30(H_{HB})^{2,4};$$

$$N_{H \lim 1} = 30(H_{HB1})^{2,4} = 30 \cdot (325)^{2,4} = 32 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{H \lim 2} = 30(H_{HB2})^{2,4} = 30 \cdot (270)^{2,4} = 20,5 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

2.3. Число циклов перемены напряжений. Расчетная долговечность $L_h = 45\,000$ ч. Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_K = 60cnL_h,$$

где c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;
 L_h – срок службы привода, 45 000 ч (см. задание);
 n – частота рассчитываемого зубчатого колеса.

$$N_{K1} = 60cn_1L_h = 60 \cdot 45\,000 \cdot 916 \cdot 1 = 247,3 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60cn_2L_h = 60 \cdot 45\,000 \cdot 229 \cdot 1 = 61,83 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

2.4. Коэффициент долговечности

$$Z_H = \sqrt[m]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}.$$

$$Z_{H1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{2,86 \cdot 10^7}{247,3 \cdot 10^7}} = 0,80.$$

$$Z_{H2} = 20 \sqrt{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{K2}}} = 20 \sqrt{\frac{2,437 \cdot 10^7}{61,83 \cdot 10^7}} = 0,85.$$

2.5. Допускаемые контактные напряжения ([2, с. 151])

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_H}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X Z_w,$$

где $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности;

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев [7, с. 24];

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости [7, с. 24];

Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала [7, с. 24];

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса [7, с. 24];

Z_w – коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материала сопряженных поверхностей зубьев.

При проектировочных расчетах по ГОСТ 21354–87 [7, с. 57] рекомендуется принимать

$$Z_R Z_V Z_L Z_X Z_w = 0,9.$$

$$[\sigma_{HP1}] = 0,9 \frac{\sigma_{H \lim b} Z_H}{S_H} = 0,9 \frac{720 \cdot 0,8}{1,1} = 471,27 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{HP2}] = 0,9 \frac{\sigma_{H \lim b} Z_H}{S_H} = 0,9 \frac{610 \cdot 0,85}{1,1} = 424,22 \text{ МПа}.$$

Для цилиндрической косозубой передачи для расчета [6, с. 342] принимается

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) > \sigma_{HP \min}.$$

При выполнении условия $\sigma_{HP\ 1-2} < 1,23 \sigma_{HP\ min}$ необходимо воспользоваться формулой

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}).$$

Так как σ_{HP} меньше минимального из двух значений σ_{HP1} и σ_{HP2} , в качестве расчетного напряжения принимаем минимальное значение.

3. Определение допускаемых напряжений изгиба.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b} Y_N Y_A Y_\delta Y_X}{S_F},$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma_{F\lim b}^0 Y_t Y_Z Y_g Y_d Y_A,$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений; выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки [6, с. 343, табл. 18.7; 7, с. 47, табл. 16];

Y_t – коэффициент, учитывающий технологию изготовления; $Y_t = 1$ [7, с. 34];

Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: поковка и штамповка $Y_Z = 1$; прокат $Y_Z = 0,9$; литые $Y_Z = 0,8$ [7, с. 34];

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для нешлифованной переходной поверхности принимают $Y_g = 1$ [7, с. 34];

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; если этого нет, то $Y_d = 1$ [7, с. 34];

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверс); при одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$, при двухстороннем $Y_A = 0,7-0,8$;

Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, при $d_a \leq 300$ мм $Y_X = 1$ [7, с. 37];

Y_δ – опорный коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений; для модуля передачи от 1 до 8 мм этот коэффициент убывает от 1,1 до 0,92; примем $Y_\delta = 1,0$ [7, с. 36];

S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,4-1,7$ [7, с. 35];

Y_N – коэффициент долговечности, но не менее 1 [7, с. 29].

Коэффициент Y_N

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}},$$

где $N_{F \text{ lim}}$ – базовое число циклов нагружений, для любых сталей $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$ циклов [6, с. 343];

N_K – общее число циклов перемены напряжений при нагрузках с постоянными амплитудами: $N_K = 60cnL_h$;

q_F – показатель кривой усталости, для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки зубьев $q_F = 6$; $q_F = 9$ для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зуба $H_{\text{HB}} > 350$ [8, с. 194]; [7, с. 32].

$$\sigma_{F \text{ lim} b1} = 1,75 \cdot 325 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 568,75 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim} b2} = 1,75 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 472,5 \text{ МПа}.$$

$$N_{K1} = 60cn_1L_h = 60 \cdot 45\,000 \cdot 916 \cdot 1 = 247,3 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60cn_2L_h = 60 \cdot 45\,000 \cdot 229 \cdot 1 = 61,83 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

Так как $N_K > N_{F \text{ lim}}$, то принимаем $Y_N = 1$. Тогда

$$\sigma_{FP1} = 568,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 334,56 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = 472,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 277,94 \text{ МПа}.$$

4. Проектировочный расчет передачи.

Проектировочный расчет передач служит только для предварительного определения размеров и не отменяет расчета на контактную выносливость.

При проектировочном расчете определяется один из геометрических параметров передачи – межосевое расстояние a_w или делительный диаметр шестерни d_1 [7, с. 57]. Предпочтительным считается расчет a_w , так как его значение сразу дает представление о габаритах передачи.

4.1. Делительный диаметр шестерни.

Определяем межосевое расстояние передачи из условия обеспечения контактной прочности зубьев [1, формула (3.7)]:

$$d_1 \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} (u+1)}{\sigma_H^2 u^2 \Psi_{bd}}};$$

где K_d – вспомогательный коэффициент;

$K_d = 675$ для косозубых и шевронных передач [6, с. 331];

$K_d = 770$ для прямозубых передач [7, с. 57].

Ориентировочное значение межосевого расстояния [6, с. 332; 7, с. 57]

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba} n_c}},$$

где знак «плюс» используется при расчете передач внешнего зацепления, а «минус» – для передач внутреннего зацепления;

K_a – вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых и шевронных передач $K_a = 430$ [6, с. 332; 7, с. 57];

T_2 – вращающий момент на колесе (на ведомом звене);

u – передаточное число передачи;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от твердости колес и параметра Ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 0,5 \quad \psi_{ba}(u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,4(4 \pm 1) = 1,$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра шестерни;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния; принимают из стандартного ряда чисел в зависимости от положения колес относительно опор.

Передача косозубая, расположение колес – симметричное, следовательно:

$$K_a = 430;$$

$$\psi_{ba} = 0,4;$$

$$\psi_{bd} = 0,5 [0,4(5+1)] = 1,2;$$

$$K_{H\beta} = 1,12;$$

$$\begin{aligned} a_w &= K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} = \\ &= 430 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,12 \cdot 505}{4^2 \cdot 424,22^2 \cdot 0,4}} = 169 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученное ориентировочное межосевое расстояние округляем до стандартного значения по предпочтительному ряду. Принимаем $a_w = 160$ мм.

4.2. *Нормальный модуль при принятой термообработке колес рекомендуется выбирать из диапазона*

$$m_n = (0,01-0,02) a_w = (1,6-3,2) \text{ мм.}$$

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда модулей принимаем $m = 3$ мм. Значение модуля менее 1,5 мм для силовых передач задавать не рекомендуется.

4.3. Рабочая ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм.}$$

4.4. Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + (2-7) \text{ мм} = 66-71 \text{ мм.}$$

Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7-18^\circ$. Предварительно приняв коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ [8, с. 174, табл. 9.1], определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \pi m_n \varepsilon_\beta / b_2;$$

$$\beta = 8^\circ 27' 36'';$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например $\beta = 10^\circ$.
Суммарное число зубьев [2, с. 13]

$$z_\Sigma = (2a_w \cos \beta) / m = 2 \cdot 160 \cdot \cos(8^\circ 27' 36'') / 3 = 105,55.$$

Принимаем

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 106.$$

Определим числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$z_1 = z_\Sigma / (u+1) = \frac{111}{5} = 21,2.$$

Принимаем

$$z_1 = 21;$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 106 - 21 = 85.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = \frac{85}{21} = 4,047.$$

$$\Delta u = (u_{\phi} - u)100 \% / u = \frac{4,047 - 4}{4} \cdot 100 \% = 1,19 \% \leq 4 \%.$$

Для того чтобы вписать косозубую цилиндрическую передачу в заданное межосевое расстояние $a_w = 160$ мм при принятых числах зубьев зубчатых колес, уточним угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = m (z_1 + z_2) / (2a_w) = \frac{3 \cdot 106}{2 \cdot 160} = 0,99375.$$

$$\beta = 6^{\circ}24'33".$$

Определим делительные диаметры, диаметры вершин и впадин зубьев зубчатых колес:

$$d_1 = m z_1 / \cos \beta = \frac{3 \cdot 21}{0,99375} = 63,39 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 / \cos \beta = \frac{3 \cdot 85}{0,99375} = 256,6 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 63,39 + 2 \cdot 3 = 69,39 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m = 256,6 + 2 \cdot 3 = 262,6 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m = 63,39 - 2,5 \cdot 3 = 55,89 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m = 256,6 - 2,5 \cdot 3 = 249,1 \text{ мм}.$$

Выполним проверку межосевого расстояния:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (63,39 + 256,6) / 2 = 160 \text{ мм}.$$

Вычислим величину усилий, действующих в зацеплении:
– окружное

$$F_t = 2 T_2 / d_2 = \frac{2 \cdot 505 \cdot 1000}{256,6} = 3936 \text{ Н};$$

– радиальное

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} / \cos \beta = \frac{3936 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{0,99375} = 1441,59 \text{ Н};$$

– осевое

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3936 \operatorname{tg}(6^\circ 24' 33'') = 442,1 \text{ Н}.$$

5. Проверочный расчет передач на изгибную усталость.

Расчетом определяется напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса. Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения их усталостного излома, устанавливается сопоставлением расчетного напряжения от изгиба и допускаемого напряжения: $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$. Расчетное местное напряжение при изгибе [7, с. 29]

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon,$$

где K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha};$$

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса [7, с. 30, табл. 13]:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_2}{F_t K_A} = 1 + \frac{8,336 \cdot 64}{1 \cdot 1968} = 1,27,$$

где ω_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм [7, с. 30, табл. 13]:

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u},$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев;

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

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

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

Для определения менее прочного звена необходимо рассчитать отношение σ_{FP} / Y_{FS} , проверку производить по тому из колес пары, у которого это отношение меньше; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для косозубых передач $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta (\beta / 120^\circ) \geq 0,7$ [7, с. 32, табл. 13]; Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Для косозубых передач при $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha;$$

при $\varepsilon_\beta < 1$

$$v = \pi dn / 60;$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + 0,8 / \varepsilon_\alpha [7, с. 32, табл. 13,];$$

$$v = \pi dn / 60 = \frac{3,14 \cdot 916 \cdot 63,39}{60 \cdot 1000} = 3,038 \text{ м/с};$$

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u} = 0,06 \cdot 7,3 \cdot 3,038 \sqrt{\frac{160}{4,047}} = 8,366 \text{ Н/мм.}$$

Следовательно,

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,27 \cdot 1,1 \cdot 1,35 = 1,889;$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta (\beta / 120^\circ) = 1 - 1,005 \cdot (6,4^\circ / 120^\circ) = 0,9463 > 0,7$$

[7, с. 32, табл. 13];

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha = 1 / 1,6757 = 0,5967.$$

Определим эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса [7, с. 62, табл. 20]:

$$z_{V1} = z_1 / \cos^3 \beta = 21 / \cos^3 6,4^\circ = 21,39;$$

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 \beta = 85 / \cos^3 6,4^\circ = 86,6.$$

Следовательно, $Y_{FS1} = 4,1$; $Y_{FS2} = 3,6$.

Определим отношение σ_{FP} / Y_{FS} :

$$\sigma_{FP1} / Y_{FS1} = 334,6 / 4,1 = 81,6;$$

$$\sigma_{FP2} / Y_{FS2} = 277,9 / 3,6 = 77,2.$$

Расчет по изгибным напряжениям ведем для колеса, так как $\sigma_{FP2} / Y_{FS2} < \sigma_{FP1} / Y_{FS1}$:

$$\sigma_{FP2} = \frac{1868}{3 \cdot 64} \cdot 1,889 \cdot 4,1 \cdot 0,9463 \cdot 0,594 = 42 \text{ МПа.}$$

Значение σ_{F2} значительно меньше σ_{FP2} , однако это нельзя рассматривать как недогрузку передачи, так как основным критерием работоспособности данной передачи является контактная усталость.

Пример 3. Привод лебедки состоит из электродвигателя, двух муфт, редуктора и тормоза. Подобрать электродвигатель, найти общее передаточное отношение и разбить его по ступеням редуктора; рассчитать на прочность и определить все размеры зубчатых колес цилиндрической тихоходной ступени редуктора. $P_4 = 15$ кВт, $\omega_4 = 7 \text{ с}^{-1}$ (рис. 1.11).

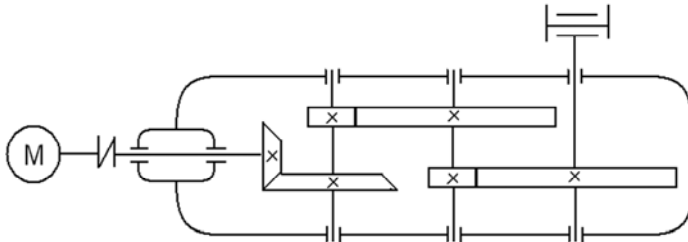


Рис. 1.11

Решение

1. Выбор электродвигателя.

Определим потребляемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э потр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода.

Определяем КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{пк}}^4 \eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{кон}}^2 \eta_{\text{цил}}^2,$$

где $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ – КПД подшипников качения;

$\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД соединительной муфты;

$\eta_{\text{кон}} = 0,95$ – КПД конической зубчатой передачи;

$\eta_{\text{цил}} = 0,96$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи.

Тогда общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99^4 \cdot 0,98^2 \cdot 0,95 \cdot 0,96^2 = 0,807.$$

Потребляемая мощность

$$P_{\text{э потр}} = \frac{P_4}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{15}{0,807} = 18,57 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель марки 4А160М4 со следующими параметрами:

$$P_{\text{дв}} = 18,5 \text{ кВт};$$

$$n = 1467 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения выходного вала

$$n_4 = \frac{\omega_4 30}{\pi} = \frac{7 \cdot 30}{\pi} = 66,88 \text{ мин}^{-1}.$$

Определим общее передаточное число:

$$u_{\text{тих.ц}} = 0,88 \sqrt{u_{\text{цил}}} = 0,88 \cdot \sqrt{7,3} = 2,37;$$

$$u_{\text{быстр.ц}} = \frac{7,3}{2,37} = 3,08.$$

2. При выборе материала для изготовления зубчатой пары для обеспечения одинаковой долговечности обоих колес и ускорения их приработки твердость материала шестерни следует назначать больше твердости материала колеса. Разность твердостей для колес с $H_{\text{НВ}} < 350$ НВ рекомендуется: у прямозубых 20–50 НВ; косозубых 20–70 НВ; при $H_{\text{НВ}} > 350$ НВ 4–6 НRC.

Для изготовления шестерни и колеса передачи редуктора выбираем сталь 40Х (ГОСТ 4543). Термообработка – улучшение: для шестерни – до твердости $H_{\text{НВ1}} = 325$ НВ, для колеса – до твердости $H_{\text{НВ2}} = 270$ НВ [15, табл. 3.4]

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} k_{HL},$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

Для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее 350 НВ и термообработкой улучшением $\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70$;

$[S_H]$ – коэффициент безопасности;

$[S_H] = 1,1$ – для шестерни;

k_{HL} – коэффициент долговечности, при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, $k_{HL} = 1$.

Для шестерни

$$\sigma_{H1} = \frac{2HB1 + 70}{[S_H]} k_{HL} = \frac{2 \cdot 325 + 70}{1,1} \cdot 1 = 654,54 \text{ МПа.}$$

Для колеса

$$\sigma_{H2} = \frac{2HB2 + 70}{[S_H]} k_{HL} = \frac{2 \cdot 270 + 70}{1,1} \cdot 1 = 554,54 \text{ МПа.}$$

3. Расчет цилиндрической зубчатой передачи.

Межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{HE2}}{\Psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}},$$

где $K_a = 430$ – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых и шевронных $K_a = 430$);

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки для неприрабатывающихся колес;

$$\Psi_{ba} = \frac{b_2}{d_1}.$$

Так как ширина b_2 и диаметр шестерни d_1 еще не определены, то коэффициент Ψ_{ba} определяют ориентировочно:

$$\Psi_{ba} = 0,5 \Psi_a (u + 1).$$

Из ряда стандартных чисел принимаем $\psi_a = 0,4$, тогда

$$\psi_{ba} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2,37 + 1) = 0,674.$$

При $\psi_{ba} = 0,674$ находим $K_{H\beta} = 1,14$.

$T_{HE2} = k_{нд} T_2$ – эквивалентный момент на колесе,

где $k_{нд} = k_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HE}}} \leq 1$ – коэффициент долговечности;

k_{HE} – коэффициент эквивалентности, зависящий от режима нагрузки;

$\sqrt[3]{\frac{N}{N_{HE}}}$ – коэффициент циклов, учитывающий различие в числе

циклов нагружений зубчатых колес;

$k_{нд} = 1$ – при числе циклов нагружений больше базового.

Тогда

$$T_{HE} = k_{нд} T_4 = T_2.$$

T_4 – вращающий момент на тихоходном валу:

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{15000}{7} = 2142,86 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значит,

$$a_w = 430 \cdot (2,37 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,14 \cdot 2142,86}{0,4 \cdot 2,37^2 \cdot (554,5)^2}} = 220,77 \text{ мм}.$$

Округляем a_w до ближайшего стандартного:

$$a_w = 224 \text{ мм}.$$

3.1. Предварительные основные размеры колеса. Делительный диаметр

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 224 \cdot 2,37}{2,37 + 1} = 315,06 \text{ мм}.$$

3.2. Модуль передачи

$$m_n = (0,01-0,02)a_w = (0,01-0,02)224 = (2,24-4,48) \text{ мм};$$

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 224 = 89,6 \text{ мм.}$$

Значение модуля, полученное расчетом, округляем в большую сторону до стандартного:

$$m_n = 3,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 90$ мм.

Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7-18^\circ$. Предварительно приняв коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ [8, с. 174, табл. 9.1], определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \pi m_n \varepsilon_\beta / b_2;$$

$$\beta = 7^\circ;$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например $\beta = 8^\circ$.

Суммарное число зубьев [2, с. 13]

$$z_\Sigma = (2a_w \cos \beta) / m = 2 \cdot 224 \cos(7^\circ) / 3,5 = 127,045.$$

Округляем до целого числа в меньшую сторону: $z_\Sigma = 127$.

3.3. Число зубьев шестерни и колеса. Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} \geq z_{\min};$$

$$z_1 = \frac{127}{(2,37+1)} = 37,69.$$

Принимаем $z_1 = 38$.

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 127 - 38 = 89.$$

3.4. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{89}{38} = 2,34;$$

$$\frac{u_\phi - u_p}{u_p} 100 \% = \frac{|2,34 - 2,37|}{2,37} 100 \% = 0,0126 \cdot 100 \%;$$

отклонение 1,26 %.

Чтобы вписать косозубую цилиндрическую передачу в заданное межосевое расстояние $a_w = 224$ мм при принятых числах зубьев зубчатых колес, уточним угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = m (z_1 + z_2) / (2 a_w) = \frac{3,5 \cdot 127}{2 \cdot 224} = 0,99218;$$

$$\beta = 7^\circ 10' = 7,167.$$

3.5. Диаметры колес:

$$d_1 = (z_1 m) / \cos \beta = 38 \cdot 3,5 / 0,99218 = 134,04 \text{ мм};$$

$$d_2 = (z_2 m) / \cos \beta = 89 \cdot 3,5 / 0,99218 = 313,955 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 134,04 + 2 \cdot 3,5 = 141,04 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 313,955 + 2 \cdot 3,5 = 320,955 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 134,04 - 2,5 \cdot 3,5 = 125,29 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 313,955 - 2,5 \cdot 3,5 = 305,205 \text{ мм}.$$

Выполним проверку межосевого расстояния:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (134,04 + 313,955) / 2 = 224 \text{ мм.}$$

3.6. Силы в зацеплении:

– окружная

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2142,86}{313,955 \cdot 10^{-3}} = 13,650 \text{ кН;}$$

– радиальная

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} / \cos \beta = \frac{13650 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{0,992} = 5008,53 \text{ Н;}$$

– осевая

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 13650 \operatorname{tg}(7^\circ 10') = 1716,32 \text{ Н.}$$

4. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\gamma} Y_F Y_B F_t / (b_2 m) < [\sigma_{F2}].$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} < [\sigma_{F1}].$$

Окружная скорость колеса

$$v = \frac{\pi d_4 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 313,995 \cdot 10^{-3} \cdot 66,88}{60} = 1,09 \text{ м/с.}$$

Степень точности передачи 9, так как $v < 2 \text{ м/с}$.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ для прирабатывающихся колес при переменной нагрузке принимаем

$$K_{F\beta} = K'_{F\beta}(1 - \chi) + \chi;$$

где $K'_{F\beta}$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки;

χ – коэффициент режима.

Для неприрабатывающихся колес

$$\psi_{ba} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{90}{134,04} = 0,67;$$

$$K_{F\beta} = K'_{F\beta} = 1,46.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} при окружной скорости 1,09 м/с

$$K_{Fv} = 1,15.$$

$Y_B = 1$ – передача прямозубая.

$$Y_{F1} = 3,63.$$

$$Y_{F2} = 3,6.$$

$$F_{tE} = K_{FD}F_t = 1 \cdot 13650 = 13650 \text{ Н.}$$

Вычисляем:

$$\sigma_{F2} = 1 \cdot 1,46 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1,36 \cdot 13650 / (90 \cdot 3) = 115,44 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 115,44 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 237 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 115,44 \cdot 3,63 / 3,6 = 116,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} < [\sigma_{F1}];$$

$$\sigma_{F2} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_F Y_B Y_E / (b_2 m) < [\sigma_{F2}].$$

4.1. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_w u} \sqrt{\frac{(u+1)^2 K_{HL} K_{H\beta} K_{Hv} T_{HE2}}{b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где для прямозубых колес $K_{HL} = 1$;

$$K_H = 3,2 \cdot 10^5;$$

$$K_{Hv} = 1,05 \text{ при } v = 1,28 \text{ м/с};$$

$$K_{H\beta} = K'_{H\beta}(1 + \chi) + \chi \geq 1,05;$$

$$\chi = 0,5 \text{ – режим нагрузки};$$

$$K'_{H\beta} = 1,24;$$

$$K_{H\beta} = 1,24 \cdot (1 - 0,5) + 0,5 = 1,12.$$

Вычисляем

$$\sigma_H = \frac{3,2 \cdot 10^5}{224 \cdot 10^{-3} \cdot 2,37} \cdot \sqrt{\frac{(2,37 + 1)^2 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,05 \cdot 2142,86}{90 \cdot 10^{-3}}} = 339,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = 554,5 \text{ МПа}.$$

4.2. Проверка зубьев колес на статическую прочность по кратковременно действующим типовым моментам

$$T_n = 180 \% T_{\text{НОМ}};$$

$$\sigma_n = \sigma_H \sqrt{\frac{T_n}{T}} \leq [\sigma_n]_{\text{max}};$$

$$\frac{T_n}{T_{\text{НОМ}}} = 1,8;$$

$$\sigma_n = \sigma_H \sqrt{1,8} = 339,9 \cdot 1,34 = 456,023 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_n]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа};$$

$$\sigma_n < [\sigma_n]_{\max}.$$

Пример 4. Привод к шнеку (рис. 1.12) осуществляется от электродвигателя через соосный зубчатый редуктор и открытую коническую зубчатую передачу. Определить общее передаточное отношение привода, разбить его по ступеням зацепления и определить все размеры зубчатых колес тихоходной ступени редуктора. $P = 10 \text{ кВт}$, $\omega_1 = 77 \text{ с}^{-1}$, $\omega_4 = 2,5 \text{ с}^{-1}$. Срок службы передачи 30 000 ч. Пусковая нагрузка 180 % от номинальной.

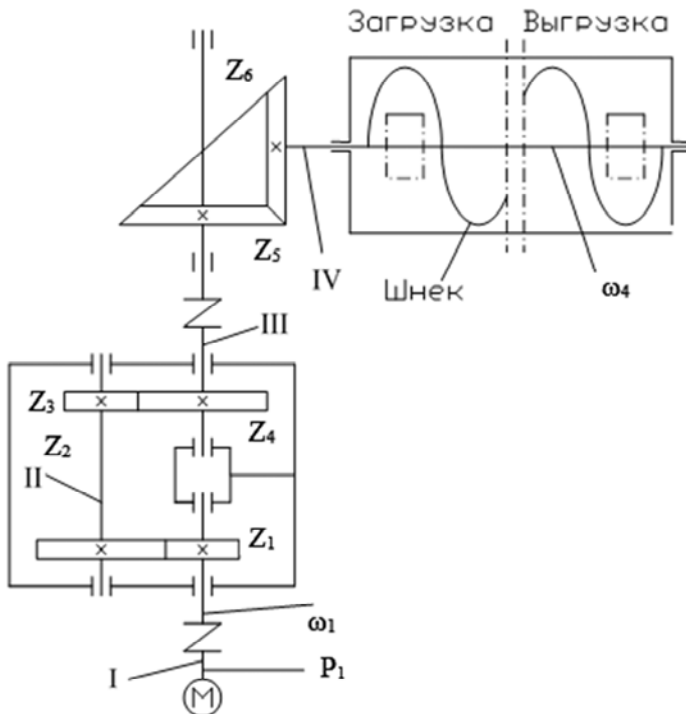


Рис. 1.12

Решение

1. Общее передаточное число привода

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{77}{2,5} = 30,8.$$

Для разбиения передаточного числа по ступеням зацепления воспользуемся графиком (Иванов М. Н. «Детали машин», с. 159), учтя, что передаточное отношение первой (быстроходной) ступени рекомендуется брать больше, чем второй.

Итак, принимаем $u_{\text{цил. быстр}} = 4$, $i_2 = 3$.

Тогда $u_{\text{цил. тих}} = 2,57$; $u_0 = u_{\text{цил. быстр}} u_2 u_{\text{цил. тих}} = 30,8$.

Крутящие моменты на валах

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3}{77} = 130 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = T_1 i_1 \eta = 130 \cdot 4 \cdot 0,97 = 504,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = T_2 i_2 \eta = 504,4 \cdot 3 \cdot 0,97 = 1467,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

где η – КПД цилиндрической зубчатой передачи.

Для определения размеров зубчатых колес тихоходной цилиндрической ступени редуктора выберем материал шестерни и колеса.

В качестве материала для изготовления шестерни и колеса принимаем сталь 45, где твердость зубчатого колеса $H_{\text{HB}2} = 270$ НВ, а твердость шестерни $H_{\text{HB}1} = 325$ НВ [15, табл. 3.4].

2. Допускаемые напряжения.

Предел контактной выносливости

$$\sigma_{H \text{ lim } b} = 2 H_{\text{HB}} + 70;$$

$$\sigma_{H \text{ lim } b1} = 2 H_{\text{HB}1} + 70 = 2 \cdot 325 + 70 = 720 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim } b2} = 2 H_{\text{HB}2} + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа};$$

$$\sigma_T = 400 \text{ МПа}.$$

3. Допускаемое контактное напряжение

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} k_{HL},$$

где $\sigma_{H \text{ limb}}$ – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов N_{HO} ;

S_H – коэффициент безопасности;

k_{HL} – коэффициент долговечности;

$S_H = 1,1$ [8, с. 192];

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но меньше или равен } 2,4,$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений:

$$N_{HE} = \frac{60}{T_1^3} \left(T_1^3 L_h 0,2 + (0,75 T_1)^3 L_h 0,5 + (0,2 T_1)^3 L_h 0,3 \right).$$

$$n_1 = \frac{30 \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 77}{3,14} = 735,67 \text{ мин}^{-1};$$

$$L_h = 30\,000 \cdot \frac{180}{100} = 54\,000 \text{ ч};$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 735,67 \cdot 54\,000 \left(0,2 + 0,75^3 \cdot 0,5 + 0,2^3 \cdot 0,3 \right) = 9,5 \cdot 10^8.$$

Так как $N_{HE} > N_{HO}$ ($N_{HO} = 1,5 \cdot 10^7$), принимаем коэффициент долговечности $k_{HL} = 1$, тогда

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} k_{HL} = \frac{720}{1,1} \cdot 1 = 654,54 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} k_{HL} = \frac{610}{1,1} \cdot 1 = 554,54 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} k_{FC} k_{FL},$$

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

k_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки;

k_{FL} – коэффициент долговечности;

$$\sigma_{F \lim b1} = 325 \cdot 1,75 = 568,75 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 270 \cdot 1,75 = 472,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$k_{FC} = 1;$$

$$N_{FE} = 60 L_h N_{1\Sigma} \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^m = 60 \cdot 54\,000 \cdot 735,67 \times \\ \times (0,2 + 0,75^6 \cdot 0,5 + 0,2^6 \cdot 0,3) = 6,3 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6.$$

Значит, принимаем $k_{FL} = 1$; $S_F = 1,7$.

$$\sigma_{FP1} = \frac{568,75}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 344,56 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{472,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 277,94 \text{ Н/мм}^2.$$

Делительный диаметр шестерни.

Определяем межосевое расстояние передачи из условия обеспечения контактной прочности зубьев

$$d_1 \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} (u+1)}{\sigma_H^2 u^2 \Psi_{bd}}},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент; $K_d = 675$ – для косозубых и шевронных передач [6, с. 331], $K_d = 770$ – для прямозубых передач [7, с. 57].

Ориентировочное значение межосевого расстояния [6, с. 332; 7, с. 57].

$$a_w = K_a (u_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u_2^2 \psi_{ba}}};$$

где знак «плюс» используется при расчете передач внешнего зацепления, а «минус» – для передач внутреннего зацепления;

K_a – вспомогательный коэффициент: для прямозубых передач; $K_a = 495$, для косозубых и шевронных передач $K_a = 430$ [6, с. 332; 7, с. 57];

T_2 – вращающий момент на колесе (на ведомом звене);

u – передаточное число передачи;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от твердости колес и параметра ψ_{bd} :

ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра шестерни;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния; принимают из стандартного ряда чисел в зависимости от положения колес относительно опор.

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,4(3 \pm 1) = 0,8.$$

Передача косозубая, расположение колес – симметричное, следовательно,

$$K_a = 430;$$

$$\psi_{ba} = 0,4;$$

$$\psi_{bd} = 0,5 [0,4(5+1)] = 0,8;$$

$$K_{H\beta} = 1,05;$$

$$a_w = K_a (u_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u_2^2 \psi_{ba}}} =$$

$$= 430 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,12 \cdot 504,4}{3^2 \cdot 554,4^2 \cdot 0,4}} = 137,47 \text{ мм.}$$

Полученное ориентировочное межосевое расстояние округляем до стандартного значения по предпочтительному ряду [15, с. 55, табл. 5.4]. Принимаем $a_w = 140$ мм.

5. Расчет на прочность тихоходной ступени.

Ориентировочное значение делительного диаметра шестерни тихоходной ступени находим по формуле

$$d_3 = 770 \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} (u + 1)}{\psi_{ba} \sigma_{HP}^2 u^2}};$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_a (u + 1) = 0,8;$$

$$K_{H\beta} = 1,12 \text{ [8, табл. 9.5];}$$

$$d_3 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{504,4 \cdot 1,12 \cdot (3 + 1)}{0,8 \cdot 554,4^2 \cdot 9}} = 82,5 \text{ мм.}$$

5.1. Рабочая ширина колес тихоходной ступени

$$b_2 = \psi_{ab} a_w = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + (2 - 7) = 56 + (2 - 7) = 56 - 63 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 60$ мм.

5.2. Модуль зацепления

$$m_n = (0,01-0,02)a_w = (0,01-0,02) \cdot 140 = (1,4-2,8) \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда модулей [15, табл. 5.5, с. 55] принимаем $m = 2,5$ мм. Значение модуля менее 1,5 мм для силовых передач задавать не рекомендуется.

Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7-18^\circ$. Предварительно приняв коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ [8, с. 174, табл. 9.1], определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \pi m_n \varepsilon_\beta / b_2;$$

$$\beta = 7^\circ 31' 9'';$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например, $\beta = 10^\circ$.
Суммарное число зубьев [2, с. 13]

$$z_\Sigma = (2a_w \cos \beta) / m = 2 \cdot 140 \cdot \cos(7^\circ 31' 9'') / 2,5 = 111,036.$$

Принимаем $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 111$. Определим числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 .

$$z_1 = z_\Sigma / (u_{\text{тих.}} + 1) = \frac{111}{4} = 27,75.$$

Принимаем

$$z_1 = 27; z_2 = z_\Sigma - z_1 = 111 - 27 = 84.$$

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = \frac{84}{27} = 3,11.$$

$$\Delta u = (u_\phi - u) / u \cdot 100 \% = \frac{(3,11 - 3)}{3} \cdot 100 \% = 3,6 \% \leq 4 \%.$$

Для того чтобы вписать косозубую цилиндрическую передачу в заданное межосевое расстояние $a_w = 125$ мм при принятых числах зубьев зубчатых колес, уточним угол наклона зубьев:

$$\cos\beta = m (z_1 + z_2) / (2a_w) = \frac{2,5 \cdot 111}{2 \cdot 140} = 0,99107;$$

$$\beta = 7^\circ 40' 44''.$$

Определим делительные диаметры, диаметры вершин и впадин зубьев зубчатых колес:

$$d_1 = mz_1 / \cos\beta = \frac{2,5 \cdot 27}{0,99107} = 68,1 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 / \cos\beta = \frac{2,5 \cdot 84}{0,99107} = 211,89 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 68,1 + 2 \cdot 2,5 = 73,1 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m = 211,89 + 2 \cdot 2,5 = 216,89 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m = 68,1 - 2,5 \cdot 2,5 = 61,85 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m = 211,89 - 2,5 \cdot 2,5 = 205,64 \text{ мм}.$$

5.3. Проверка межосевого расстояния:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (68,1 + 211,89) / 2 = 140 \text{ мм}.$$

Выполняем проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям. Силы в зацеплении:

– окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 504,4}{0,0825} = 12227,8 \text{ Н};$$

– радиальная

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} / \cos \beta = \frac{12\,227,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{0,99107} = 4490,7 \text{ Н};$$

– осевая

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 12\,227,8 \cdot \operatorname{tg}(7^\circ 40' 44'') = 1654,1 \text{ Н}.$$

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_3 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 82,5 \cdot 23,88}{60 \cdot 1000} = 0,103 \text{ м/с}.$$

5.4. *Определение удельной окружной динамической силы.* Расчет определяется напряжением в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса. Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения их усталостного излома, устанавливают сопоставлением расчетного напряжения от изгиба и допускаемого напряжения: $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

Расчетное местное напряжение при изгибе [7, с. 29]

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon;$$

где K_F – коэффициент нагрузки: $K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса [7, с. 30, табл. 13];

g_0, δ_F – [15, с. 56, табл. 5.7].

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_2}{F_t K_A},$$

где ω_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм [7, с. 30, табл. 13];

$$\omega_{Fv} = v\delta_F g_0 \sqrt{\frac{a_w}{i_2}} = 0,06 \cdot 73 \cdot 0,18 \cdot \sqrt{\frac{140}{3}} = 5,38;$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{5,38 \cdot 60}{1 \cdot 12227,8} = 1,026,$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев;

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

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

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

Для определения менее прочного звена необходимо рассчитать отношение σ_{FP} / Y_{FS} , проверку производить по тому из колес пары, у которого это отношение меньше.

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба; для косозубых передач $Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} (\beta / 120^\circ) \geq 0,7$ [7, с. 32, табл. 13];

Y_{ε} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для косозубых передач при $\varepsilon_{\beta} \geq 1$ $Y_{\varepsilon} = 1 / \varepsilon_{\alpha}$; при $\varepsilon_{\beta} < 1$ $Y_{\varepsilon} = 0,2 + 0,8 / \varepsilon_{\alpha}$ [7, с. 32, табл. 13];

Следовательно,

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,1 \cdot 1,35 \approx 1,52;$$

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot (\beta / 120^\circ) = 1 - 1,005 \cdot (8^\circ 6' 35'' / 120^\circ) = 0,932 > 0,7$$

[7, с. 32, табл. 13];

$$Y_{\varepsilon} = 1 / \varepsilon_{\alpha} = 1 / 1,6757 = 0,5967.$$

Определим эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса [7, с. 62, табл. 20]:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 28 / \cos^3(8^\circ 6' 35'') = 28,85;$$

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 \beta = 82 / \cos(8^\circ 6' 35'') = 84,5.$$

Следовательно, $Y_{FS1} = 3,9$; $Y_{FS2} = 3,2$ [8, рис. 5.5]. Определим отношение σ_{FP} / Y_{FS} :

$$\sigma_{FP1} / Y_{FS1} = 334,6 / 3,9 = 85,79;$$

$$\sigma_{FP2} / Y_{FS2} = 277,9 / 3,2 = 86,84.$$

Расчет по изгибным напряжениям ведем для колеса, так как $\sigma_{FP2} / Y_{FS2} < \sigma_{FP1} / Y_{FS1}$:

$$\sigma_{F2} = \frac{12227,8}{2,5 \cdot 60} \cdot 1,52 \cdot 3,2 \cdot 0,5967 \cdot 1,07 = 253,15 \text{ МПа.}$$

Значение σ_{F2} значительно больше σ_{F2} .

Пример 5. Электролебедка (рис. 1.13) состоит из электродвигателя 1, двух муфт: упругой 2 и соединительной 4, двухступенчатого цилиндрического редуктора 3 и барабана 5. Подобрать электродвигатель, рассчитать зубчатые колеса тихоходной ступени редуктора. Вес поднимаемого груза $F = 22 \text{ кН}$, скорость завивания каната на барабан $v = 0,25 \text{ м/с}$, диаметр барабана $D = 280 \text{ мм}$. Срок службы редуктора 32 000 ч. Недостающими данными задаться. Пусковая нагрузка 150 % от номинальной.

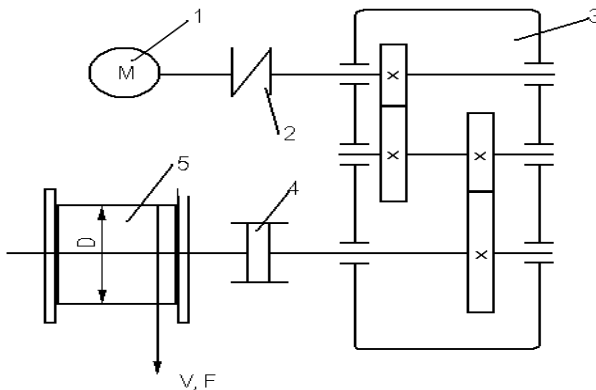


Рис. 1.13

Решение

1. Выбор электродвигателя.

1.1. По исходным данным определяем выходную мощность (потребляемую мощность двигателя):

$$P_{\text{вых}} = \frac{Fv}{1000} = \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{1000} = 5,5 \text{ кВт.}$$

1.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{э. тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta},$$

где η – КПД редуктора ($\eta = 0,97$).

$$P_{\text{э. тр}} = \frac{5,5}{0,97} = 5,67 \text{ кВт.}$$

С учетом пусковой нагрузки

$$P_{\text{э. тр}} = 5,67 \cdot 1,5 = 8,5 \text{ кВт.}$$

Так как работа привода реверсивная, принимаем двигатель с синхронной частотой вращения $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$. 4A160S6 (11,0 кВт).

2. Кинематический расчет.

2.1. Частота вращения тихоходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{30\omega_{\text{вых}}}{\pi},$$

где $\omega_{\text{вых}} = v \frac{D}{2} = 0,25 \cdot \frac{0,28}{2} = 1,78 \text{ с}^{-1}$;

$$n_{\text{вых}} = \frac{30 \cdot 1,78}{3,14} = 17 \text{ мин}^{-1}.$$

2.2. Общее передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{вых}}},$$

где $n_{\text{э}} = 973 \text{ мин}^{-1}$ – асинхронная частота вращения электродвигателя.

$$u_{\text{ред}} = \frac{973}{17} = 57,23.$$

2.3. Передаточное число тихоходной ступени.

$$u_{\text{т}} = 0,88\sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,88 \cdot \sqrt{57,23} = 6,66.$$

Принимаем ближайшее стандартное $u_{\text{т}} = 6,3$.

3. Момент на выходном валу

$$T_{\text{вых}} = F \frac{D}{2} = 22 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,28}{2} = 3080 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Выбор материала и определение дополнительных напряжений.

4.1. *Материал колеса и шестерни* сталь 40Х ГОСТ 1050–88.

4.2. *Определение допускаемых напряжений.* Твердость поверхности зубьев 47–53 HRC = 440–522 HB.

Термообработка – улучшение.

$$HB_{\text{ср}} = 0,5(HB_{\text{min}} + HB_{\text{max}}) = 0,5 \cdot (440 + 522) = 481.$$

Базовые числа циклов нагружений:

а) при расчете на контактную прочность $N_{HO} = (HB_{\text{ср}})^3 = 481^3$;

б) при расчете на изгиб $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Действительные числа циклов перемены напряжений:
– для колеса

$$N_2 = 60n_{\text{вых}}u_{\text{п}};$$

– для шестерни

$$N_1 = N_2u_{\text{т}}.$$

$$N_2 = 60 \cdot 17 \cdot 32 \cdot 10^3 = 32,64 \cdot 10^6;$$

$$N_1 = 32,64 \cdot 10^6 \cdot 6,3 = 205,632 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_1}} \leq K_{HL_{\text{max}}}$$

($K_{HL_{\text{max}}} = 2,6$ при термообработке – улучшение).

$$K_{HL_1} = 0,9 < 2,6.$$

$$K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{481^3}{32,64 \cdot 10^6}} = 1,22 < 2,6.$$

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}} \leq K_{FL_{\text{max}}},$$

где $m = 6$ при термообработке – улучшение.

$$K_{FL_{\max}} = 2,08.$$

$$K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{205,632 \cdot 10^6}} = 0,52 < 2,08;$$

$$K_{FL_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{32,64 \cdot 10^6}} = 0,7 < 2,08.$$

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба определяем по формулам

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{HO};$$

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{FO}.$$

Значения $[\sigma]_{HO}$ и $[\sigma]_{FO}$ принимаем

$$[\sigma]_{H_1} = 0,9(1,8HB_{\text{cp}} + 67) = 0,9 \cdot (1,8 \cdot 481 + 67) = 840 \text{ Н/мм};$$

$$[\sigma]_{H_2} = 1,2(1,8HB_{\text{cp}} + 67) = 1,2 \cdot (1,8 \cdot 481 + 67) = 1119 \text{ Н/мм};$$

$$[\sigma]_{F_1} = 0,52(1,03HB_{\text{cp}}) = 0,52 \cdot (1,03 \cdot 481) = 258 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F_2} = 0,7(1,03HB_{\text{cp}}) = 0,7 \cdot (1,03 \cdot 481) = 347 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Расчет геометрических параметров зубчатых колес тихоходной ступени редуктора.

5.1. Межосевое расстояние. Коэффициент межосевого расстояния для прямозубых колес $K_a = 49,5$.

Коэффициент ширины при несимметричном расположении колеса относительно опор $\psi_a = 0,25$.

Коэффициент ширины

$$\psi_d = 0,5\psi_a (u_T + 1) = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (6,3 + 1) = 0,913.$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{2\psi_d}{S} \leq 2,0,$$

где $S=4$ при несимметричном расположении шестерни относительно опор.

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{2 \cdot 0,913}{4} = 1,458 \leq 2,0.$$

Межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a_w &\geq K_a (u_T + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{\text{ВЫХ}}}{\psi_a u_T^2 [\sigma]_{H_1}^2}} = \\ &= 49,5 \cdot (6,3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,46 \cdot 3080 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 6,3^2 \cdot 840^2}} = 311,77 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем $a_w = 315$ мм.

5.2. Предварительные основные размеры колеса.

Делительный диаметр колеса

$$d'_2 = \frac{2a_w u_T}{u_T + 1} = \frac{2 \cdot 315 \cdot 6,3}{6,3 + 1} = 543,69 \text{ мм.}$$

Ширина

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,25 \cdot 315 = 78,75 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 + (2 - 7) \text{ мм} = 80,75 - 85,75 \text{ мм.}$$

Примем $b_1 = 82,75$ мм.

5.3. Модуль передачи

$$m = (0,01 - 0,02)a_w = 3,15 - 6,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 4$ мм.

5.4. Суммарное число зубьев. Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7-18^\circ$. Предварительно приняв коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ [8, с. 174, табл. 9.1], определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \pi m_n \varepsilon_\beta / b_2;$$

$$\beta = 9^\circ 11' 39'';$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например $\beta = 10^\circ$.

Суммарное число зубьев [2, с. 13]

$$z_\Sigma = (2 a_w \cos \beta) / m = 2 \cdot 315 \cdot \cos(9^\circ 11' 39'') / 3 = 155,5.$$

Принимаем $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 156$.

5.5. Число зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{(u + 1)} \geq z_{\min};$$

$$z_{\min} = 17;$$

$$z_1 = \frac{156}{6,3 + 1} = 21,29.$$

Принимаем число зубьев колеса

$$z_1 = 21;$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 156 - 21 = 135.$$

5.6. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{135}{21} = 6,42.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u_T|}{u_T} \cdot 100 \% = \frac{|6,42 - 6,37|}{6,37} \cdot 100 \% = 0,91 \% \leq 4 \%.$$

5.7. Размеры колес

$$\cos \beta = m (z_1 + z_2) / 2a_w = \frac{4 \cdot 156}{2 \cdot 315} = 0,99;$$

$$\beta = 8^{\circ}7'35''.$$

Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = mz_1 / \cos \beta = \frac{4 \cdot 21}{0,99} = 84,84 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 / \cos \beta = \frac{4 \cdot 135}{0,99} = 545,45 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин зубьев d_f :

– шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 84,84 + 2 \cdot 4 = 92,84 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 84,84 - 2,5 \cdot 4 = 74,84 \text{ мм};$$

– колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 545,45 + 2 \cdot 4 = 553,45 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 545,45 - 2,5 \cdot 4 = 535,45 \text{ мм}.$$

5.8. Силы в зацеплении ($\alpha = 20^\circ$, $\beta = 8,10^\circ$):

– окружная

$$F_t = 2 \frac{T_{\text{ВЫХ}}}{d_2} = \frac{2 \cdot 3080 \cdot 10^3}{545,45} = 11\,293,42 \text{ Н};$$

– радиальная

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{11\,293,42 \operatorname{tg} 20^\circ}{0,99} = 4152 \text{ Н};$$

– осевая

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 11\,293,42 \operatorname{tg}(8,10^\circ) = 1607,29 \text{ Н}.$$

5.9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба. Степень точности принимается в зависимости от окружной скорости колеса.

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi T_{\text{ВЫХ}} n_{\text{ВЫХ}}}{60\,000} = \frac{3,14 \cdot 3080 \cdot 17}{60\,000} = 2,74 \text{ м/с}.$$

Степень точности 8-я.

Для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$, коэффициент ширины $Y_\beta = 1$.

$$\Psi_d = \frac{b_2}{b_1} = \frac{78,75}{82,75} = 0,95.$$

При твердости зубьев колеса $HB > 350$

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{1,5 \Psi_d}{S} \leq 1,7;$$

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{1,5 \cdot 0,95}{4} = 1,35 < 1,7.$$

Значение коэффициента $K_{F\alpha}$ для прямозубых колес при твердости зубьев более 350 НВ – $K_{F\alpha} = 1,2$.

Коэффициент формы зуба Y_F принимаем в зависимости от числа зубьев z для прямозубых колес.

Для шестерни $Y_{F1} = 3,92$. Для колеса $Y_{F2} = 3,61$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F\alpha} Y_{F\beta} K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} F_t}{b_2 m} =$$

$$= \frac{1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 3,61 \cdot 11 \cdot 323,52}{78,75 \cdot 4} = 202 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} = \frac{202 \cdot 3,92}{3,61} = 219 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение на изгиб для стали 40Х

$$[\sigma]_F = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \cdot 481 = 866 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетные напряжения могут отклоняться от допускаемых σ_{F1} ;

$$\sigma_{F2} \leq 1,1 [\sigma]_F.$$

5.10. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубых колес $K_{H2} = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки для прямозубых колес при твердости зубьев более 350 НВ $K_{HV} = 1,1$.

Расчетное контактное напряжение для прямозубых колес

$$\sigma_H = 436 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} \frac{(u_T + 1) F_t}{d_2 b_2}} =$$

$$= 436 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,46 \cdot 1,1 \cdot \frac{(6,3 + 1) \cdot 1 \cdot 11293,29}{544 \cdot 78,75}} = 766,49 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_H = 2[HB]_{\text{ср}} + 70 = 2 \cdot 481 + 70 = 1032 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H;$$

$$766,49 \text{ Н/мм}^2 < 1032 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие выполняется.

Пример 6. Приводная станция подвесного конвейера (рис. 1.14) состоит из электродвигателя 1, муфт 2 и 4, двухступенчатого редуктора 3, цилиндрической и конической зубчатых передач 5, 6 и звездочки для тяговой цепи 7.

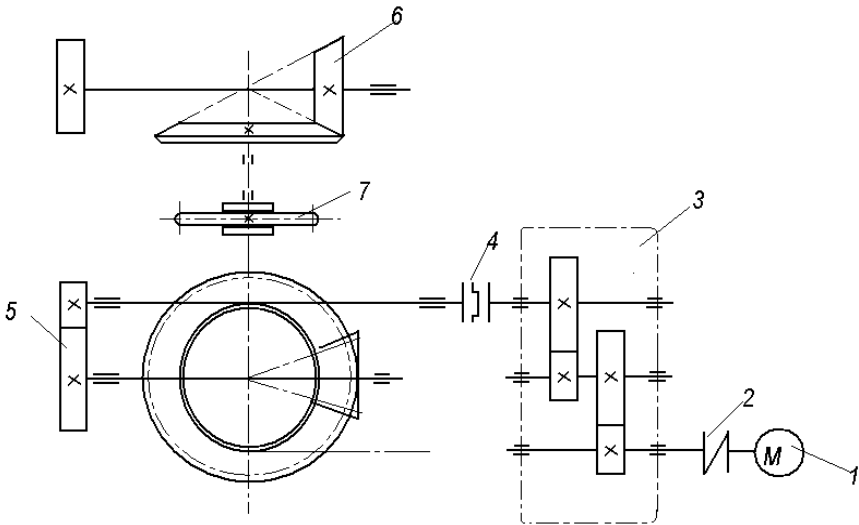


Рис. 1.14

Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число привода по ступеням и рассчитать быстроходную зубчатую передачу редуктора.

Окружное усилие на звездочке $F_t = 11,5 \text{ кН} = 11\,500 \text{ Н}$.

Скорость цепи $v = 0,9$ м/с. Шаг цепи $t = 50$ мм = 0,05 м. Число зубьев звездочки $z = 30$. Срок службы конических колес $L_h = 24\ 000$ ч. Нагрузка спокойная постоянная.

Решение

1. Выбор электродвигателя.

1.1. *Определение мощности.* Мощность на выходе

$$P_{\text{вых}} = F_t v = 11,5 \cdot 0,9 = 10,35 \text{ кВт.}$$

Требуемая мощность электродвигателя.

$$P_{\text{э. тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}};$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{п}},$$

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

$\eta_{\text{к}}$ – КПД конической передачи;

$\eta_{\text{м}}$ – КПД муфт;

$\eta_{\text{ц}}$ – КПД цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{п}}$ – КПД подшипников.

$$\eta_{\text{общ}} = 0,96 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97^3 \cdot 0,99 = 0,83;$$

$$P_{\text{э}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{10,35}{0,83} = 12,6 \text{ кВт.}$$

1.2. *Определение частоты вращения.* Частота вращения приводного вала

$$n_{\text{в}} = \frac{60v}{zt} = \frac{60 \cdot 0,9}{30 \cdot 0,05} = 36 \text{ мин}^{-1},$$

где v – скорость цепи;

t – шаг цепи;

z – число зубьев звездочки;

$$n_3 = n_B u_K u_{Ц} u_T u_6;$$

где u_K – передаточное число конической передачи;

$u_{Ц}$ – передаточное число цилиндрической передачи;

u_T и u_6 – передаточные числа тихоходной и быстроходной передачи редуктора [2, табл. 1.2].

$$n_3 = 36 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 4 = 1440 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбираем электродвигатель 160S4/1465, $P = 15$ кВт, $n = 1465$ мин⁻¹.

2. Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням.

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_3}{n_B} = \frac{1465}{36} = 40,69.$$

Принимаем передаточное число:

конической передачи $u_K = 2$;

цилиндрической передачи $u_{Ц} = 2$.

Тогда передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_K u_{Ц}} = \frac{40,69}{2 \cdot 2} = 10,17.$$

По формуле из [2, табл. 1.3] имеем

$$u_T = 0,88 \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,88 \sqrt{10,17} = 2,8;$$

$$u_6 = \frac{u_{\text{ред}}}{u_T} = \frac{10,17}{2,8} = 3,6.$$

3. Расчет быстроходной зубчатой передачи редуктора.

Обычно быстроходная ступень – косозубая, но в учебных целях принимаем быстроходную ступень прямозубой и ведем расчет.

3.1. Крутящие моменты на валах и частота вращения.

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{15\,000}{153,3} = 97,84 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi 1465}{30} = 153,3 \text{ с}^{-1}.$$

На промежуточном валу II

$$T_2 = T_1 u_6 \eta = 97,84 \cdot 3,6 \cdot 0,97 = 341,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частота вращения вала колеса быстроходной ступени

$$n_{26} = \frac{n_{16}}{u_6} = \frac{1465}{3,6} = 406,9 \text{ мин}^{-1}.$$

3.2. Выбираем для изготовления колеса и шестерни легированную сталь 40Х (поковка).

Термообработка колеса – улучшение, 325 НВ, $\sigma_B = 850$ МПа, $\sigma_T = 550$ МПа.

Термообработка шестерни – улучшение, 270 НВ, $\sigma_B = 950$ МПа, $\sigma_T = 700$ МПа.

3.3. Допускаемые контактные напряжения [1, табл. 8.9]:

– для колеса

$$\sigma_{HO} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

– для шестерни

$$\sigma_{HO} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 325 + 70 = 720 \text{ МПа}.$$

$$a_w \geq 490(3,6+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 341,6}{0,3 \cdot 3,6^2 \cdot 500^2}} = 159 \text{ мм.}$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} K_{HL},$$

где $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

Определяем K_{HL} . Число циклов напряжения

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma},$$

где $K_{HE} = 1$.

$$N_{\Sigma} = 60cn_2t,$$

где $n_2 = 406,9 \text{ мин}^{-1}$;

$c = 1$;

$t = 24 \text{ 000 ч}$;

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 406,9 \cdot 24 \text{ 000} = 5,86 \cdot 10^8.$$

По графикам для 245 НВ (среднее) [1, рис. 8.40]

$$N_{HO} \approx 1,5 \cdot 10^7.$$

$K_{HE} = 1,0$ [1, табл. 8.10];

$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma} = 5,86 \cdot 10^8$ [1, табл. 8.14].

Сравнивая N_{HE} и N_{HO} , отмечаем, что $N_{HE} > N_{HO}$.

$$K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ принимаем } K_{HL} = 1.$$

Итак, в расчетную формулу подставляем $[\sigma_H]$ для колеса, как наименьшее:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} K_{HL} = \frac{720}{1,1} \cdot 1 = 654,54 \text{ МПа.}$$

3.4. Допускаемые напряжения изгиба:

– для колеса

$$\sigma_{FO} = 1,8 \text{ HB} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа;}$$

– для шестерни

$$\sigma_{FO} = 1,8 \text{ HB} = 1,8 \cdot 325 = 585 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

где $K_{FC} = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки;

$K_{FL} = 1$ – коэффициент долговечности [1, табл. 8.9]. $S_F = 1,75$.

Итак, для колеса

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{486}{1,75} = 278 \text{ МПа;}$$

для шестерни

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{585}{1,75} = 334 \text{ МПа.}$$

3.5. Межосевое расстояние

$$a_w \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\Psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}},$$

где $K_a = 490$ – для прямоугольных колес;

$K_{H\beta} = 1,0$ – коэффициент концентрации нагрузки для прирабатывающихся колес (при постоянной нагрузке);

$\psi_{ba} = 0,315$ – при несимметричном расположении колес относительно опор;

$$a_w \geq 490 \cdot (3,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 341,6}{0,3 \cdot 3,6^2 \cdot 654,54^2}} = 133 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 140$ мм.

3.6. Предварительные основные размеры колеса.

Делительный диаметр колеса предварительно

$$d_2 = \frac{2a_w u_T}{u_T + 1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 2,8}{2,8 + 1} = 206,31 \text{ мм.}$$

Ширина

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 140 = 44,1 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 + (2-7) \text{ мм} = 46,1 - 51,1 \text{ мм.}$$

Примем $b_1 = 48$ мм.

3.7. Модуль передачи

$$m = (0,01 - 0,02)a_w = 1,4 - 2,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 2$ мм.

3.8. Суммарное число зубьев.

Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7-18^\circ$. Предварительно приняв коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ [8, с. 174, табл. 9.1], определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \pi m_n \varepsilon_\beta / b_2;$$

$$\beta = 8^\circ 11' 15'';$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например $\beta = 10^\circ$.
Суммарное число зубьев [2, с. 13]

$$z_{\Sigma} = (2a_w \cos \beta) / m = 2 \cdot 140 \cdot \cos(8^\circ 11' 15'') / 3 = 138,57.$$

Принимаем

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 139.$$

3.9. Число зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{(u+1)} = \frac{139}{2,8+1} = 36,46.$$

Принимаем $z_1 = 36$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 139 - 36 = 103.$$

3.10. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{103}{36} = 2,86.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u_T|}{u_T} \cdot 100 \% = \frac{|2,86 - 2,8|}{2,8} = 2,1 \% \leq 4 \%.$$

3.11. Размеры колес.

$$\cos \beta = m (z_1 + z_2) / (2 a_w) = \frac{2 \cdot 139}{2 \cdot 140} = 0,99285;$$

$$\beta = 7^\circ 1' 8''.$$

Делительные диаметры:

– шестерни

$$d_1 = m z_1 / \cos \beta = \frac{2 \cdot 36}{0,99285} = 72,51 \text{ мм};$$

– колеса

$$d_2 = m z_2 / \cos \beta = \frac{2 \cdot 103}{0,99285} = 207,48 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин зубьев d_f

– шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 72,51 + 2 \cdot 2 = 76,51 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 72,51 - 2,5 \cdot 2 = 67,51 \text{ мм};$$

– колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 207,48 + 2 \cdot 2 = 211,48 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 207,48 - 2,5 \cdot 2 = 202,48 \text{ мм}.$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 341,6}{0,20748} = 3292,84 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} / \cos \beta = \frac{3292,84 \operatorname{tg} 20^\circ}{0,99285} = 1200 \text{ Н}.$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3292,84 \operatorname{tg}(7^\circ 1' 8'') = 395,89 \text{ Н}.$$

4. Проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям.

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_{\omega u}} \sqrt{\frac{(u+1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} T_{HE2}}{b_2}} \leq [\sigma_H];$$

$$K_{H\alpha} = 1,0;$$

$$K_H = 3,2 \cdot 10^5;$$

$$K_{H\beta} = 1,0.$$

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 207,48 \cdot 10^{-3} \cdot 406,9}{60} = 4,42 \text{ м/с.}$$

По [8, табл. 8.2] назначаем 8-ю степень точности.

$$K_{Hv} = 1,2 \text{ [8, табл. 2.9].}$$

$$T_{HE2} = T_2 = 341,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$b_2 = 0,048 \text{ м.}$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{3,2 \cdot 10^5}{140 \cdot 2,8} \cdot \sqrt{\frac{(2,8+1)^3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 341,6}{0,048}} = \\ &= 395,28 \cdot 10^6 \leq 500 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

5. Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

$$\sigma_{F_2} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F_2} Y_{F_1E} / (b_2 m) \leq [\sigma_{F_2}] \text{ [2, с. 14];}$$

$$\sigma_{F_1} = \sigma_{F_2} \cdot Y_{F_2} / Y_{F_1} \leq [\sigma_{F_1}].$$

При коэффициенте смещения инструмента $x=0$ [1, рис. 8.20].

Находим для шестерни $Y_{F_1} = 3,83$ – коэффициент формы зуба, для колеса $Y_{F_2} = 3,55$.

Расчет выполняем по тому из колес пары, у которого меньше $[\sigma_F]/Y_F$:

$$\frac{[\sigma_{F_1}]}{Y_{F_1}} = \frac{334}{3,83} = 87,206;$$

$$\frac{[\sigma_{F_2}]}{Y_{F_2}} = \frac{278}{3,55} = 78,3.$$

Расчет выполняем по колесу:

$$\sigma_{F_2} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_\beta Y_{F_2} F_{tE} / (b_2 m) \leq [\sigma_{F_2}],$$

где $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta} = 1$;

$K_{Fv} = 1,58$ [2, табл. 2.7];

$Y_\beta = 1$;

$Y_{F_2} = 3,55$;

$F_{tE} = K_{F\beta} F_t$;

$K_{F\beta} = 1,0$;

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 341,6}{0,20748} = 3292,84 \text{ Н};$$

$b_2 = 0,048 \text{ м}$;

$m = 0,002 \text{ м}$;

$$\sigma_{F_2} = \frac{1,58 \cdot 3,55 \cdot 3292,84}{0,048 \cdot 0,002} = 192,39 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$\sigma_{F_2} < [\sigma_{F_2}] = 278 \text{ МПа.}$$

Условия выполняются.

Пример 7. На рис. 1.15 показан привод бегунов для приготовления формовочной земли. Привод состоит из электродвигателя 1, упругой муфты 2 и зубчатой муфты 4, редуктора 3, открытой зубчатой передачи 5 и бегунов 6, служащих для перемешивания формовочной земли. Необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа всех передач и рассчитать быстроходную цилиндрическую ступень редуктора привода. Требуемая при работе мощность на валу бегунов P_6 и угловая скорость этого вала ω_6 заданы. Пусковая нагрузка 180 % от номинальной. Недостающими данными задаться. Срок службы передачи 30 000 ч.

Исходные данные: $P_6 = 23 \text{ кВт}$, $\omega_6 = 3,5 \text{ с}^{-1}$.

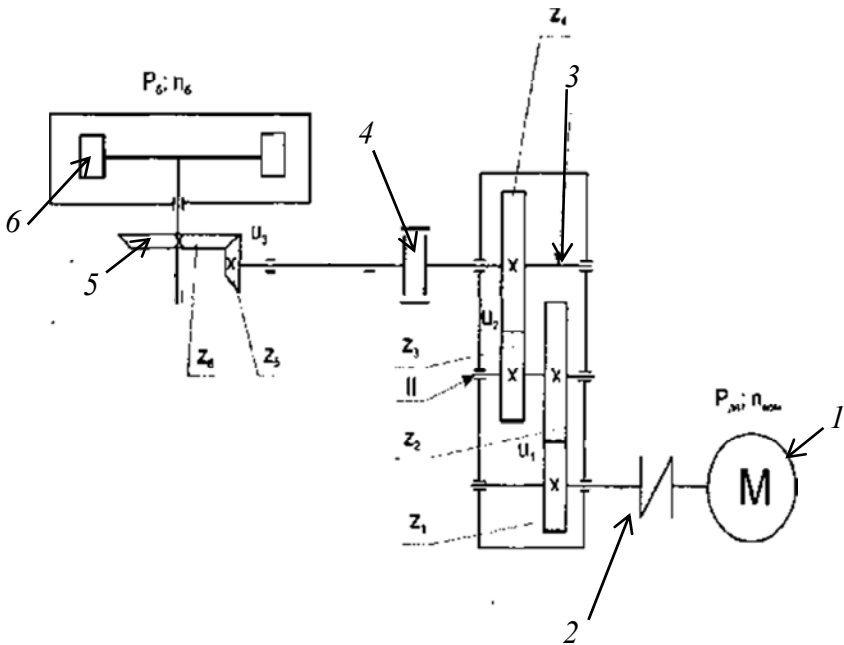


Рис. 1.15

Решение

Общий КПД привода

$$\eta_0 = \eta_1^2 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4^5,$$

где $\eta_1 = 0,98$ – КПД соединительной муфты;

$\eta_2 = 0,98$ – КПД закрытой зубчатой передачи [2, с. 5];

$\eta_3 = 0,96$ – КПД открытой конической передачи;

$\eta_4 = 0,995$ – потери в паре подшипников качения.

Тогда

$$\eta_0 = 0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,96 \cdot 0,995^5 = 0,864.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв. тр}} = \frac{P_6}{\eta_0} = \frac{23,0}{0,864} = 26,62 \text{ кВт.}$$

Частота вращения выходного вала

$$n_5 = \frac{30\omega_6}{\pi} = \frac{30 \cdot 3,5}{3,14} = 33,4 \text{ мин}^{-1}.$$

По [2, с. 390] выбираем закрытый обдуваемый асинхронный двигатель 4А180М4УЗ ГОСТ 19523–81: $P_{\text{н}} = 30$ кВт, $n_{\text{с}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $S = 1,9\%$.

$$n_{\text{н}} = n_{\text{с}}(1 - S) = 1500 \cdot (1 - 0,019) = 1472 \text{ мин}^{-1};$$

$$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 2,0;$$

$$d_{\text{вала}} = 55 \text{ мм};$$

$$l_{\text{вала}} = 110 \text{ мм.}$$

Общее передаточное число привода

$$u_o = \frac{n_n}{n_5} = \frac{1472}{33,4} = 44,07.$$

Разбивку общего передаточного числа по передачам осуществляем с учетом следующих требований.

Значения передаточных чисел выбираем в диапазоне рекомендуемых [3, с. 31, табл. 2.6].

Значения передаточных чисел должны быть по возможности стандартными.

Принимаем передаточное число открытой конической передачи максимальным из рекомендуемых значений: $u_3 = 6,3$, тогда передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{u_o}{u_3} = \frac{44,07}{6,3} = 7,00.$$

Передаточное число быстроходной передачи редуктора определяем из критерия минимизации массы редуктора [5, с. 60]:

$$u_1 \approx 0,9\sqrt[3]{u_p^2} = 0,9\sqrt[3]{7,00^2} = 3,29.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение $u_1 = 3,15$, тогда передаточное значение тихоходной ступени

$$u_2 = \frac{u_p}{u_1} = \frac{7,00}{3,15} = 2,22.$$

Определяем частоты вращения валов быстроходной передачи:

$$n_1 = n_n = 1472 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1472}{3,15} = 467 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости валов

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1472}{30} = 154,1 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 467}{30} = 48,9 \text{ с}^{-1}.$$

Рабочие мощности на валах быстроходной передачи:

$$P_1 = P_{\text{дв. тр}} \eta_1 \eta_4 = 26,62 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 25,96 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_2 \eta_4 = 25,96 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 25,31 \text{ кВт}.$$

Расчетные крутящие моменты на валах быстроходной передачи:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{25,96 \cdot 10^3}{154,1} = 168,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{25,31 \cdot 10^3}{48,9} = 517,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как передаваемая приводом мощность достаточно велика, то с целью сокращения габаритов передачи материалом зубчатых колес выбираем конструкционную низколегированную сталь 40XH по ГОСТ 4543–74 со следующей термообработкой [3, с. 153, табл. 6.14]:

шестерни z_1 – объемная закалка до твердости 48–54 HRC₃,

колеса z_2 – объемная закалка до твердости 45–52 HRC₃.

Допускаемые контактные напряжения

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HL} \text{ [3, с. 131].}$$

Пределы контактной выносливости [3, с. 154]:

$$\sigma_{H \text{ lim } b1} = 18HRC_1 + 150 = 18 \cdot 51 + 150 = 1068 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim } b2} = 18HRC_2 + 150 = 18 \cdot 48,5 + 150 = 1023 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,2$ [3, с.132].

Срок службы редуктора $L_h = 30\ 000$ ч.

Число циклов нагружений зубчатых колес:

$$N_{HE1} = 60cn_1L_h = 60 \cdot 1 \cdot 1472 \cdot 30\ 000 = 265,0 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{HE2} = 60cn_2L_h = 60 \cdot 1 \cdot 467 \cdot 30\ 000 = 84,06 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Базовое число циклов $N_{H01} = 75 \cdot 10^6$, $N_{H02} = 70 \cdot 10^6$ [3, с. 131].

Так как $N_{HE1} > N_{HE2} > N_{H0}$, то коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Тогда допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP1} = \frac{1068}{1,2} \cdot 1,0 = 890 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1023}{1,2} \cdot 1,0 = 852,5 \text{ МПа.}$$

Допускаемые изгибные напряжения

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL} \text{ [3, с.134].}$$

Пределы изгибной выносливости [3, с. 134, табл. 6.16]:

$$\sigma_{F \lim b} = 600 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности $S_F = 1,75$.

При нереверсивной нагрузке $K_{FC} = 1,0$.

Базовое число циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ [3, с. 134].

Тогда допускаемые изгибные напряжения

$$\sigma_{FP1,2} = \frac{600}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 343 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения по пиковым нагрузкам [3, с. 135]:

$$\sigma_{HP \max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 1400 = 3920 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP \max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 1400 = 1120 \text{ МПа}.$$

Межосевое расстояние прямозубой передачи:

$$a_w = K_a (u_1 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u_1^2 \psi_{ba} \sigma_{HP2}^2}} \quad [2, \text{ с. } 32],$$

где $K_a = 495$ – для прямозубых передач;

$\psi_{ba} = 0,25$ – коэффициент ширины зуба [2, с. 33];

$K_{H\beta} = 1,15$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца [15, рис. 5.3], тогда

$$a_w = 495 \cdot (3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{517,6 \cdot 1,15}{3,15^2 \cdot 0,25 \cdot 852,5^2}} = 146,9 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 140$ мм.

Модуль передачи

$$m_n = (0,01-0,02)a_w = (0,01-0,02) \cdot 140 = 1,4-2,8 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $m = 2,5$ мм.

Рабочая ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 140 = 35 \text{ мм}.$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + (2-7) \text{ мм} = 37-42 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 40$ мм.

Угол наклона зубьев для косозубого зацепления без смещения рекомендуется $\beta = 7-18^\circ$. Предварительно приняв коэффициент

осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1$ [8, с. 174, табл. 9.1], определим минимальный угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \pi m_n \varepsilon_\beta / b_2;$$

$$\beta = 12^\circ 42' 32'';$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m_n / b_2).$$

Величиной угла β можно задаться, например $\beta = 10^\circ$.
Суммарное число зубьев [2, с. 13].

$$z_\Sigma = (2 a_w \cos \beta) / m = 2 \cdot 140 \cdot \cos(12^\circ 42' 32'') / 2,5 = 109,2.$$

Принимаем $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 109$.

Определим числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1) = \frac{109}{(1 + 3,15)} = 26,26;$$

Принимаем $z_1 = 26$; $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 83$.

Фактическое передаточное число:

$$u_\Phi = z_2 / z_1 = \frac{83}{26} = 3,19.$$

$$\Delta u = \frac{u_\Phi - u}{u} 100 \% = \frac{3,19 - 3,15}{3,15} \cdot 100 \% = 1,3 \% \leq 4 \%.$$

Чтобы вписать косозубую цилиндрическую передачу в заданное межосевое расстояние $a_w = 140$ мм при принятых числах зубьев зубчатых колес, уточним угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = m (z_1 + z_2) / (2a_w) = \frac{2,5 \cdot 109}{2 \cdot 140} = 0,9732;$$

$$\beta = 12^\circ 24' 33''.$$

Делительные диаметры, диаметры вершин и впадин зубьев зубчатых колес:

$$d_1 = m z_1 / \cos \beta = \frac{2,5 \cdot 26}{0,9732} = 66,78 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 / \cos \beta = \frac{2,5 \cdot 83}{0,9732} = 213,214 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 66,78 + 2 \cdot 2,5 = 71,78 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 213,214 + 2 \cdot 2,5 = 218,214 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 66,78 - 2,5 \cdot 2,5 = 60,53 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 213,214 - 2,5 \cdot 2,5 = 206,964 \text{ мм}.$$

Выполним проверку межосевого расстояния:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (66,78 + 213,214) / 2 = 140 \text{ мм}.$$

Окружная скорость

$$v = 0,5 \omega_1 d_1 = 0,5 \cdot 154,1 \cdot 0,0675 = 5,2 \text{ м/с}.$$

Назначаем степень точности передачи 7.

Выполняем проверочный расчет на контактную выносливость.

Коэффициенты нагрузки:

$K_{H\alpha} = 1,0$ – для прямозубых передач;

$K_{H\beta} = 1,14$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца при $\psi_{bd} = 0,6$ [2, табл. 3.5];

$K_{Hv} = 1,1$ – динамический коэффициент [2, с. 40, табл. 3.6.], тогда

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,0 \cdot 1,14 \cdot 1,1 = 1,25.$$

Расчетное контактное напряжение [2, с. 31]

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b u^2}} = \frac{310}{140} \cdot \sqrt{\frac{517,6 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot (3,148 + 1)^3}{35 \cdot 3,148^2}} = \\ &= 807,9 \text{ МПа} < \sigma_{HP2} = 852,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Коэффициенты нагрузки при расчете на изгибную прочность

$K_{F\beta} = 1,18$ по [2, табл. 3.7];

$K_{Fv} = 1,25$ по [2, табл. 3.8],

тогда

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,18 \cdot 1,25 = 1,48.$$

Коэффициент формы зуба: $Y_{F1} = 3,8$, $Y_{F2} = 3,61$ [2, с. 42].

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 517,6}{0,2125} = 4872 \text{ Н.}$$

Расчетное изгибное напряжение [2, с. 41]:

– в шестерне

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_F Y_{F1}}{b_1 m} = \frac{4872 \cdot 1,48 \cdot 3,85}{40 \cdot 2,5} = 277,6 \text{ МПа} < \sigma_{FP1} = 343 \text{ МПа};$$

– колесе

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_{F2}}{b_2 m} = \frac{4872 \cdot 1,48 \cdot 3,61}{35 \cdot 2,5} = 297,5 \text{ МПа} < \sigma_{FP2} = 343 \text{ МПа.}$$

Напряжение в передаче при пиковых нагрузках [3, с. 135]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_n}{T}} = 807,9 \sqrt{1,8} = 1084 \text{ МПа} < \sigma_{HP \max} = 3920 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_n}{T} = 807,9 \cdot 1,8 = 535,5 \text{ МПа} < \sigma_{FP \max} = 1120 \text{ МПа.}$$

Окружная сила $F_t = 4872 \text{ Н.}$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 4872 \operatorname{tg} 20^\circ = 1773 \text{ Н.}$$

Пример 8. Расчет закрытых конических зубчатых передач. Для привода рабочей машины, состоящей из механических передач, требуется определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом КПД. Передаточное число редуктора $u_p = 2,5$.

Мощность электродвигателя $P = 3$ кВт при частоте вращения $n_1 = 950$ мин⁻¹ (рис. 1.16).

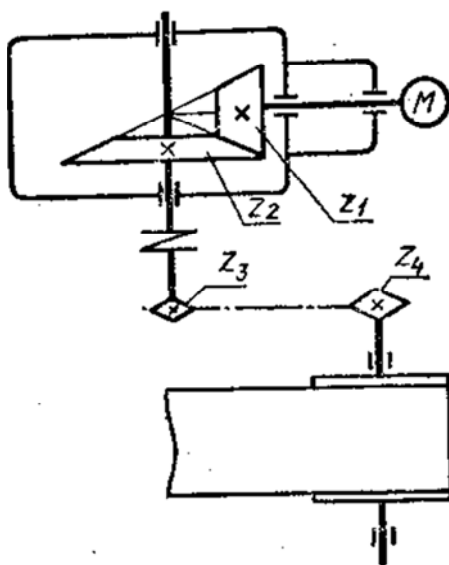


Рис. 1.16

Решение

1. **Угловую скорость** вращения ведущего вала редуктора определяем по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 100 \text{ с}^{-1}.$$

2. **Передаточное число** цепной передачи

$$u = z_4 / z_3 = 60 / 20 = 3.$$

3. Частота вращения ведомого вала редуктора определяется из уравнения

$$u_p = \omega_1 / \omega_2,$$

откуда

$$\omega_2 = \omega_1 / u_p = 100 / 2,5 = 40 \text{ с}^{-1}.$$

4. Частота вращения ведомого вала цепной передачи

$$\omega_3 = \omega_2 / u_{\text{цп}} \frac{40}{3} = 13,3 \text{ с}^{-1}.$$

5. Вращающий момент на ведущем валу

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 3000 / 100 = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

6. Коэффициент полезного действия редуктора

$$\eta_p = \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{подш}}^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95.$$

7. Вращающий момент на ведомом валу редуктора

$$u_p = T_2 / T_1,$$

откуда

$$T_2 = T_1 \eta_p u_p = 2,5 \cdot 30 \cdot 0,95 = 71,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

8. Вращающий момент на валу транспортера

$$T_3 = T_1 u_o \eta_o,$$

где η_o – общий КПД привода:

$$\eta_o = \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{подш}} \eta_{\text{цп}} = 0,97 \cdot 0,993 \cdot 0,95 = 0,91;$$

u_o – общее передаточное число:

$$u_o = u_p u_{\text{цп}} = 2,5 \cdot 3 = 7,5.$$

Тогда

$$T_3 = 30 \cdot 7,5 \cdot 0,91 = 205 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

ЗАДАЧИ К ЗАДАНИЯМ

Задача 1. Рассчитать косозубую зубчатую передачу (быстроходную ступень) коробки скоростей привода к винтовому толкателю (рис. 1.17). Мощность на ведомом валу редуктора P_3 и угловая скорость вращения этого вала максимальная (при холостом ходе винта) $\omega_{3\max}$ и минимальная (при рабочем ходе) $\omega_{3\min}$ заданы в табл. 1.1.

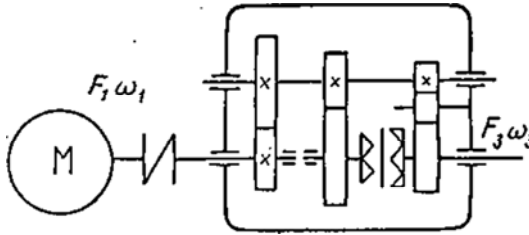


Рис. 1.17

Таблица 1.1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
$\omega_{3\max}$, с ⁻¹	10	9	9	7,5	5	6	5	5	5	7,5
$\omega_{3\min}$, с ⁻¹	4	3	3	2,5	2,5	2,5	2	2	2	2,5

Срок службы зубчатых колес 35 000 ч. Пусковая нагрузка 130 % от номинальной. Недостающие данные принять самостоятельно.

Задача 2. Рассчитать коническую фрикционную передачу с гладкими колесами (катками), показанную на рис. 1.18. При решении определить силу нажатия колес, размеры конических колес, осевые усилия и радиальные давления на валы. Данные для расчета приведены в табл. 1.2.

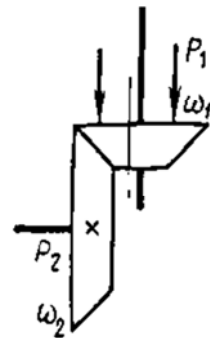


Рис. 1.18

Работа односменная, допускается перегрузка передачи на 40 % сверх номинальной. Материал колес и другие недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 1.2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,5	3	3,5	4	4,5	2,5	3	3,5	4	4,5
ω_1 , с ⁻¹	60	62	54	50	45	40	50	44	40	48
ω_2 , с ⁻¹	30	31	18	25	15	20	25	22	20	24

Задача 3. Привод к шнеку (рис. 1.19) осуществляется от электродвигателя через соосный зубчатый редуктор и открытую коническую зубчатую передачу. Определить общее передаточное число привода, разбить его по ступеням зацепления и определить размеры зубчатых колес тихоходной цилиндрической ступени редуктора. Данные для расчета приведены в табл. 1.3 .

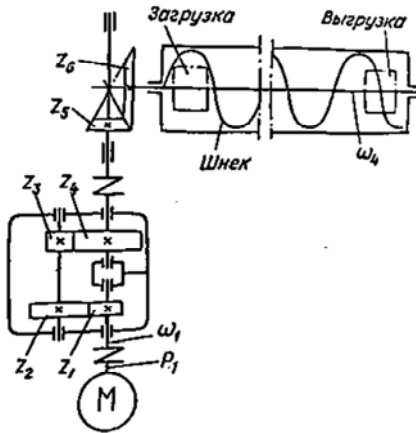


Рис. 1.19

Таблица 1.3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	9,5	10	10	11	11	12	12	13	13	14
ω_1 , с ⁻¹	77	77	77	99	99	96	98	94	92	99
ω_2 , с ⁻¹	4	4	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5

Срок службы передачи 30 000 ч. Пусковая нагрузка 180 % от номинальной.

Задача 4. Рассчитать открытую коническую зубчатую передачу привода подвешенного конвейера (рис. 1.20, табл. 1.4). Нагрузка спокойная, постоянная.

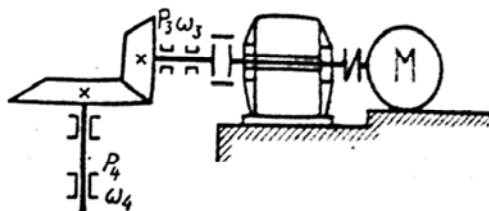


Рис. 1.20

Таблица 1.4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4 , кВт	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
ω_3 , c^{-1}	9	10	10	9	10	12,5	12,5	15	15	2
ω_4 , c^{-1}	3	4	4	3	4	5	5	6	6	8
Срок службы конических колес, ч	20000			24000			26000			

Задача 5. Рассчитать зубчатые колеса одноступенчатого планетарного редуктора и подобрать электродвигатель, который соединяется с входным валом солнечной шестерни посредством упругой муфты (рис. 1.21). Мощность на выходном валу редуктора P_3 угловая скорость этого вала ω_3 заданы в табл. 1.5.

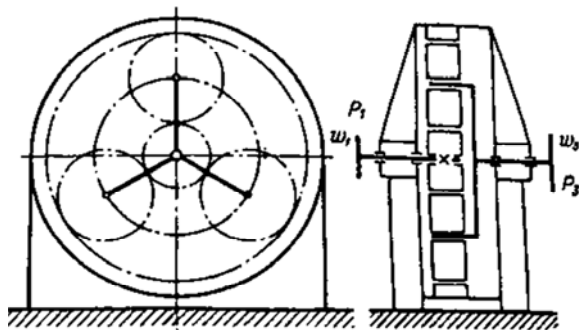


Рис. 1.21

Таблица 1.5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ω_3 , с ⁻¹	15	18	20	22	24	26	28	30	32	34

Срок службы редуктора 45 000 ч. Пусковая нагрузка 140 % от номинальной. Число сателлитов 3. Недостающие данные принять самостоятельно.

Задача 6. Рассчитать фрикционную цилиндрическую передачу (рис. 1.22) по данным табл. 1.6 (ведущим является меньшее колесо).

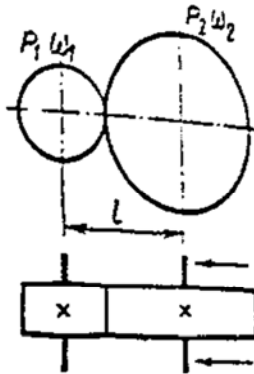


Рис. 1.22

Таблица 1.6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,6	7	7,7	8
ω_1 , с ⁻¹	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44
ω_2 , с ⁻¹	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
l , мм	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525

Работа односменная с перерывами, пусковая нагрузка до 160 % от номинальной. Материал колес и другие недостающие данные принять самостоятельно.

Задача 7. Электрорубежка (рис. 1.23) состоит из электродвигателя 1, двух муфт: упругой 2 и соединительной 4, двухступенчатого цилиндрического редуктора 3 и барабана 5. Подобрать электродвигатель, рассчитать зубчатые колеса тихоходной ступени редуктора. Вес поднимаемого груза F , скорость навивания каната на барабан v , диаметр барабана D заданы в табл. 1.7.

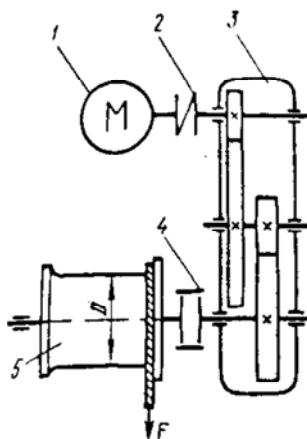


Рис. 1.23

Таблица 1.7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кВт	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
v , м/с	0,2	0,25	0,5	0,6	0,4	0,46	0,5	0,55	0,3	0,4
D , мм	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440

Срок службы коробки передач 32 000 ч. Недостающими данными задаться. Начальная нагрузка составляет 150 % от номинальной.

Задача 8 Приводная станция подвесного конвейера (рис. 1.24) состоит из электродвигателя 1, муфт 2 и 4, двухступенчатого редуктора 3, цилиндрической и конической зубчатых передач 5, 6 и звездочки для тяговой цепи 7. Подобрать электродвигатель, разбить

общее передаточное число привода по ступеням и рассчитать быстроходную зубчатую передачу редуктора. Окружное усилие на звездочке F_t , скорость цепи v , шаг цепи t и число зубьев звездочки z , срок службы конических колес h заданы в табл. 1.8.

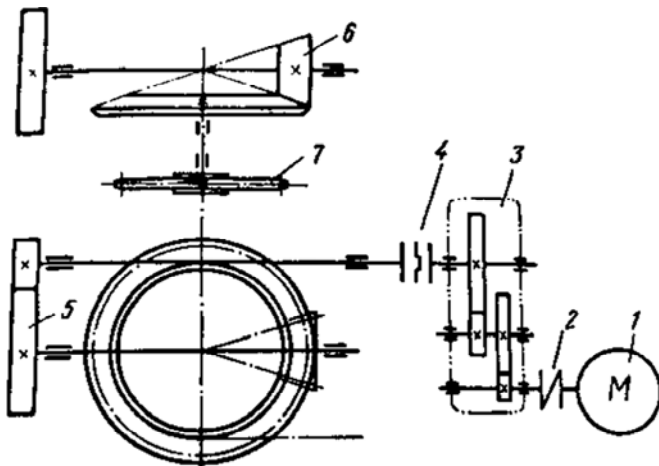


Рис. 1.24

Таблица 1.8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
v , м/с	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9
t , мм	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
z	19	23	27	19	23	27	30	23	27	30
L_h , ч	20000			22000			24000			

Задача 9. На рис. 1.25 показан привод бегунов для приготовления формовочной земли. Привод состоит из электродвигателя 1, упругой муфты 2 и зубчатой муфты 4, редуктора 3, открытой зубчатой передачи 5 и бегунов 6, служащих для перемешивания формовочной земли. Необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа всех ступеней и рассчитать быстроходную цилиндрическую ступень редуктора привода.

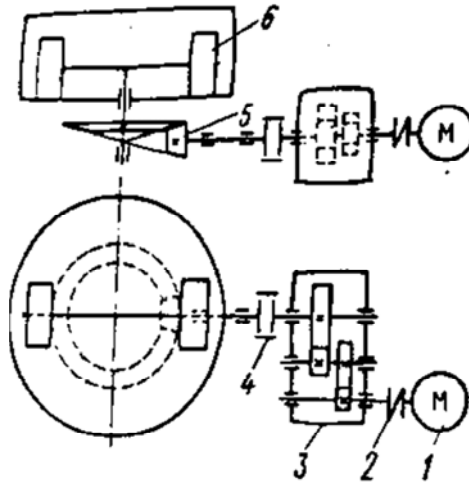


Рис. 1.25

Требуемая при работе мощность на валу бегунов P_6 и угловая скорость этого вала ω_6 заданы в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_6 , кВт	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
ω_6 , c^{-1}	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4

Пусковая нагрузка 180 % от номинальной. Недостающими данными задаться. Срок службы передачи 30 000 ч.

Задача 10. Определить модуль и основные размеры цилиндрических косозубых колес редуктора, приводящего в движение волоочильный барабан (рис. 1.26, табл. 1.10). После определения размеров зубчатых колес определить силы, нагружающие валы.

F – натяжение проволоки;

v – скорость наматывания проволоки;

D_6 – диаметр барабана;

i – передаточное число редуктора.

Материалом для зубчатых колес и другими недостающими данными (коэффициентами и пр.) задаться с учетом характера работы вольничного станка.

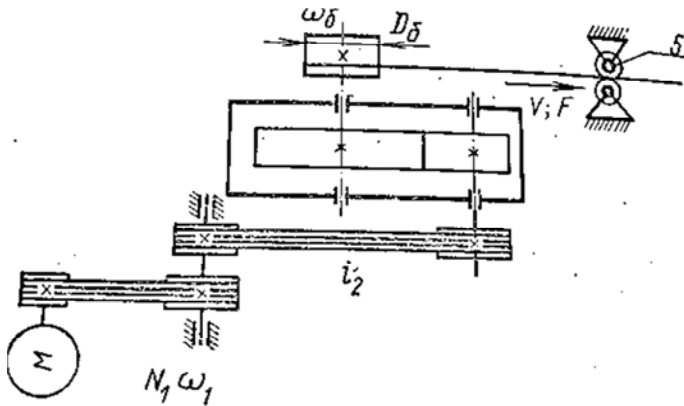


Рис. 1.26

Таблица 1.10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10
v , м/с	0,18	0,17	6,3	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,13	0,14
u	5	5	6,3	5,6	5,6	5	5	5	5	4,5
D_{δ} , мм	8200	7120	200	200	200	200	4520	200	5620	200

Задача 11. Для редуктора с коническими зубчатыми колесами привода винтового пресса (рис. 1.27, табл. 1.11) определить модуль и основные размеры зубчатых колес и силы, нагружающие валы.

N_2 – мощность, передаваемая выходным валом редуктора;

ω_2 – угловая скорость выходного вала;

u – передаточное число редуктора.

Материалом для зубчатых колес и другими недостающими данными (коэффициентами и др.) задаться с учетом характера работы пресса.

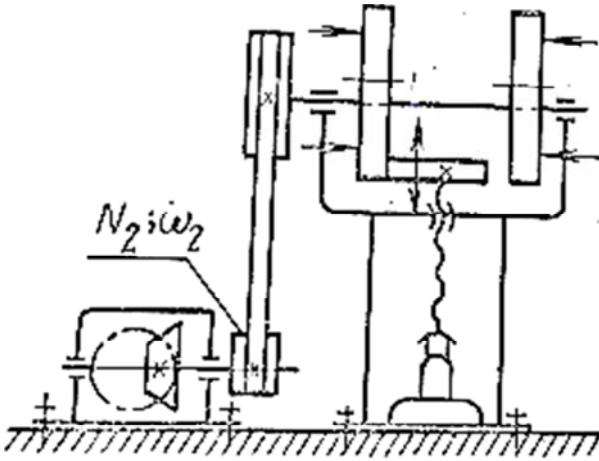


Рис. 1.27

Таблица 1.11

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_2 , кВт	2,2	3	4	5	7,5	7,5	5	4	2,2	3
ω_2 , с ⁻¹	15,7	15,7	12,7	13,3	11	12,7	14,2	11	9,8	11,3
u	3,15	2,8	2,5	3,15	2,8	2,5	2,24	2,8	3,15	2,8

Задача 12. Для редуктора с прямыми цилиндрическими колесами механизма подъема крана (рис. 1.28, табл. 1.12) определить: модуль и основные размеры зубчатых колес; силы, действующие на валы редуктора от зубчатых колес.

G – вес груза;

ω – скорость подъема груза;

D_6 – диаметр барабана;

ω_1 – угловая скорость ведущего вала редуктора;

u_0 – передаточное число открытой передачи.

Материалом зубчатых колес и другими недостающими данными задаться.

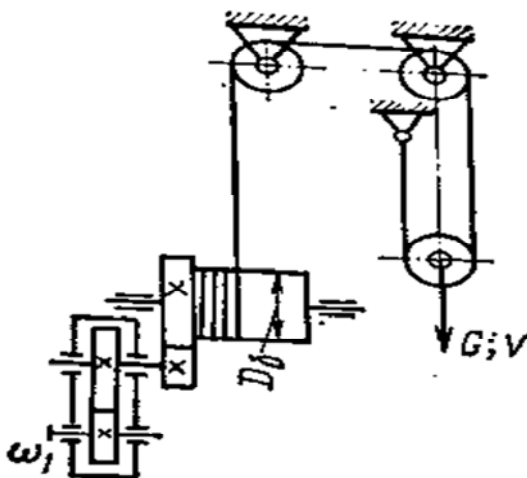


Рис. 1.28

Таблица 1.12

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , кг	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30	35
v , м/с	0,2	0,25	0,22	0,25	0,3	0,27	0,25	0,23	0,22	0,22
D_6 , мм	175	200	225	250	275	300	325	325	350	350
ω_1 , с ⁻¹	31,7	47,3	47,3	48	48	48	31	31	24,5	24,5
u_0	4,85	5,35	5,85	5,75	5,22	4,88	5,5	5,97	5,55	6,02

Задача 13. Определить модуль и основные размеры пары цилиндрических прямозубых колес коробки передач привода универсального станка для навивки соленоидов из красно-медных труб и шинок «на ребро» (рис. 1.29, табл. 1.13). После определения размеров колес определить силы, нагружающие валы от зубчатых колес.

ω_2 – угловая скорость вала червячного колеса;

N – мощность, подводимая к валу червяка;

ω_3 – угловая скорость ведомого вала коробки передач.

Материалом зубчатых колес и другими недостающими данными задаться.

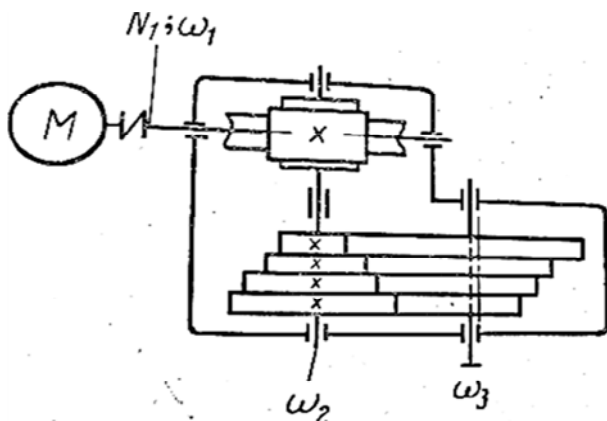


Рис. 1.29

Таблица 1.13

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\omega_2, \text{с}^{-1}$	$1,3\pi$	$1,1\pi$	$1,1\pi$	$1,3\pi$	$1,4\pi$	$1,2\pi$	$1,7\pi$	$1,3\pi$	$1,2\pi$	$1,6\pi$
$N_1, \text{кВт}$	4	3	5	5,5	4	3	4	3	5,5	4
ω_2/ω_3	2	1	1,2	1,2	1,2	1,5	1,5	2	1	2

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Высшая школа, 2001. – 416 с.
3. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
4. Фролов, М. И. Техническая механика. Детали машин / М. И. Фролов. – М.: Высшая школа, 1990. – 352 с.
5. Эрдеди, А. А. Техническая механика. Детали машин / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. – М.: Высшая школа, 1992. – 272 с.
6. Прикладная механика / под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – М.: Высшая школа, 1997. – 552 с.
7. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354–87. – М.: Изд-во стандартов, 1987.
8. Детали машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик [и др.]; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.
9. Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие: в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с.
10. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 2000. – Т. 2. – 912 с.
11. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 2000. – Т. 3. – 928 с.
12. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с.: ил.
13. Примеры подбора и проверки на прочность муфт соединительных и предохранительных и пружин к ним: методические указания / сост. В. М. Иванов. – Минск: БИМСХ, 1980.
14. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск, 2006. – 560 с.: ил.
15. Прикладная механика / под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – М.: Высшая школа, 2010. – 176 с.

Учебное издание

НИКОЛАЕНКО Владимир Лаврентьевич
МИКУЛИК Татьяна Николаевна

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО
НАЗНАЧЕНИЯ В ПРИМЕРАХ
И ЗАДАЧАХ**

Учебно-методическое пособие для студентов
специальностей 1-43 01 02 «Электроэнергетические
системы и сети», 1-53 01 04 «Автоматизация
и управление теплоэнергетическими процессами»,
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»,
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)»
и 1-43 01 01 «Электрические станции»

В 6 частях

Часть 1

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Редактор *В. И. Акуленок*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 02.03.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 6,45. Уч.-изд. л. 5,05. Тираж 100. Заказ 663.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.