

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»**

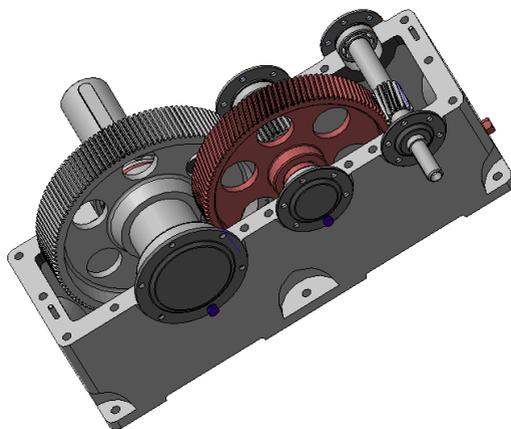
Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. И. ВРУБЛЕВСКАЯ, В. В. КУЗНЕЦОВА

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО И КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРОВ

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию



Гомель 2016

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. И. ВРУБЛЕВСКАЯ, В. В. КУЗНЕЦОВА

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО И КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРОВ

*Одобрено научно-методическим советом
механического факультета в качестве
учебно-методического пособия
по курсовому проектированию*

Гомель 2016

УДК 621.81 (075.8)
ББК 34.44
В83

Рецензент – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Детали машин»
А. Т. Бельский (УО «ГГТУ им. П. О. Сухого»)

Врублевская, В. И.

В83 Детали машин и основы конструирования. Расчет двухступенчатого цилиндрического и коническо-цилиндрического редукторов : учеб.-метод. пособие / В. И. Врублевская, В. В. Кузнецова ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2016. – 67 с.
ISBN 978-985-554-475-4

Приведены все этапы последовательного выполнения курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Изложена методика расчета приводов с двухступенчатыми цилиндрическими и коническо-цилиндрическими редукторами; общие принципы и основные правила проектирования зубчатых колес. Особое внимание уделено тем этапам, где студенты чаще всего допускают неточности в расчетах и конструировании. Пособие сопровождается расчетами с использованием информационных и обучающих технологий. В каждом разделе заострено внимание на особенностях расчета детали или узла в целом и их конструирования для получения работоспособного, долговечного и энергоэффективного привода.

Предназначено для студентов технических специальностей, а также инженерно-технических работников.

УДК 621.81 (075.8)
ББК 34.44

ISBN 978-985-554-475-4

© Врублевская В. И., Кузнецова В. В., 2016
© Оформление. УО «БелГУТ», 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1 Расчет привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором	5
1.1 Выбор электродвигателя и определение основных параметров привода....	6
1.2 Выбор материалов для зубчатых колес редуктора и определение допусковых напряжений	11
1.3 Расчет второй тихоходной прямозубой пары	18
1.4 Расчет первой быстроходной пары.....	24
1.5 Эскизная компоновка редуктора.....	27
1.6 Конструирование зубчатых цилиндрических колес и валов	31
1.7 Последовательность дальнейшего расчета двухступенчатого цилиндрического редуктора.....	39
2 Расчет привода с коническо-цилиндрическим редуктором	40
2.1 Выбор электродвигателя и расчет привода.....	41
2.2 Определение общего передаточного числа привода	41
2.3 Расчет коническо-цилиндрического редуктора	43
2.4 Расчет второй тихоходной цилиндрической ступени редуктора	46
2.5 Расчет быстроходной конической ступени	50
2.6 Порядок построения компоновочного чертежа	55
2.7 Особенности выполнения компоновочного чертежа опор конических шестерен	56
2.8 Конструирование конических колес и валов	60
2.9 Последовательность дальнейшего расчета коническо-цилиндрического редуктора	67
Список литературы	67

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект (КП) по деталям машин и основам конструирования (ДМ и ОК) является самостоятельной инженерной работой студента, выполняющего расчеты на прочность, жесткость, износостойкость, долговечность и другие виды работоспособности деталей машин, базирующиеся на ранее изученных студентами дисциплинах. Он способствует закреплению, углублению и обобщению знаний, полученных по этому курсу, и применению этих знаний к комплексному решению инженерных задач по проектированию деталей машин, развитию навыков самостоятельной творческой работы.

Проектирование машин и их деталей является особым видом инженерного искусства. Для правильного проектирования недостаточно знаний одной лишь теории. Необходимо знакомство с существующими конструкциями и умение критически в них разбираться, знание методов изготовления деталей, условий работы проектируемой машины и умение воплощать свои идеи в виде чертежа.

В процессе проектирования инженер решает целый ряд сложных и разнообразных задач. Так, например, помимо того, что он должен разработать машину, способную выполнять заданные функции в течение определенного срока службы, ему следует учесть требования экономики, технологии, эксплуатации, транспортировки, техники безопасности и др. Для того, чтобы удовлетворить эти требования, конструктор должен уметь выполнять кинематические, силовые, прочностные и другие расчеты; из множества форм, которые можно придать детали, из множества материалов, обладающих многочисленными и разнообразными свойствами, он должен выбрать такие, которые позволяют наиболее выгодным образом использовать эти свойства для повышения эффективности и надежности изделия.

Курсовой проект ДМ и ОК является первой конструкторской работой студента, и поэтому его значение особенно существенно. Изучение основ проектирования начинают с проектирования простейших элементов машин общего назначения. Знание и опыт, приобретенные студентом при проектировании элементов машин, являются базой для последующего выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам, дипломного проекта и дальнейшей практической конструкторской работы.

Наибольшее распространение получили технические задания на проектирование приводных устройств транспортеров, конвейеров, смесителей и металлорежущих станков, колесных пар тепловозов, электровозов, железнодорожных кранов и других средств механизации.

При выполнении КП студенты должны проявлять максимум самостоятельности и творческой инициативы в выборе вариантов конструкции, материалов, форм деталей, расчетов, графического оформления чертежей и т. д.

1 РАСЧЕТ ПРИВОДА С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

Исходные данные для проектирования привода к ленточному транспортёру (рисунок 1.1). Окружное усилие на барабане $F_t = 1,0$ кН, окружная скорость барабана $v = 1,3$ м/с, диаметр барабана $D = 300$ мм.

а)



б)

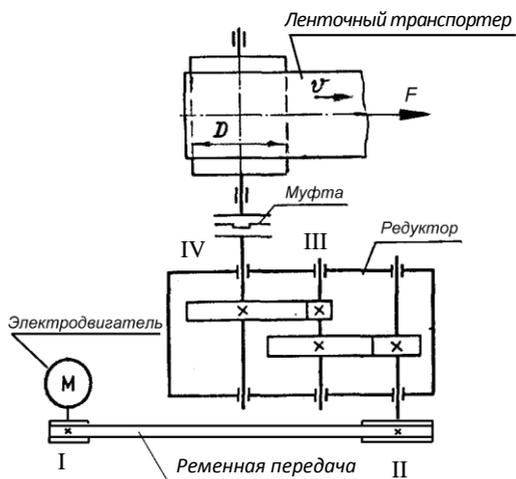


Рисунок 1.1 – Привод ленточного транспортёра:
а – двухступенчатый цилиндрический редуктор; б – кинематическая схема привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

1.1 Выбор электродвигателя и определение основных параметров привода

Расчет производится в приведенной ниже **последовательности**.

1 *Определяем мощность на рабочем валу (барабане):*

$$P_p = F_t v = 1000 \cdot 1,3 = 1,3 \text{ кВт},$$

где F – окружное усилие на барабане, Н;

v – окружная скорость барабана, м/с.

2 *Находим частоту вращения на выходе барабана:*

$$n_6 = v / (\pi D) = 1,3 / (3,14 \cdot 300 \cdot 10^{-3}) = 83 \text{ об/мин},$$

где v – окружная скорость барабана;

D – диаметр барабана.

3 *Устанавливаем мощность электродвигателя для привода:*

$$P_{эд} = \frac{P_p}{\eta} = \frac{1,3}{0,849} = 1,53 \text{ кВт},$$

где η – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода,

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3^3 = 0,95 \cdot 0,96^2 \cdot 0,99^3 = 0,849 \text{ кВт}.$$

По данным, приведенным в таблице 1.1, принимаем:

η_1 – КПД ременной передачи ($\eta_1 = 0,95$);

η_2 – КПД зубчатого зацепления с цилиндрическими колесами, работающего в масляной ванне ($\eta_2 = 0,96$);

η_3 – КПД, учитывающий потери в паре подшипников качения ($\eta_3 = 0,99$).

Тогда на основании полученных данных по приложению А.4 [3] выбираем короткозамкнутый асинхронный трехфазный закрытый обдуваемый двигатель 4А80В2У3, мощность электродвигателя $P_{эд} = 2,2$ кВт, частота вращения $n_{эд} = 3000$ об/мин.

Примечание – Габаритные, установочные и присоединительные размеры и масса двигателей в зависимости от формы исполнения двигателей приведены в источнике [9, т. 3].

4 *Определяем общее передаточное число привода:*

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_4} = \frac{3000}{83} = 36,14.$$

Таблица 1.1 – Средние значения КПД и наиболее часто применяемые значения передаточных чисел в различных понижающих передачах

Тип передачи	КПД		Передаточное отношение u	Наибольшее значение передаточного отношения u
	в масляной ванне	открытая передача		
<i>Зубчатая передача:</i> - с цилиндрическими колесами	0,96–0,98	0,92–0,94	3–5	8–10
- с коническими колесами	0,95–0,97	0,91–0,93	2–3	6
<i>Червячная передача:</i> - при однозаходном червяке	0,7–0,8	0,60–0,70	8–40	100
- при двухзаходном червяке	0,75–0,78	–	–	–
<i>Ременная передача:</i> - плоскоременная	–	0,95–0,97	2–4	6
- клиноременная	–	0,94–0,96	2–4	7
- с натяжным роликом	–	0,93–0,95	5–5	8
<i>Цепная передача с втулочно-роликовой цепью</i>	0,95–0,97	0,90–0,93	2–4	7
<i>Фрикционная передача</i>	0,90–0,96	0,95–0,98	2–4	5
Опорная пара подшипников качения	0,99–0,995	–	–	–

5 Разбиваем передаточное отношение по ступеням привода:

$$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_p} = \frac{36,14}{2,0} = 18,1,$$

где u_p – передаточное отношение ременной передачи (2,0).

По таблице 1.2 определяем значение передаточных чисел в различных понижающих передачах, тихоходной и быстроходной.

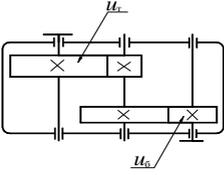
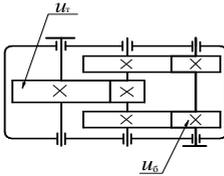
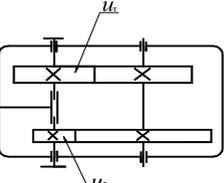
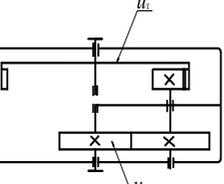
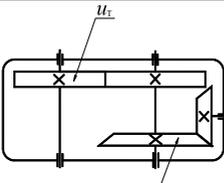
Передаточное отношение тихоходной ступени

$$u_T = 0,88\sqrt{u_{ред}} = 0,88\sqrt{18,1} = 3,74.$$

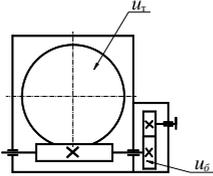
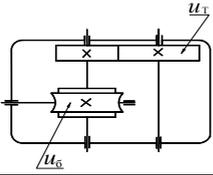
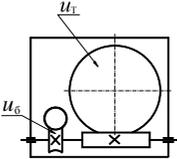
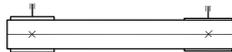
Тогда передаточное отношение быстроходной ступени

$$u_6 = \frac{u_{ред}}{u_T} = \frac{18,1}{3,74} = 4,84.$$

Таблица 1.2 – Наиболее часто применяемые значения передаточных чисел в различных понижающих передачах

Редуктор	Схема	Передаточные числа в редукторах		
		двухступенчатых		одноступенчатых
		u_6	u_7	
Двухступенчатый по развернутой схеме		$u_{ред}/u_7$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$	Цилиндрический
				
Двухступенчатый соосный		$u_{ред}/u_7$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$	
		$\frac{3,2-6,3}{6,3-8}$	$\frac{2,5-5}{8-10}$	
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2^3\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред}/u_6$	
			$\frac{2,0-5}{5,6-6,3}$	
Коническо-цилиндрический		$u_{ред}/u_7$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$	Конический

Окончание таблицы 1.2

Редуктор	Схема	Передаточные числа в редукторах		
		двухступенчатых		одноступенчатых
		u_6	u_7	
Цилиндрическо-червячный		1,6–3,15	$u_{ред}/u_6$ $u_{чер} = \frac{16-50}{80}$	
Червячно-цилиндрический		$u_{чер} = 16...50$	$u_{цил} \leq 2...5$ или $u_{цил} = (0,03 - 0,06)u_р$	Червячный $\frac{8-63}{8-80}$
Двухступенчатый червячный		$0,95\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред}/u_6$	
Передача:				
- цепная			$\frac{1,5-4}{До 10}$	
- ременная			$\frac{2-4}{До 8}$	
<p><i>Примечания</i></p> <p>1 Под чертой приведен полный диапазон передаточных отношений.</p> <p>2 Меньшие значения передаточных чисел берутся при твердости зубьев HRC 56–63.</p> <p>3 Передаточное число u является частным случаем передаточного отношения i. В отличие от i значение u всегда больше единицы, всегда положительно и относится только к паре зубчатых колес [30].</p>				

6 Устанавливаем частоты вращения валов привода:

- ведущего вала ременной передачи $n_1 = n_{эд} = 3000$ об/мин;
- ведущего вала редуктора $n_2 = n_1 / u_p = 3000 / 2 = 1500$ об/мин;
- промежуточного вала редуктора $n_3 = n_2 / u_6 = 1500 / 4,84 = 310$ об/мин;
- ведомого вала редуктора и вала барабана $n_4 = n_3 / u_7 = 310 / 3,74 = 83$ об/мин.

7 Находим мощности на валах привода:

$$P_1 = P_{\text{эд}} = 1,53 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_1 \eta_3 = 1,53 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 1,44 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \eta_2 \eta_3 = 1,44 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,37 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \eta_2 \eta_3 = 1,37 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,3 \text{ кВт}.$$

8 Определяем крутящие моменты на валах:

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} = \frac{P_i}{2\pi n_i},$$

где P – мощность на соответствующих валах;

ω – угловая скорость и частота вращения соответствующего вала.

На ведущем валу привода ременной передачи

$$T_1 = \frac{P_1}{2\pi n_1} = \frac{1,53 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 3000} = 4,87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На ведущем валу редуктора (ведомом валу ременной передачи)

$$T_2 = \frac{P_2}{2\pi n_2} = \frac{1,44 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1500} = 9,17 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На промежуточном валу редуктора

$$T_3 = \frac{P_3}{2\pi n_3} = \frac{1,37 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 310} = 42,22 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На выходном валу редуктора

$$T_4 = \frac{P_4}{2\pi n_4} = \frac{1,3 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 83} = 149,64 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9 Находим ориентировочно диаметры всех валов привода:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]}};$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4,87}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,012 \text{ м, или } d_1 = 12 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{9,17}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,015 \text{ м, или } d_2 = 15 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{42,22}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ м, или } d_3 = 24 \text{ мм};$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{149,64}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,037 \text{ м, или } d_4 = 37 \text{ мм}.$$

1.2 Выбор материалов для зубчатых колес редуктора и определение допускаемых напряжений

Желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, выбираем для изготовления колес и шестерен сравнительно недорогую легированную сталь 40Х. По таблице 1.3 назначаем для колес термообработку: улучшение – 230–260 НВ, $\sigma_B = 850$ МПа, $\sigma_T = 550$ МПа, для шестерни второй ступени – улучшение – 260–280 НВ, $\sigma_B = 950$ МПа, $\sigma_T = 700$ МПа; зубьям шестерни первой ступени – азотирование поверхности 50–59 HRC при твердости сердцевины 26–30 HRC, $\sigma_B = 1000$ МПа, $\sigma_T = 800$ МПа. При этом обеспечивается приработка зубьев обеих ступеней [1, с. 178].

Определение допускаемых контактных напряжений. Исследованиями установлено, что контактная прочность, а следовательно, предел контактной выносливости σ_{H0} определяется в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев (см. таблицу 1.3). Для колес обеих ступеней $\sigma_{H0} = 2\text{HB} + 70 = 2 \times 240 + 70 = 550$ МПа, $S_H = 1,1$, для шестерни первой ступени $\sigma_{H0} = 1050$ МПа, $S_H = 1,2$, где S_H – коэффициент безопасности.

По графику определяем число циклов N_{H0} , при которых наступает усталость (рисунок 1.2, б): для колеса 2-й ступени НВ = 240 (среднее значение), $N_{H0} \approx 1,5 \cdot 10^7$; для шестерни 1-й ступени 55 HRC (550 НВ) $N_{H0} \approx 10^8$.

Расчетное число циклов напряжений при постоянном режиме нагрузки для колеса 2-й ступени

$$N_{\Sigma} = 60nt_{\Sigma}c = 60 \cdot 166 \cdot 36000 \cdot 1 = 35,8 \cdot 10^7,$$

где n – частота вращения колеса, об/мин ($n = n_1/u = 3000/18,1 = 166$ об/мин);

t_{Σ} – суммарный срок службы (ресурс передачи), ч ($t_{\Sigma} = 10 \cdot 300 \cdot 12 = 36000$ ч);

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (c равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым).

Так как по условию режим нагружения II – средний равновероятностный, то эквивалентное число циклов до разрушения (циклическая долговечность)

$$N_{HE} = K_{HE}N_{\Sigma} = 0,25 \cdot 35,8 \cdot 10^7 = 8,95 \cdot 10^7,$$

где K_{HE} – коэффициент режима нагрузки (таблица 4.3) [3, с. 42].

Для колеса второй ступени $N_{HE} > N_{H0}$. Так как все другие колеса вращаются быстрее, то для них также $N_{HE} > N_{H0}$. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется, а коэффициент долговечности всех колес $K_{HE} = 1$ [5].

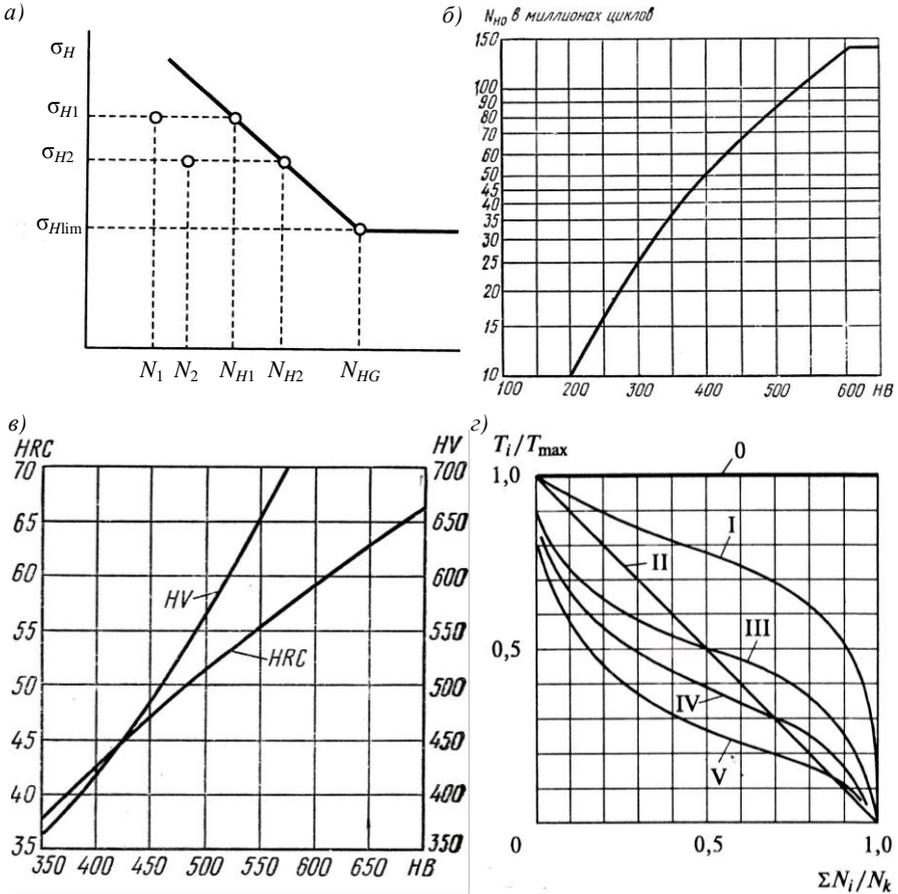


Рисунок 1.2 – Графики, используемые при расчете усталостного разрушения зубьев
 а – кривая усталости; б – график для определения базового числа циклов перемены напряжений N_{H0} ; в – график пересчета единиц твердости HRC и HV в HB; г – типовые режимы нагрузки (0 – постоянный, I – тяжелый, II – средний равновероятный, III – средний нормальный, IV – легкий, V – особо легкий)

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете на усталость (на выносливость) для 2-й ступени определяем по материалу колеса, как более слабому, по формуле

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0} / S_H) K_{HL},$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости, определяется по таблице 1.4;

$\sigma_{H0} = 2HB + 70 = 240 \cdot 2 + 70 = 550$ МПа; для шестерни первой ступени,

$\sigma_{H0} = 1050$ МПа (азотирование);

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

Базовое число циклов σ_{HG} определяем по графику (см. рисунок 1.2, б [1]) в зависимости от твердости зубьев колеса. При твердости зубьев колеса HB 240 $N_{HG} = 15 \cdot 10^6$. Так как расчетное число циклов N_{HE} больше базового, то коэффициент долговечности принимаем $K_{HL} = 1$. Так как все другие колеса вращаются быстрее, то и для них $N_{HE} > N_{HG}$, а следовательно, для всех колес редуктора $K_{HL} = 1$.

Коэффициент безопасности (таблица 1.4) для первой ступени $S_H = 1,2$, второй – $S_H = 1,1$.

Допускаемые контактные напряжения для второй ступени определяем по материалу колеса как более слабому: $[\sigma_H] = 550 / 1,1 = 500$ МПа.

Для колеса первой ступени также $[\sigma_H]_2 = 500$ МПа, а для шестерни – $[\sigma_H]_1 = 1050 / 1,2 = 875$ МПа.

Допускаемое контактное напряжение для первой ступени:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\min} & \text{– цилиндрические,} \\ 1,15[\sigma_H]_{\min} & \text{– конические.} \end{cases}$$

$$1,25[\sigma_H]_{\min} = 1,25[\sigma_H]_2 = 1,25 \cdot 500 = 625 \text{ МПа.}$$

Так как $[\sigma_H] = (875 + 500) / 2 = 688$ МПа > 625 МПа, поэтому принимаем $[\sigma_H] = 625$ МПа.

Определение допускаемых напряжений изгиба. Определяем допускаемые напряжения изгиба по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба; определяется по таблице 1.4: для колес обеих ступеней $\sigma_{F0} = 1,8HB = 1,8 \cdot 240 = 432$ МПа; для шестерни первой ступени при азотировании поверхности $\sigma_{F0} = 12HRC_{\text{сердц}} + 300 = 12 \cdot 28 + 300 = 636$ МПа; для шестерни второй ступени $\sigma_{F0} = 1,8HB = 1,8 \cdot 270 = 486$ МПа;

S_F – коэффициент безопасности; выбираем по таблице 1.4, $S_F = 1,75$;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т.д.). В данном случае $K_{FC} = 1$, т.к. действует односторонняя нагрузка.

Коэффициент долговечности K_{FL} принимаем равным 1. Его расчет аналогичен расчету K_{HL} , но базовое число циклов рекомендуется принимать $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей [1, с. 174].

Тогда:

– для обоих колес $[\sigma_F] = \frac{432}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 247$ МПа;

– для шестерни второй ступени $[\sigma_F] = \frac{486}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 278$ МПа;

– для шестерни первой ступени $[\sigma_F] = \frac{636}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 363$ МПа.

Определение допускаемых напряжений при кратковременной перегрузке. Предельные контактные напряжения:

– для колес обеих ступеней

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа};$$

– для шестерни второй ступени $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 700 = 1960$ МПа;

– для шестерни первой ступени $[\sigma_H]_{\max} = 30\text{HRC}_{\text{пов}} = 30 \cdot 50 = 1500$ МПа.

Предельные напряжения изгиба:

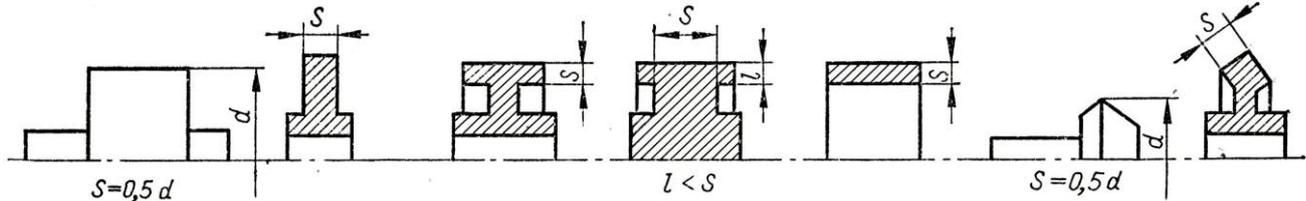
– для обоих колес

$$[\sigma_F]_{\max} = 2,74\text{HB} = 2,74 \cdot 250 = 685 \text{ МПа};$$

– для шестерни второй ступени $[\sigma_F]_{\max} = 2,74\text{HB} = 2,74 \cdot 270 = 740$ МПа

– для шестерни первой ступени при азотировании $[\sigma_F]_{\max} = 1000$ МПа.

Таблица 1.3 – Типовые материалы для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики



Марка стали*	Размер сечения s, мм, не более	Механические свойства (при поверхностной закалке σ_b и σ_t относятся к сердцевине)				Термообработка	Ориентировочный режим термообработки (З – закалка; О – отпуск с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; М – масло; В – вода; Н – нормализация)
		твёрдость **		предел прочности σ_b , МПа	предел текучести σ_t , МПа		
		поверхности	сердцевины				
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</i>							
40	60	192–228 НВ	–	700	400	Улучшение	З; 840...860 °С; В, О, 550...620 °С
45	80	170–217 НВ	–	600	340	Нормализация	Н; 850...870 °С
	100	192–240 НВ	–	750	450	Улучшение	З; 820...840 °С; В, О, 560...600 °С
50	60	241–285 НВ	–	850	580	»	З; 820...840 °С; В, О, 520...530 °С
	80	179–228 НВ	–	640	350	Нормализация	Н; 840...860 °С
	100	228–255 НВ	–	700–800	530	Улучшение	З; 820...840 °С; О, 560...620 °С
40X	100	230–260 НВ	–	850	550	»	З; 830...850 °С; О, 540...580 °С
	60	260–280 НВ	–	950	700	»	З; 830...850 °С; О, 500 °С
	60	50–59 HRC	26–30 HRC	1000	800	Азотирование	То же, с последующим мягким азотированием
45X	100	230–280 НВ	–	850	650	Улучшение	З; 840...860 °С; М, О, 580...640 °С
	100–300	163–269 НВ	–	750	500	»	То же
	300–500	163–269 НВ	–	700	450	»	З; 840...860 °С; М, О, 580...640 °С
40XH	100	230–300 НВ	–	850	600	»	З; 820...840 °С; М, О, 560...600 °С

Окончание таблицы 1.3

1	2	3	4	5	6	7	8
35ХМ	100–300	≥ 241 НВ	–	800	580	Улучшение	3; 820...840 °С; М, О, 560...600 °С
	40	48–54 HRC	–	1600	1400	Закалка	3; 820...840 °С; М, О, 180...200 °С
	100	241 НВ	–	900	800	Улучшение	3; 850...870 °С; М, О, 600...650 °С
	50	269 НВ	–	900	800	»	То же
	40	45–53 HRC	–	1600	1400	Закалка	3; 850...870 °С; М, О, 600...650°
40ХНМА	80	≥ 302 НВ	–	1100	900	Улучшение	3; 830...850 °С; М, О, 600...620 °С
35ХГСА	300	≥ 217 НВ	–	700	500	»	То же
	150	235 НВ	–	≥ 760	≥ 500	»	3; 850...880 °С; М, О, 640...660 °С
	60	270 НВ	–	980	880	»	3; 850...880 °С; М, О, 500 °С
	40	310 НВ	–	1100	960	»	То же
	30	46–53 HRC	–	1700 – – 1950	1300 – – 1600	Закалка	3; 860...880 °С; М, О, 200...250 °С
20Х	60	56–63 HRC	–	650	400	Цементация	3, О
12ХН3А	60	56–63 HRC	–	900	700	»	3, О
25ХГТ	–	58–63 HRC	–	1150	950	»	3, О
38ХМЮА	–	57–67 HRC	30–35 HRC	1050	900	Азотирование	Заготовка – улучшение
<i>Стальное литье</i>							
45Л	–	–	–	550	320	Нормализация	Н, О
30ХНМЛ	–	–	–	700	550	»	Н, О
40ХЛ	–	–	–	650	500	»	Н, О
35ХМЛ	–	–	–	700	550	»	Н, О
<i>Примечания</i>							
1 Режимы термообработки: улучшение – закалка (3) при 820–860 °С с последующим отпуском (О) в воде (В) или масле (М) до 500–640 °С; нормализация – термообработка при 840 °С; азотирование – улучшение с последующим мягким азотированием.							
2 В обозначениях сталей первые цифры – содержание углерода в сотых долях процента, буквы – легирующие элементы: Х – хром, Н – никель, Г – марганец, М – молибден, Т – титан, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если оно превышает 1 %. Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А, стального литья – буквой Л в конце.							
3 При нормализации, улучшении и объемной закалке твердости поверхности и сердцевины близки. Ориентировочно НВ ≈ 0,285σ _в .							

Таблица 1.4 – Приближённое значение выносливости по контактным напряжениям σ_{H0} , выносливости по напряжениям изгиба σ_{F0} и предельных напряжений $[\sigma_H]_{\max}$, $[\sigma_F]_{\max}$ в зависимости от величины твердости рабочих поверхностей зубьев

Термообработка	Твёрдость зубьев**		Группа сталей	σ_{H0}^{**} , МПа	S_H	σ_{F0}^{**} , МПа	S_F	$[\sigma_H]_{\max}^{**}$, МПа	$[\sigma_F]_{\max}^{**}$, МПа
	на поверхности	в сердце-вине							
Нормализация, улучшение Объёмная закалка	180–350 HB		40; 45; 40X; 40XH и др.	2HB + 70	1,1	1,8HB	1,75	2,8 σ_T	2,74HB
	45–35 HRC		40X; 40XH; 45XЦ и др.	18HRC + 150		550		2,8 σ_T	1400
Закалка т.в.ч. по все- му контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	56–63 HRC	25–55 HRC	55ПШ; У6; 35ХМ;	17HRC _{пов} + + 200	1,2	900	1,75	40HRC _{пов}	1260
	45–55 HRC	25–55 HRC	40X; 40XH и др.	17HRC _{пов} + + 200		650		40HRC _{пов}	1260
Закалка т.в.ч. сквозная с охватом впадины (модуль $m_n \geq 3$ мм*)	45–55 HRC	45–55 HRC	35ХМ; 40X; 40XH и др.	17HRC _{пов} + + 200	1,2	550	1,75		1430
Азотирование	55–67 HRC	24–40 HRC	35ХЮА;	1050	1,2	12HRC+ + 300	1,75	40HRC _{пов}	1000
	50–59 HRC	24–40 HRC	38ХМЮА; 40X; 40ХФА и др.	1050		40HRC _{пов}		1000	
Цементация и закалка	55–63 HRC	30–45 HRC	Цементуемые стали всех марок	23HRC _{пов}	1,2		1,5		1200

*Распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.
 ** Приведен диапазон значений твердости, в котором справедливы рекомендуемые зависимости для пределов выносливости и предельных допускаемых напряжений (рассчитывают по средним значениям твердости в пределах допускаемого отклонения, указанного в таблице 4.4); HRC_{пов} – твердость поверхности.

1.3 Расчет второй тихоходной прямозубой пары

Вначале рассчитываем вторую прямозубую пару, как более нагруженную и в основном определяющую габариты редуктора. Предварительный расчет выполняем по формуле 8.13 [1, с. 135].

Условимся обозначать здесь и далее предварительно выбранные или рассчитанные параметры дополнительным индексом- штрих

Определяем межосевое расстояние a_2 и другие параметры:

$$a_2 = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} = 0,85 \cdot (3,74 + 1) \times \\ \times \sqrt[3]{\frac{210 \cdot 10^9 \cdot 149,64 \cdot 1,035}{(500 \cdot 10^6)^2 \cdot 3,74^2 \cdot 0,4}} = 0,116 \text{ м} = 116 \text{ мм},$$

где $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости; $E_{пр} = 210$ ГПа;

T_2 – крутящий момент на ведомом валу, $T_2 = T_{IV}$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; определяется по графику (рисунк 1.4) в зависимости от ψ_{bd} – коэффициента ширины шестерни;

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,74 + 1) = 0,95;$$

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния [1, с. 135]; принимается по рекомендациям таблицы 1.5, $\psi_{ba} = 0,4$;

Таблица 1.5 – Рекомендуемые значения коэффициентов ширины шестерни относительно ее диаметра ($\psi_{bd} = b_w / d_1$) и коэффициентов ширины колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b_w / a_w$

Расположение колес относительно опор в редукторах	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зуба	
		$H_2 \leq \text{HB } 350$ или H_1 и $H_2 \leq \text{HB } 350$	H_1 и $H_2 > \text{HB } 350$
Симметричное	ψ_{ba}	0,3–0,5	0,25–0,3
	$\psi_{bd_{max}}$	1,2–1,6	0,9–1,0
Несимметричное	ψ_{ba}	0,25–0,4	0,2–0,25
	$\psi_{bd_{max}}$	1,0–1,25	0,65–0,8
Консольное	ψ_{ba}	0,2–0,25	0,15–0,2
	$\psi_{bd_{max}}$	0,6–0,7	0,45–0,55

Округляем расчетное значение a_2 для нестандартных редукторов по ряду: R_a 40: ...80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420.

Тогда принимаем $a_2 = 120$ мм.

Находим ширину колеса: $b_w = \psi_{ba} a_2 = 0,4 \cdot 120 = 48$ мм.

По таблице 1.6 выбираем $\psi_m = 20 \dots 30 = 30$.

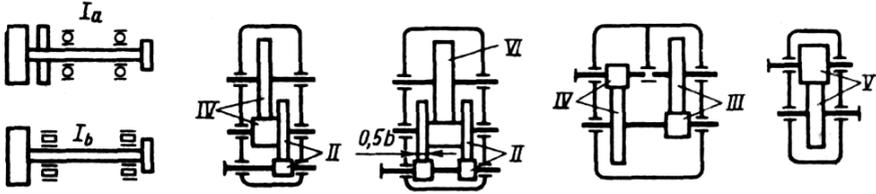


Рисунок 1.3 – Схемы различного расположения зубчатых колес относительно опор
 I_a – шариковые опоры, I_b – роликовые опоры

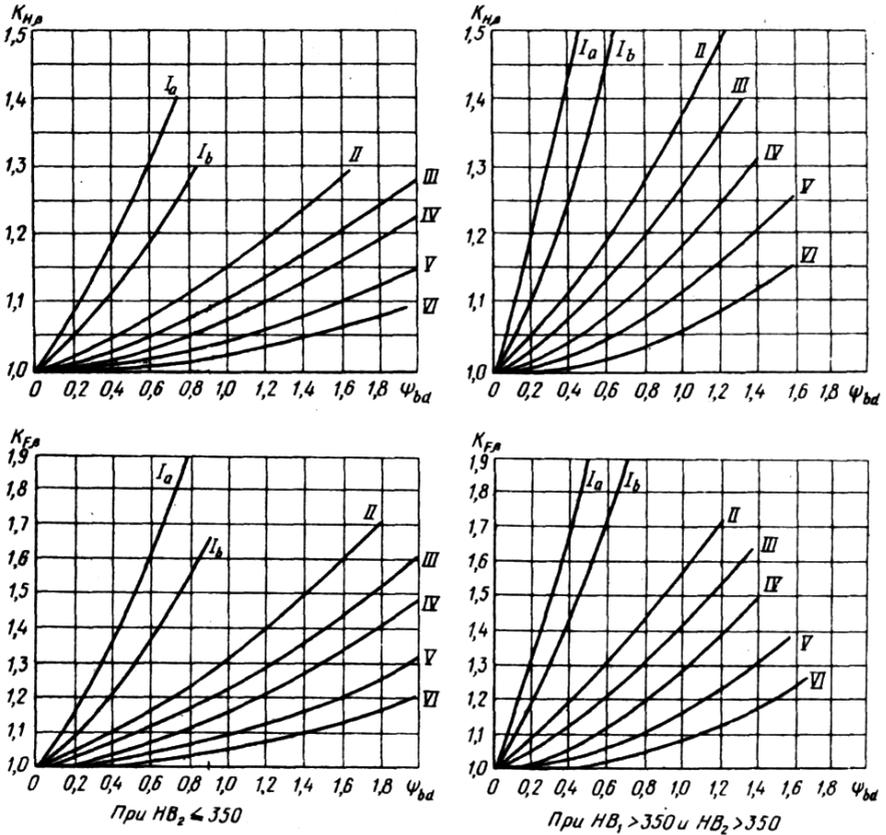


Рисунок 1.4 – Графики для приближенной оценки коэффициентов неравномерности нагрузки по ширине колеса $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (составлены на основе расчетов и практик эксплуатации зубчатых передач): I–VI – различные случаи расположения зубчатых колес относительно опор

Таблица 1.6 – Рекомендуемые значения ψ_m при выборе величины модуля

Конструкция	$\psi_m = b_m / m$, не более
Высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жесткости: HB \leq 350 HB \geq 350	45–30 30–20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные): HB \leq 350 HB \geq 350	30–20 20–15
Грубые передачи, например, с опорами на стальных конструкциях (крановые и т.п.), а также открытые передачи	15–10

Тогда модуль $m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{48}{30} = 1,6$ мм .

По таблице 1.7, согласно ГОСТ 9563–60, назначаем модуль $m = 2$ мм.

Таблица 1.7 – Стандартное значение модулей (ГОСТ 9563-60)

Ряды	Модуль m , мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 8; 9; 11; 14; 18; 22
<i>Примечание</i> – Предпочтительно выбирать значения из 1-го ряда.	

Суммарное число зубьев $z_{\Sigma} = \frac{2a_2}{m} = \frac{2 \cdot 120}{2} = 120$.

Примечание – При расчете прямозубых передач без смещения для сохранения принятого значения a_2 модуль следует подбирать так, чтобы z_{Σ} было целым числом.

Число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u_3 + 1} = \frac{120}{3,74 + 1} = 25,32$. Принимаем $z_1 = 26$,

$z_1 > z_{\min} = 17$ [30, с. 143].

Число зубьев колеса $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 120 - 26 = 94$.

Фактическое передаточное число определим из соотношения $u_3 = z_2 / z_1 = 94 / 26 = 3,62$. При этом $u_6 = \frac{18,1}{3,62} = 5$.

Делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формулам

$$d_1 = z_1 m = 26 \cdot 2 = 52 \text{ мм}, \quad d_2 = z_2 m = 94 \cdot 2 = 188 \text{ мм}.$$

Выполняем проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1} b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$$

где K_H – коэффициент расчетной нагрузки; определяется по формуле $K_H = K_{H\beta} K_{H\nu}$; $T_1 = T_{III}$;

$K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки; определяется по таблице 1.4.

Тогда $K_H = 1,035 \cdot 1,05 = 1,087$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $\sin 2\alpha \approx 0,64$.

По таблице 1.9 назначаем 9-ю степень точности. По таблице 1.8 $K_{H\nu} = 1,05$ в зависимости от степени точности и окружной скорости колеса.

$$\text{Следовательно, } \sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 42,22 \cdot 10^3 \cdot 1,087 \left(\frac{3,74+1}{3,74} \right)}{52^2 \cdot 48 \cdot 0,64}} = 452 \text{ МПа} \leq 500 \text{ МПа.}$$

Примечание – Если значения $[\sigma_H]$ и σ_H расходятся более чем на $\pm 4\%$, то их можно сблизить путем изменения ширины колес по условию, которое следует из формулы $b'_w = b_w (\sigma_H / [\sigma_H])^2$.

Таблица 1.8 – Данные для приближенной оценки коэффициентов динамической нагрузки $K_{H\nu}$, $K_{F\nu}$

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэффициенты	Скорость v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	а	$K_{H\nu}$	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
		$K_{F\nu}$	1,06 1,02	1,13 1,05	1,26 1,10	1,40 1,15	1,53 1,20	1,67 1,25
	б	$K_{H\nu}$	1,02 1,00	1,04 1,00	1,07 1,02	1,10 1,02	1,15 1,03	1,18 1,04
		$K_{F\nu}$	1,02 1,01	1,04 1,02	1,08 1,03	1,11 1,04	1,14 1,06	1,17 1,07
7	а	$K_{H\nu}$	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
		$K_{F\nu}$	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
	б	$K_{H\nu}$	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
		$K_{F\nu}$	1,03 1,01	1,05 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08

Окончание таблицы 1.8

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэффициенты	Скорость v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
8	а	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
		K_{Fv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	1,03		1,06	1,11	1,17	1,23	1,29	
	б	K_{Hv}	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
K_{Fv}		1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26	
	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08		
9	а	K_{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
		K_{Fv}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
	1,04		1,07	1,14	1,21	1,28	1,35	
	б	K_{Hv}	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
K_{Fv}		1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34	
	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09		
<p><i>Примечания</i></p> <p>1 Твердость поверхности зубьев: а – $H_1 \leq \text{HB } 350, H_2 \leq \text{HB } 350, H_1 \geq \text{HRC } 45, H_2 \leq \text{HB } 350$; б – $H_1 \geq \text{HRC } 45, H_2 \geq \text{HRC } 45$.</p> <p>2 Верхние цифры – прямозубые, нижние – косозубые колеса.</p>								

Таблица 1.9 – Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	прямозубая	косозубая	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т.п.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Выполняем проверочный расчет по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F F_t K_F / (b_w m) \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба. По графику (рисунок 1.5) при $x = 0$ находим: для шестерни $Y_{F_1} = 3,77$, для колеса $Y_{F_2} = 3,96$;

K_F – коэффициент расчетной нагрузки, $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$.

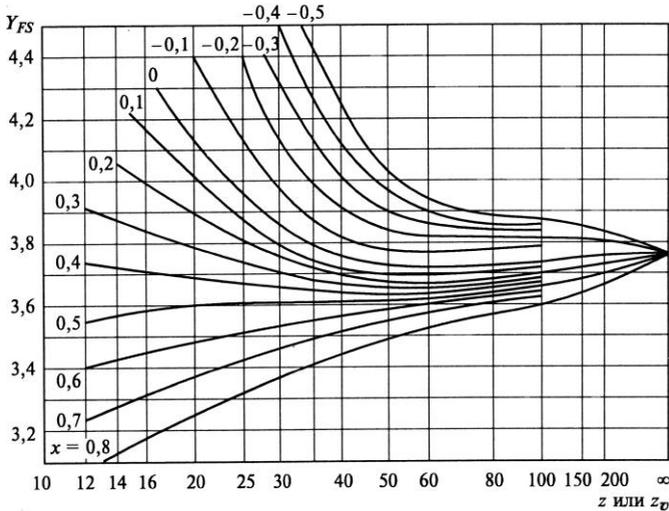


Рисунок 1.5 – Зависимости коэффициентов формы зуба Y_F от числа зубьев колеса z или z_v и коэффициента смещения инструмента:

z_v – число зубьев эквивалентных цилиндрических прямого зубчатого колеса приведенного прямого зубчатого конического колеса [1, с. 152–153]

Расчет выполняем по тому из колес пары, у которого меньше $[\sigma_F] / Y_F$. В нашем случае $[\sigma_{F_1}] / Y_{F_1} = 278 / 3,77 = 74$; $[\sigma_{F_2}] / Y_{F_2} = 246 / 3,96 = 62$. Расчет выполняем по колесу.

По графику (см. рисунок 1.4) $K_{F\beta} = 1,12$. По таблице 1.8 $K_{Fv} = 1,13$ при окружной скорости колеса $v = 1,3$ м/с. При этом $K_F = 1,12 \cdot 1,13 = 1,27$.

$$\text{Далее } F_t = 2T_1 / d_1 = \frac{2 \cdot 42,22 \cdot 10^3}{52} = 1,6 \text{ кН.}$$

$$\text{Тогда } \sigma_F = \frac{3,77 \cdot 1600 \cdot 1,27}{48 \cdot 2} = 80 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 246 \text{ МПа.}$$

Выполняем проверочный расчет на заданную перегрузку:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\text{пик}} / T_{\text{max}}} \leq [\sigma_H]_{\text{max}}; \quad \sigma_{H \max} = 452 \cdot \sqrt{2} = 639 \text{ МПа} < 1540 \text{ МПа};$$

$\sigma_{F\max} = \sigma_F (T_{\text{пик}} / T_{\max}) \leq [\sigma_F]_{\max}$; $\sigma_{F\max} = 80 \cdot 2 = 160 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа}$,
 где $[\sigma_H]_{\max}$, $[\sigma_F]_{\max}$ – допускаемые напряжения при кратковременной перегрузке (см. п. 2.4);

σ_H , σ_F – расчетные напряжения;

$T_{\text{пик}}$ – кратковременные перегрузки, не учтенные при расчете на усталость [1, с. 171], рисунок 8.41];

T_{\max} – максимальный из моментов, учитываемый при расчете на усталость.

Условие прочности соблюдается.

1.4 Расчет первой быстроходной пары

В основном порядок расчета этой ступени такой же, как и тихоходной. Однако в начале расчета учитывается размер колес второй ступени [1].

Выбор и расчет параметров косозубой ступени и размеров зубчатых колес. Для уменьшения потерь на разбрызгивание и перемешивание масла рекомендуют погружать быстроходное колесо не более чем на двойную высоту зуба h , а тихоходное – не более чем на 1/3 его радиуса R_2^T . Тогда радиус колеса быстроходной ступени $R_2^6 = 2/3 R_2^T + 2h$, а диаметр колеса $d_2^6 = 2R_2^6$ (рисунок 1.6)

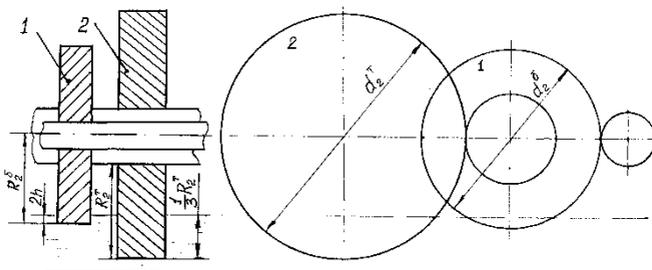


Рисунок 1.6 – Схема рекомендуемой глубины погружения в масло быстроходного (1) и тихоходного (2) колес двухступенчатого цилиндрического редуктора

Делительный диаметр колеса также можно определить по экспериментальной зависимости

$$d_2^6 = d_2^T (0,7...0,9) = 188 \cdot 0,8 = 150 \text{ мм}; \quad d_1^6 = \frac{d_2^6}{u_2} = \frac{150}{4,84} = 31 \text{ мм};$$

где d_1^6, d_2^T – делительные диаметры колеса и шестерни второй тихоходной ступени;

u_2 – передаточное отношение быстроходной ступени.

Межосевое расстояние $a_1 = (d_1 + d_2) / 2 = (31 + 150) / 2 = 90,5$ мм.

Ширина колес $b_w = \psi_{ba} a_1$, где ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. Расчетное значение a_1 для нестандартных редукторов определяют по ряду R_a : 40 – 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420 [1, с. 136].

Тогда принимаем $a_2 = 120$ мм.

Для определения ширины колеса b_w используем формулу [1, с. 149]

$$a_1 = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}},$$

которая решается относительно ψ_{ba} , и, приняв предварительно $K_{H\beta} = 1$, получим

$$\psi_{ba} = (0,75(u + 1))^3 \left(\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 a_1^3 u^2} \right) = (0,75 \cdot (4,84 + 1))^3 \left(\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 42,22 \cdot 10^3}{625^2 \cdot 90^3 \cdot 4,84^2} \right) = 0,11.$$

По таблице 1,5 принимаем $\psi_{ba} = 0,2$. Тогда $b_w = \psi_{ba} a_1 = 0,2 \cdot 90 = 18$ мм.

Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра $\psi_{bd} = b_w / d_1 = 18 / 31 = 0,6$ не превышает допускаемых максимальных значений (см. таблицу 1.5).

По таблице 1.6 принимаем $\psi_m = (20 \dots 30) = 30$ и находим модуль $m = b_w / \psi_m = 18 / 30 = 0,6$ мм.

По таблице 1.7 согласно ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 1$ (для силовых передач рекомендуется принимать $m \geq 1,5$) [1, с. 138].

Угол наклона зуба β определяем по формуле

$$\sin \beta = \frac{\varepsilon_{\beta} \pi m}{b_w} = \frac{1,1 \cdot 3,14 \cdot 1}{18} = 0,19,$$

где ε_{β} – коэффициент осевого перекрытия. Рекомендуют принимать $\varepsilon_{\beta} = 1,1$. Угол β должен быть в рекомендуемых пределах $8-20^\circ$ во избежание больших осевых сил в зацеплении [1, с. 146]. В результате расчета угол $\beta = 11^\circ$.

Число зубьев шестерни $z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m} = \frac{31 \cdot \cos 11^\circ}{1} = 30,4$, при этом значение должно быть больше $z_{\min} = 16$ при $\beta = 12 \dots 17$ [1, с. 143]. Принимаем $z_1 = 30$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u_2 = 30 \cdot 4,84 = 145,2$. Принимаем $z_2 = 145$.

Фактическое $u = z_2 / z_1 = 145 / 31 = 4,84$.

Фактическое передаточное отношение редуктора $i = u_1 u_2 = 4,83 \cdot 3,74 = 18,1$. Отклонение от заданного меньше допускаемого ± 4 %.

Выполняем проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_1^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям,

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha} = \sqrt{1,13 \cdot \cos^2 11^\circ / 1,7} = 0,8;$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия; $T_1 = T_2$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев выбирается по таблице 4.12 [3] в зависимости от окружной скорости v и степени точности передачи:

$$v = \pi d_1 n_1 / 60 = 3,14 \cdot 0,031 \cdot 1500 / 60 = 2,4 \text{ м/с};$$

K_H – коэффициент расчетной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки; определяется по таблице 1.6.

Тогда $K_H = 1,035 \cdot 1,3 = 1,35$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $\sin 2\alpha \approx 0,64$.

По таблице 1.9 назначаем 9-ю степень точности. $K_{Hv} = 1,30$ в зависимости от степени точности и окружной скорости колеса.

$$\text{Тогда } \sigma_H = 1,18 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 9,17 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{31^2 \cdot 18 \cdot 0,64} \left(\frac{4,84 + 1}{4,84} \right)} = 449 \text{ МПа} \leq 500 \text{ МПа.}$$

Примечание – Если значения σ_H и $[\sigma_H]$ расходятся более чем на $\pm 4\%$, то их можно сблизить путем изменения ширины колес по условию, которое следует из формулы $b'_w = b_w (\sigma_H / [\sigma_H])^2$.

Выполняем проверочный расчет по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F F_t K_F / (b_w m) \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба. По графику (см. рисунок 1.5) при $x = 0$ находим: для шестерни $Y_{F_1} = 3,85$, для колеса $Y_{F_2} = 3,75$;

K_F – коэффициент расчетной нагрузки; $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$.

Расчет выполняем по тому из колес пары, у которого меньше $[\sigma_F] / Y_F$. В нашем случае $[\sigma_{F_1}] / Y_{F_1} = 363 / 3,85 = 94$; $[\sigma_{F_2}] / Y_{F_2} = 246 / 3,75 = 66$.

Расчет выполняем по колесу. По графику (см. рисунок 1.4) $K_{F\beta} = 1,12$. По таблице 1.8 $K_{Fv} = 1,13$ при окружной скорости колеса $v = 2,4$ м/с. При этом коэффициент расчетной нагрузки $K_F = 1,12 \cdot 1,13 = 1,27$.

$$\text{Далее } F_t = 2T_1 / d_1 = \frac{2 \cdot 9,17 \cdot 10^3}{31} = 591 \text{ Н.}$$

$$\text{Тогда } \sigma_F = \frac{3,85 \cdot 591 \cdot 1,27}{18,2 \cdot 1} = 158 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 246 \text{ МПа.}$$

Выполняем проверочный расчет на заданную перегрузку:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\text{пик}} / T_{\text{max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}; \quad \sigma_{H \max} = 448 \cdot \sqrt{2} = 634 \text{ МПа} < 1540 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F (T_{\text{пик}} / T_{\text{max}}) \leq [\sigma_F]_{\max}; \quad \sigma_{F \max} = 158 \cdot 2 = 316 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа.}$$

Условие прочности соблюдается.

1.5 Эскизная компоновка редуктора

Для расчета валов и правильного подбора подшипников необходимо знать действующие нагрузки и их расположение, что возможно только после выполнения компоновочного чертежа редуктора.

До компоновки следует подробно ознакомиться с конструкциями аналогичных редукторов [3, рисунки 5.1–5.3, приложение В] и выбрать наиболее близкий прототип, используемый в качестве аналога для конструктивной разработки корпуса, зубчатых колес и валов, основные размеры которых получены расчетом.

Эскизную компоновку редуктора выполняют в соответствии с требованиями ЕСКД тонкими линиями на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора. Редукторы с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами выполняют с расположением осей валов в одной плоскости. В этом случае разъем корпуса по осям валов обеспечивает удобство сборки и разборки редуктора.

Для компоновочного эскиза подробная проработка всех деталей не производится. Изображаются контурно только основные узлы и детали [3, рисунок 5.4, приложение В]. С целью уменьшения габаритов и массы редуктора в его корпусе не должно быть незаполненных мест. Для этого необходимо придерживаться рекомендаций, установленных на основе опыта, практики эксплуатации редукторов.

Последовательность выполнения компоновочного чертежа редуктора. Исходные данные для построения компоновочного чертежа приведены в таблице 1.10.

Вычерчивание колес и валов. Наносят межосевые расстояния a_w ; проводят осевые линии окружностей делительных диаметров d_1 и d_2 ; вершин зубьев; линии, ограничивающие ширину шестерни b_1 и колеса b_2 .

Для многоступенчатого редуктора вычерчивают последовательно шестерни и колеса ведущего, промежуточного и ведомого валов. Зазор между

торцами колес принимают $S = 8 \dots 15$ мм. Вычерчивают валы (диаметры валов d_v ориентировочно рассчитаны в месте посадки колеса или шестерни, т.е. в опасном сечении). При $d_1 \geq 2d_v$ шестерню выполняют насадной. При компоновке выясняется (проверяется), не врезаются ли колеса в соседние валы [3, рисунок 5.4, приложение В].

Таблица 1.10 – Основные значения размеров зубчатого зацепления редуктора

В миллиметрах

Параметр	Значение параметров			
	1-я ступень		2-я ступень	
	шестерня	колесо	шестерня	колесо
Делительный диаметр	32	150	52	188
Диаметр вершин зубьев	34	152	56	192
Межосевое расстояние (a)	91		115	
Число зубьев	32	150	26	120
Модуль	1	1	2	2
Ширина колес	24,2	18,2	54	48

Очерчивание внутренней стенки корпуса. Расстояние от торца и наружного диаметра зубчатых колес до внутренней стенки корпуса для всех редукторов берется $e = 10 \dots 20$ мм, зазор между колесом и дном корпуса $C = 40 \dots 50$ мм.

Очерчивают наружную стенку корпуса, толщина δ которого во всех случаях должна быть не менее 8 мм. Ширина фланца корпуса W в месте посадки подшипника зависит от передаваемого крутящего момента T (таблица 1.11).

Таблица 1.11 – Зависимость ширины фланца корпуса от крутящего момента

T , Н·м	До 10	10–20	20–60	60–100	100–200	200–400	240–600
W , мм	20–40	25–45	25–55	30–60	30–70	40–80	50–85

По нашим исследованиям, ширина фланца может быть взята равной внутреннему диаметру подшипника, установленного на выходном валу:

$$W = d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

или двойной ширине B подшипника легкой или средней серии $W = 2B$.

Размещение подшипников качения. Зазор между подшипником и внутренней стенкой корпуса $n = 0 \dots 5$ мм.

Для удобства крепления на валу деталей, легкости их перемещения к месту посадки, для осевой фиксации зубчатых колес, подшипников и т.д. диаметр вала перед местом посадки деталей уменьшают на 2–5 мм, т.е. делают ступеньки по направлению от середины к концам.

Диаметры валов под подшипники качения округляют в соответствии с ГОСТ 8338-75 до размеров 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 130, 140, 150 и т.д. [3].

По диаметру вала выбирают шарикоподшипники, ориентируясь на радиальные однорядные легкой или средней серии класса точности 0, как наиболее простые по конструкции и дешевые. Подшипники очерчивают по их габаритным размерам: диаметрам внутреннему d , наружному D и ширине B (таблица 1.12).

Таблица 1.12 – Шарикоподшипники радиальные средней серии

Условное обозначение подшипника	В миллиметрах													
	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	
d	15	17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	
D	42	47	52	62	72	80	90	100	110	120	130	140	150	
B	13	14	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	

Установка крышек подшипников. Размеры крышек зависят от диаметра D отверстия в корпусе под подшипник. Рекомендации по выбору толщины стенки δ , диаметра d и числа z винтов крепления крышки к корпусу приведены в таблице 1.13.

Таблица 1.13 – Размеры крышки и деталей крепления ее к корпусу

D	В миллиметрах			
	50–62	63–95	100–145	150–220
δ	5	6	7	8
d	6	8	10	12
z	4	4	6	6

Диаметр фланца крышки $D_{\phi} = D + (4,0 \dots 4,4)d$.

Толщина ножки крышки $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0)\delta$, [3, с. 84].

Вычерчивание концов валов. Выходные концы валов редуктора предназначены для посадки муфт, передающий крутящий момент в машинах, механизмах, приборах, а также для посадки звездочек, барабанов и пр. Для их упора на валах делается ступенька на расстоянии 7–10 мм от крышки подшипника. Это расстояние необходимо и достаточно для упора тяг съемника муфт.

Размеры выходных концов валов стандартизованы и определяются по таблице 1.14. Невыходные концы валов заканчиваются на уровне ширины подшипника и не выступают за его пределы.

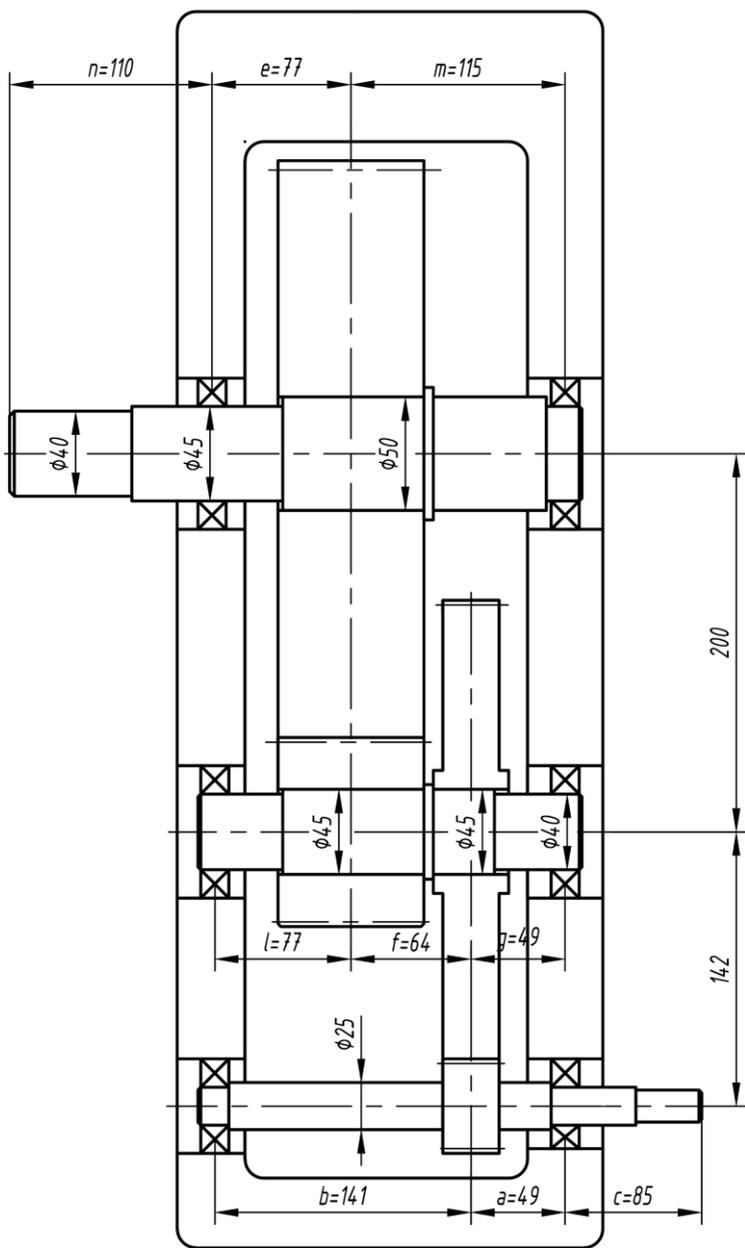


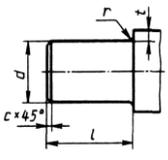
Рисунок 1.7 – Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора

На эскизной компоновке должны быть проставлены все размеры, необходимые для уточненного расчета валов и подбора подшипников.

По эскизной компоновке редуктора определяется расстояние между реакциями опор, рассчитываются валы, подбираются подшипники и шпонки. Если их прочность обеспечена, то на этом заканчивается разработка эскизного проекта редуктора.

Таблица 1.14 – Основные размеры цилиндрических концов валов, (по ГОСТ 24266-80)

В миллиметрах									
d	l		r	c	d	l		r	c
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
18	40	28	1,0	0,6	50, 55	110	82	2,5	2,0
20, 22	50	36	1,6	1,0	60, 70	140	105	2,5	2,0
25, 28	60	42	1,6	1,0	80, 90	170	130	3,0	2,5
32, 36	80	58	2,0	1,6	100, 110	210	165	3,0	2,5
40, 45	110	82	2,0	1,6					



Примечания

1 Концы валов изготовляют двух исполнений: 1 – длинные; 2 – короткие. У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга (по ГОСТ 8820-69).

2 Поля допусков диаметра d : при d до 30 мм – $j6$, св. 30 мм – $k6$, св. 50 мм – $m6$.

1.6 Конструирование зубчатых цилиндрических колес и валов

Форма зубчатого колеса может быть плоской (рисунок 1.8, a , b) или с выступающей ступицей (рисунок 1.8, $в$). Значительно реже колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны (в одноступенчатых редукторах).

На рисунке 1.8 показаны простейшие формы колес, изготавливаемых в единичном и мелкосерийном производстве. При небольших диаметрах колес их изготавливают из прутка, а при больших заготовки получают свободной ковкой с последующей токарной обработкой. Чтобы уменьшить объем точной обработки резанием, на дисках колес выполняют выточки (см. рисунок 1.8, b , $в$). При диаметре $d_d < 80$ мм эти выточки, как правило, не делают (см. рисунок 1.8, a).

Длину посадочного отверстия колеса (длину ступицы) $l_{ст}$ желательно принимать равной или больше ширины зубчатого венца b_2 ($l_{ст} > b_2$). Принятую длину ступицы согласуют с расчетной и с диаметром посадочного отверстия: $l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d$.

Диаметр ступицы $d_{ст}$ и ширину торцов зубчатого венца принимают:

$$d_{ст} = 1,5d + 10 \text{ мм}; \quad S = 2,5m + 2 \text{ мм},$$

где m – модуль зацепления.

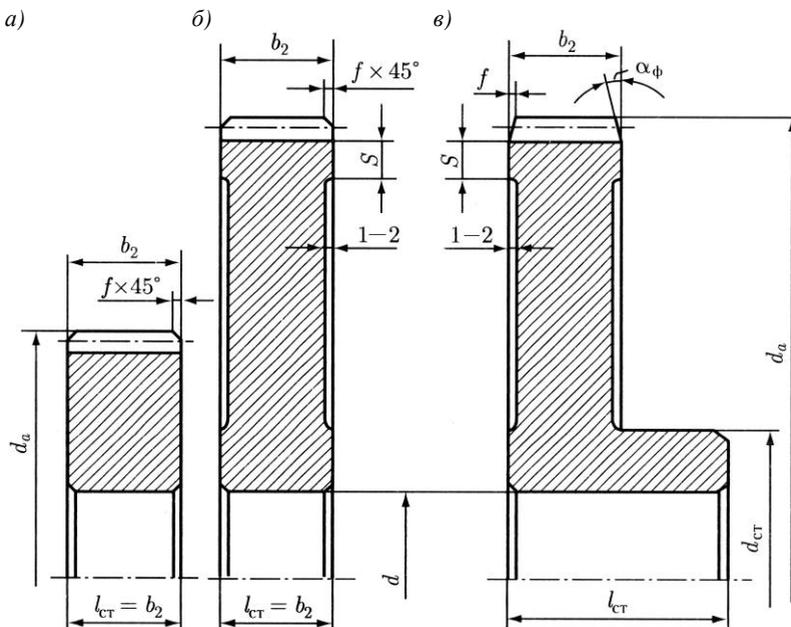


Рисунок 1.8 – Основные параметры цилиндрического колеса

На торцах зубчатого венца выполняют фаски размером $f = (0,5 \dots 0,7)m$, которые округляют до стандартного значения (см. таблицу 1.15).

Таблица 1.15 – Стандартные значения фасок

В миллиметрах

d	20–30	30–40	40–50	50–80	80–120	120–150	150–250	250–500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом $\alpha_\phi = 45^\circ$, на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей $HВ \leq 350$ – под углом $\alpha_\phi = 45^\circ$ (см. рисунок 1.8, а, б), а при $HВ > 350$ – $\alpha_\phi = 15 \dots 20^\circ$ (см. рисунок 1.8, в).

При серийном производстве заготовки колес получают из прутка свободной ковкой, а также в штампах. При годовом объеме выпуска колес более 50 шт. экономически оправдана ковка в простейших односторонних подкладных штампах. Форму зубчатых колес в этом случае проектируют по типу, показанному на рисунке 1.9.

При годовом объеме выпуска более 100 шт. применяют двусторонние штампы. Форму зубчатых колес в этом случае проектируют по рисунку 1.10.

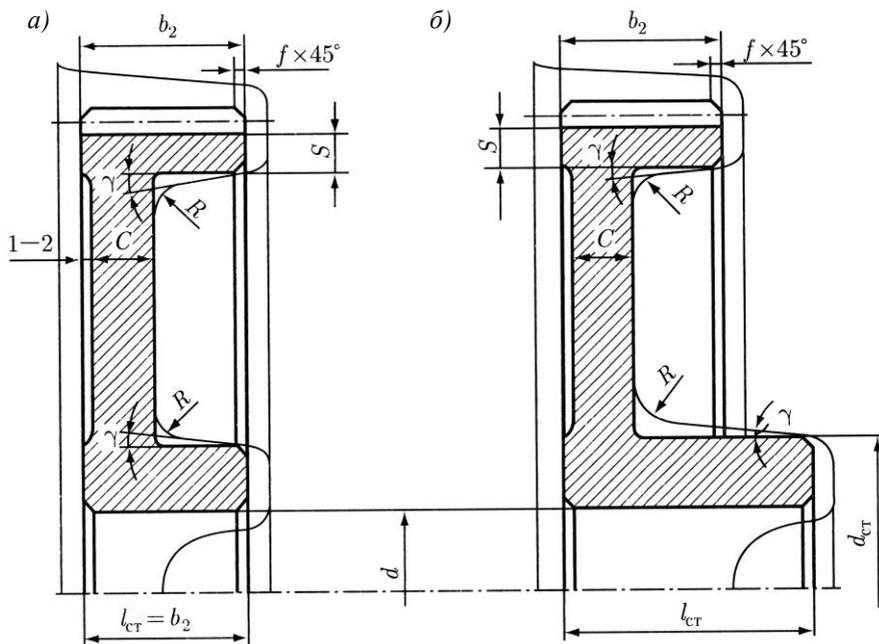


Рисунок 1.9 – Форма зубчатых колес при годовом выпуске 50–100 шт. и основные параметры цилиндрического колеса

Тонкими линиями показана заготовка колеса после штамповки. Для свободной выемки заготовок из штампа принимают значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закругления $R \geq 6$ мм. Следует подчеркнуть, что для уменьшения влияния термической обработки зубчатых колес на точность геометрической формы в последнее время зубчатые колеса делают массивными: $C = (0,35 \dots 0,4)b_2$.

Условия пластической деформации металла при штамповке улучшаются, если выемки в дисках колес выполнять по рисунку 1.11.

Радиусы закруглений принимают $R \geq 20$ мм, а штамповочные уклоны $\gamma \geq 7^\circ$. В зависимости от соотношения размеров колес выемки в дисках оформляют одной дугой радиуса R (см. рисунок 1.11, а) или двумя дугами радиуса R и отрезком прямой (см. рисунок 1.11, б).

В автомобилестроении и самолетостроении колеса делают с более тонким диском $C = 0,25b_2$; в дисках выполняют 4–6 отверстий, радиусы закруглений принимают минимальными.

Варианты типовых конструкций входных, промежуточных и выходных валов с установленными на них деталями и опорными узлами. Существуют многообразные варианты конструктивных решений опорных узлов валов из-за возможного различного сочетания типа подшипников, схем их установки, способов регулирования, конструкции крышек подшипников, стаканов, зубчатых колес, смазочных и уплотнительных устройств.

Для облегчения выбора оптимального решения конструкции опорных узлов входных (быстроходных), промежуточных и выходных (тихоходных) валов зубчатых передач на рисунках 1.12–1.14 приведены типовые варианты их возможного конструктивного исполнения.

Входные быстроходные валы редукторов. В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. Подшипники входных валов цилиндрических редукторов чаще всего устанавливают по схеме «враспор» [4].

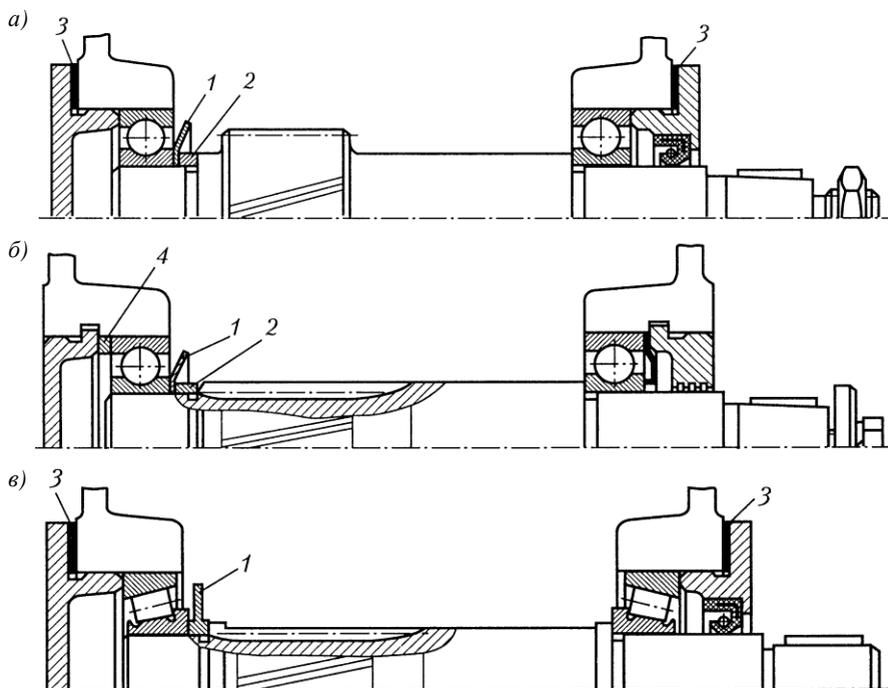


Рисунок 1.12 – Входные валы цилиндрических редукторов:
 1 – маслоотражательная шайба; 2 – дополнительное кольцо;
 3 – металлические тонкие прокладки; 4 – компенсаторное кольцо

Необходимый осевой зазор обеспечивают с помощью тонких металлических прокладок 3, устанавливаемых между корпусом и привертными крышками (см. рисунок 1.12, а, в), или с помощью компенсаторного кольца 4, которое устанавливают между торцами закладной крышки и наружного кольца шарикового радиального подшипника. Для удобства сборки компенсаторное кольцо устанавливают со стороны глухой крышки (см. рисунок 1.12, б). Подшипник, находящийся вблизи шестерни, защищают маслоотражательными шайбами 1 от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами изнашивания из зубчатого зацепления. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала, то для ее точного центрирования устанавливают дополнительно кольцо 2, ширина которого должна быть больше ширины канавки перед заплечиком вала.

Промежуточные валы редукторов. На промежуточном валу двухступенчатого цилиндрического редуктора расположены зубчатое колесо быстроходной и шестерня тихоходной передач. Направление линии наклона зубьев у этих зубчатых колес должно быть одинаковым, чтобы осевые силы, действующие на опоры, хотя бы частично взаимно уравновешивались.

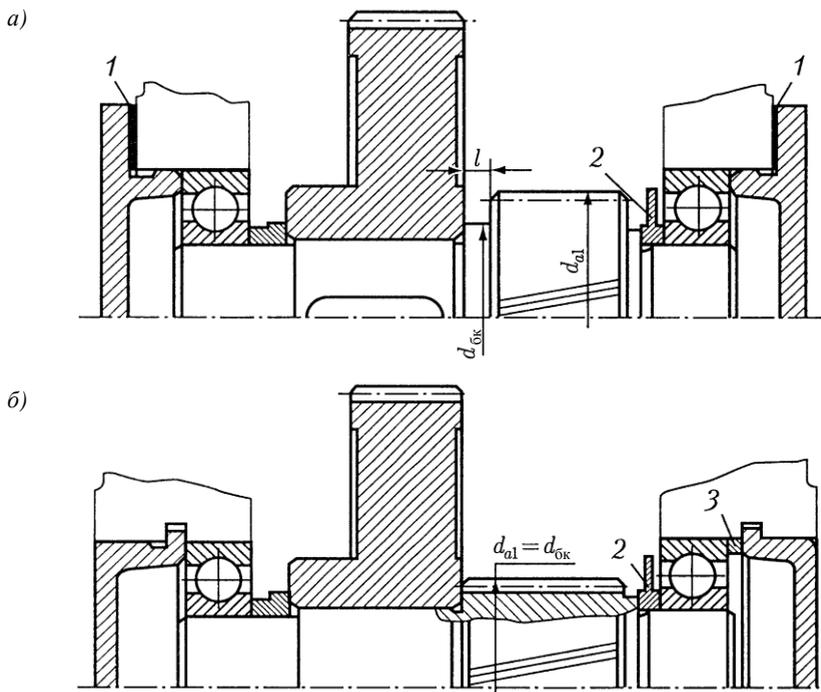


Рисунок 1.13 (начало) – Промежуточные валы цилиндрических редукторов

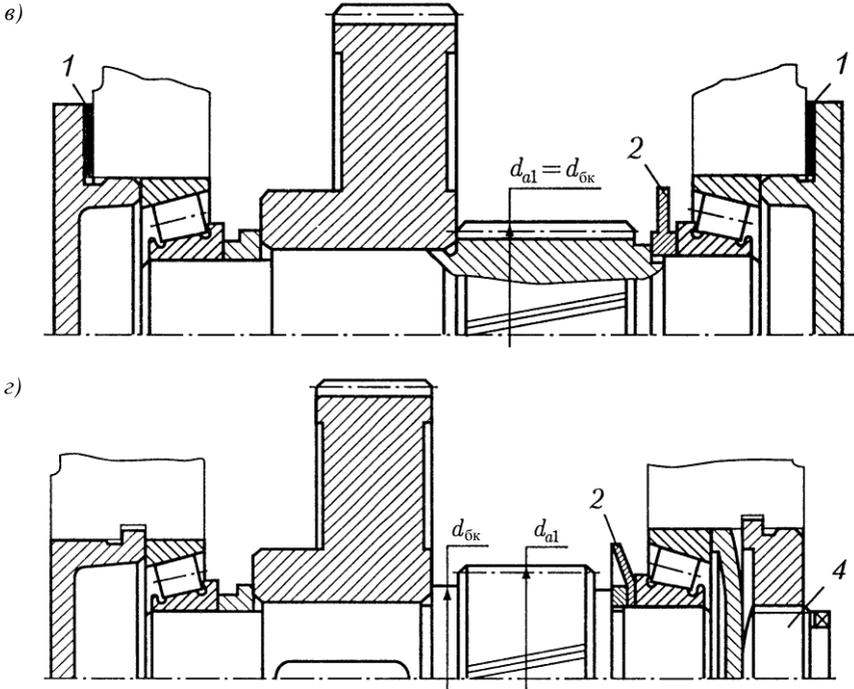


Рисунок 1.13 (окончание) – Промежуточные валы цилиндрических редукторов:
 1 – маслоотражательная шайба; 2 – дополнительное кольцо;
 3 – металлические тонкие прокладки; 4 – компенсаторное кольцо

В редукторах, выполненных по развернутой схеме, расстояние l между торцами шестерни и колеса невелико (см. рисунок 1.13, *а*). Зубья шестерни часто нарезают так, что торец ступицы колеса упирают в торец шестерни (см. рисунок 1.13, *б*, *в*). И только в тех случаях, когда диаметр d_{a1} шестерни намного превышает диаметр $d_{бк}$ (например, при небольших передаточных числах тихоходной ступени), выполняют переходную часть вала между шестерней и колесом (см. рисунок 1.13, *а*, *з*). Для передачи вращающего момента с колеса на вал используют шпоночное соединение (см. рисунок 1.13, *а*, *з*) или соединение с натягом (см. рисунок 1.13, *б*, *в*). Подшипники устанавливают «враспор». При применении привертных крышек регулирование осевого зазора выполняют набором тонких металлических прокладок 1 (см. рисунок 1.13, *а*, *в*). В конструкциях с закладными крышками необходимый осевой зазор обеспечивают компенсаторным кольцом 3 (см. рисунок 1.13, *б*) при установке вала на радиальных шарикоподшипниках или нажимным винтом 4 (см. рисунок 1.13, *з*) при установке вала на радиально-упорных конических подшипниках. Регу-

лирование нажимным винтом проще, но конструкция узла усложнена. Подшипник, расположенный рядом с шестерней, защищают маслоотражательным кольцом 2 от чрезмерного залива маслом, выжимаемым вместе с продуктами изнашивания из зацепления тихоходной ступени.

Выходные валы цилиндрических редукторов проектируют с возможно меньшим числом ступеней, обеспечивая осевую фиксацию зубчатых колес на валу посадками с натягом (см. рисунок 1.14, а, в). Определенным недостатком указанных конструкций является необходимость применения при установке колес специальных приспособлений, обеспечивающих точное осевое положение колес на валу. Поэтому наряду с ними применяют конструкцию вала, в которой колесо при сборке доводят до упора в заплечик вала (см. рисунок 1.14, г). Во всех вариантах конструкций, представленных на рисунке 1.14, подшипники установлены «враспор».

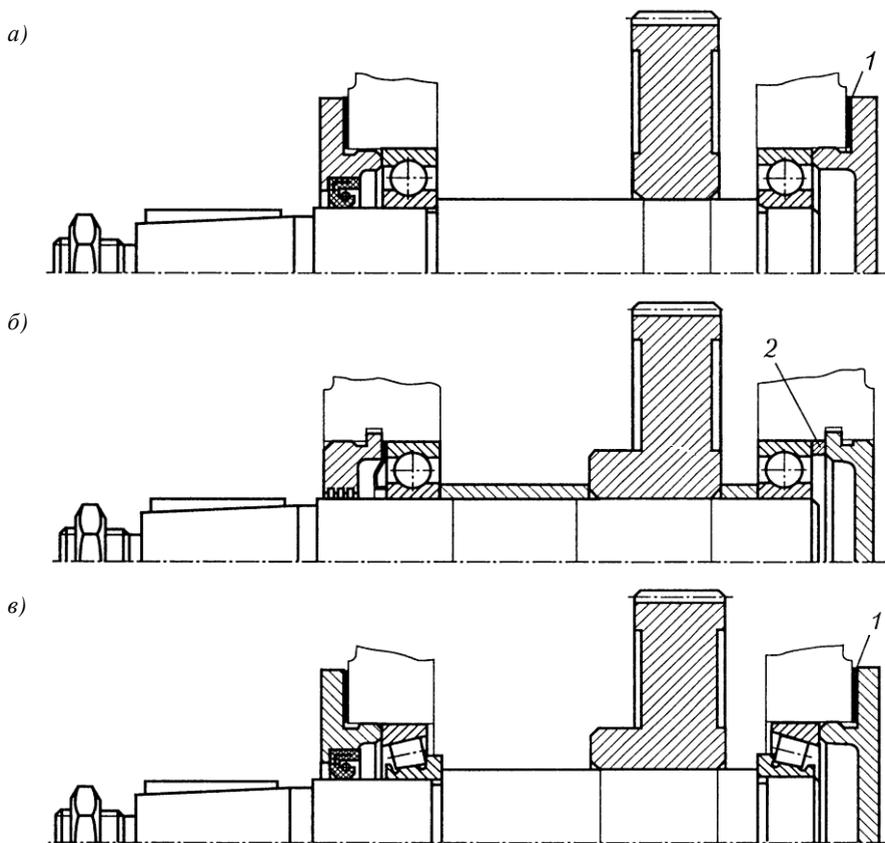


Рисунок 1.14 (начало) – Выходные валы цилиндрических редукторов

з)

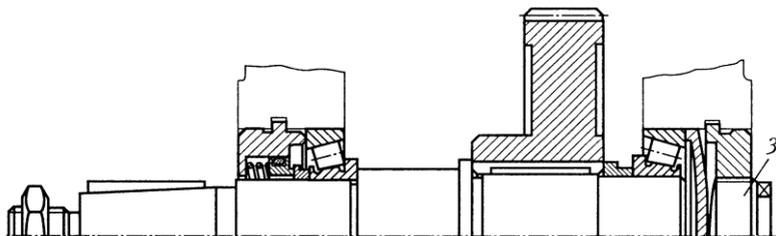


Рисунок 1.14 (окончание) – Промежуточные валы цилиндрических редукторов:
1 – металлические прокладки; 2 – компенсаторное кольцо;
3 – нажимной винт

Необходимый осевой зазор обеспечивают установкой набора тонких металлических прокладок 1 под фланец привертной крышки (см. рисунок 1.14, а, в), а в конструкциях с закладной крышкой – установкой компенсаторного кольца 2 при применении радиального шарикоподшипника (см. рисунок 1.14, б) или нажимного винта 3 при применении конических роликоподшипников (см. рисунок 1.14, з).

1.7 Последовательность дальнейшего расчета двухступенчатого цилиндрического редуктора

Справочные данные по дальнейшему продолжению расчета двухступенчатого цилиндрического редуктора приведены в учебном пособии «Детали машин и основы конструирования» [3]:

- 1) расчет валов на прочность и подбор подшипников качения – с. 311–326;
- 2) выбор шпонок и проверочный расчет по напряжениям смятия – с. 274–275;
- 3) определение основных размеров крышки и корпуса редуктора – с. 275–276;
- 4) выбор муфты – с. 276;
- 5) выбор смазки – с. 276–277;
- 6) выбор посадок деталей – с. 278;
- 7) порядок сборки редуктора – с. 278;
- 8) рекомендуемые посадки основных деталей редуктора – с. 224;
- 9) посадки подшипников качения – с. 228;
- 10) допуски, формы и расположения поверхностей, обозначения баз – с. 229–232;
- 11) шероховатость поверхностей – с. 233–239;
- 12) образцы оформления чертежей:
 - чертеж привода – с. 392–393;
 - сборочный чертеж редуктора – с. 394–395;
 - рабочие чертежи деталей редуктора и муфты – с. 396–397;
 - образец оформления спецификации – с. 398–401.

2 РАСЧЕТ ПРИВОДА С КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

Исходные данные для проектирования привода подвешенного цепного конвейера (рисунок 2.1). Окружное усилие на тяговой звездочке $F_t = 1$ кН, окружная скорость этой звездочки $v = 0,5$ м/с, шаг тяговой цепи $t = 80$ мм, число зубьев звездочки $z = 6$.

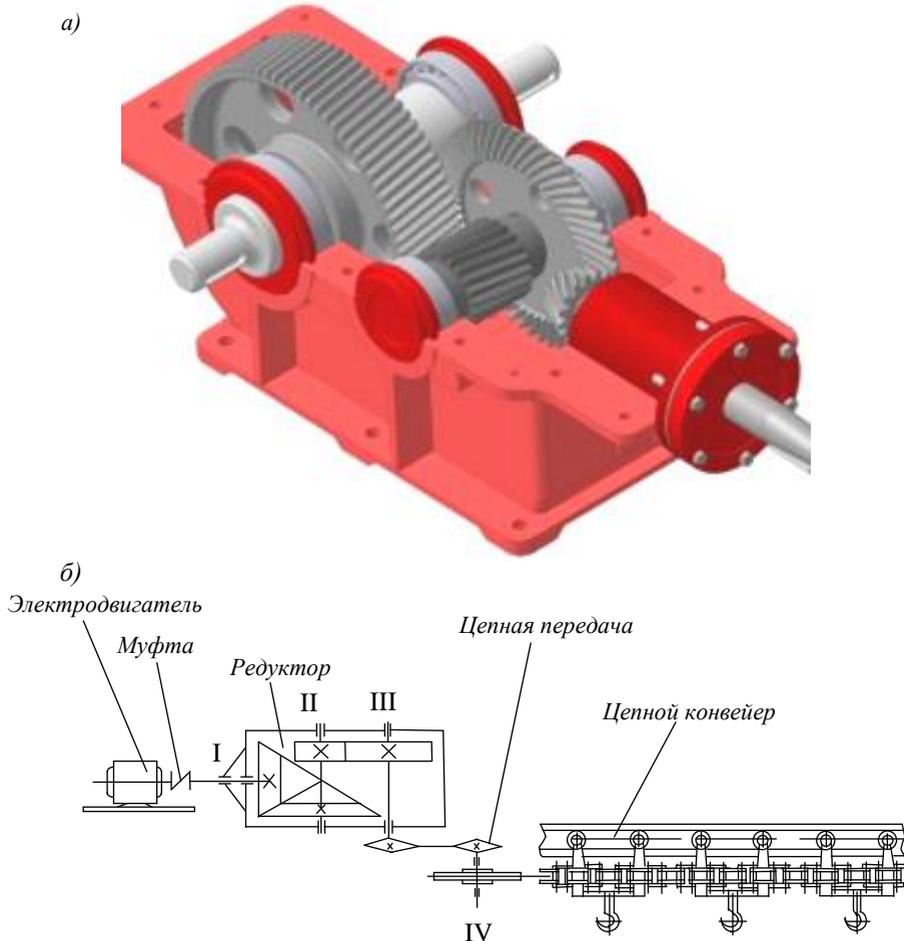


Рисунок 2.1 – Привод цепного конвейера:

а – коническо-цилиндрический редуктор, б – кинематическая схема привода с коническо-цилиндрическим редуктором

Мощность на тяговой звездочке

$$P_p = F_t v = 1000 \cdot 0,5 = 500 \text{ Вт},$$

а частота вращения звездочки составит

$$n_p = \frac{1000v}{zt} = \frac{1000 \cdot 0,5}{6 \cdot 80} = 1,042 \text{ об/с} = 1,042 \cdot 60 = 62,5 \text{ об/мин.}$$

2.1 Выбор электродвигателя и расчет привода

Определяем потребляемую мощность электродвигателя:

$$P_{эд} = \frac{P_p}{\eta_{пр}} = \frac{500}{0,857} = 583,4 \text{ Вт},$$

где P_p – мощность на рабочем валу;

$\eta_{пр}$ – общий КПД привода,

$$\eta_{пр} = \eta_k \eta_{ц} \eta_{цеп} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,92 = 0,857;$$

η_k – КПД зубчатого зацепления с коническими колёсами, $\eta_k = 0,96$
(выбираем из таблицы 1.1);

$\eta_{ц}$ – КПД зубчатого зацепления с цилиндрическими колёсами,
 $\eta_{ц} = 0,97$ (выбираем из таблицы 1.1);

$\eta_{цеп}$ – КПД цепной передачи, $\eta_{цеп} = 0,92$ (выбираем из таблицы 1.1);

По приложению А4 [3, с. 350] выбираем по ближайшему к $P_{эд}$ тип двигателя. Принимаем двигатель типа 4А71В4У3 мощностью 0,75 кВт с синхронной частотой вращения $n_{эд} = 1500$ об/мин .

2.2 Определение общего передаточного числа привода

Определяем передаточное число привода:

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_p} = \frac{1500}{62,5} = 24.$$

Разбиваем передаточное отношение по ступеням привода:

$$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{цеп.п}},$$

где $u_{\text{цеп.п}}$ – передаточное отношение цепной передачи, $u_{\text{цеп.п}} = 2$ (см. таблицы 1.1, 1.2).

Тогда

$$u_{\text{ред}} = \frac{24}{2} = 12.$$

Определяем передаточное отношение каждой ступени редуктора:

- конической зубчатой пары, (см. таблицы 1.1, 1.2) $u_{\text{к.п}} = 1 \dots 4$, принимаем $u_{\text{к.п}} = 3$;
- цилиндрической зубчатой пары:

$$u_{\text{ц.п}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{к.п}}} = \frac{12}{3} = 4.$$

Находим частоты вращения каждого вала привода $n_i = \frac{n_{i-1}}{U_i}$, об/мин:

$$n_1 = n_{\text{эд}} = 1500; n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{к.п.}}} = \frac{1500}{3} = 500;$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{ц.п.}}} = \frac{500}{4} = 125; n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{цеп.п.}}} = \frac{125}{2} = 62,5.$$

Вычислим мощности на каждом валу $P_i = P_{i-1} \eta_i$, кВт:

$$P_1 = P_{\text{эд}} = 583,4; P_2 = P_1 \eta_{\text{к}} = 583,4 \cdot 0,96 = 560;$$

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{ц}} = 560 \cdot 0,97 = 543; P_4 = P_3 \eta_{\text{цеп}} = 543 \cdot 0,92 = 500.$$

Рассчитываем крутящие моменты $T_i = \frac{P_i \cdot 60}{2\pi n_i}$, Н·м:

$$T_1 = \frac{583,4 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1500} = 3,7; T_2 = \frac{560 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 500} = 10,7;$$

$$T_3 = \frac{543 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 125} = 41,5; T_4 = \frac{500 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 62,5} = 76,4.$$

Определяем ориентировочные диаметры валов по формуле

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]}},$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения, $[\tau] = 15$ МПа.

Тогда

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{3,7}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,0107 = 10,7 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10,7}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,0153 = 15,3 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{41,5}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,024 = 24 \text{ мм};$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{76,4}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,0294 = 29,4 \text{ мм}.$$

2.3 Расчет коническо-цилиндрического редуктора

Выбор материала для изготовления зубчатых колёс. Желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, выбираем для изготовления колес и шестерен сравнительно недорогую легированную сталь 40Х (поковка), которая относится к группе материалов с твердостью $HВ \leq 350$. По таблице 1.3 назначаем для колес термообработку: улучшение 230–260 HВ; $\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 550$ МПа; для шестерни второй ступени – улучшение 260–280 HВ, $\sigma_B = 950$ МПа, $\sigma_T = 700$ МПа; зубья шестерни первой ступени – азотирование поверхности 50–59 HRC при твердости сердцевины 26–30 HRC, $\sigma_B = 1000$ МПа; $\sigma_T = 800$ МПа. При этом обеспечивается приработка зубьев обеих ступеней.

Определяем допускаемые напряжения. Контактная прочность, а следовательно, предел контактной выносливости σ_{H0} определяется в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев. Для колес обеих ступеней по таблице 1.4

$$\sigma_{H0} = 2HВ + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$$

Для шестерни первой ступени $\sigma_{H0} = 1050$ МПа, второй ступени – $\sigma_{H0} = 2 \cdot 260 + 70 = 590$ МПа.

Выбираем коэффициент безопасности для второй ступени (см. таблицу 1.4): $S_H = 1,1$; для первой ступени $S_H = 1,2$.

Число циклов напряжений для колеса второй ступени определяется по формуле

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

где n – частота вращения вала, об/мин;

t_{Σ} – срок службы передачи, тыс. ч (принимая 3200 ч).

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot 62,5 \cdot 3200 = 1,2 \cdot 10^7.$$

По графикам (см. рисунок 8.40 [1]) для колеса первой ступени $HV = 245$ (среднее), $N_{H0} = 1,5 \cdot 10^7$, для шестерни второй ступени HRC 50...59 (550 HV) $N_{H0} = 10^8$.

По таблице 8.10 [1] $K_{HE} = 0,25$, так как редуктор работает с постоянной нагрузкой в запыленном помещении.

Эквивалентное число циклов

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

Для колеса второй ступени $N_{HE} = 0,25 \cdot 1,2 \cdot 10^7 = 0,3 \cdot 10^7$.

Сравнивая N_{HE} и N_{H0} , отмечаем, что для колеса второй ступени $N_{HE} > N_{H0}$. Так как все другие колеса вращаются быстрее, то аналогичным расчетом получим и для них $N_{HE} > N_{H0}$. При этом для всех колес передачи $K_{HL} = 1$.

Определение допускаемых контактных напряжений для второй и первой ступени. Допускаемые контактные напряжения для второй ступени определяем по материалу колеса, как более слабому:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL}; [\sigma_H]_2 = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509 \text{ МПа}.$$

Для колеса первой ступени также $[\sigma_H]_2 = 509 \text{ МПа}$, а для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{1050}{1,2} \cdot 1 = 875 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение для первой ступени, у которой $HV_1 - HV_2 = 550 - 245 \approx 300 > 70$, определяем по формуле 8.56 [1]:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\min} - \text{цилиндрические,} \\ 1,15[\sigma_H]_{\min} - \text{конические.} \end{cases}$$

Таким образом,

$$[\sigma_H] = \frac{875 + 509}{2} = 692 \text{ МПа} > 1,25[\sigma_H]_{\min} = 636 \text{ МПа}.$$

Принимаем $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_2 = 636 \text{ МПа}$.

Определение допускаемых напряжений изгиба для первой ступени.

По таблице 1.4 предел выносливости по напряжениям изгиба для колес обеих ступеней

$$\sigma_{F0} = 1,8\text{HВ} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа.}$$

Для шестерни первой ступени

$$\sigma_{F0} = 12\text{HRC}_{\text{сердц}} + 300 = 12 \cdot 28 + 300 = 636 \text{ МПа.}$$

Для шестерни второй ступени

$$\sigma_{F0} = 1,8\text{HВ} = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа.}$$

Определяем $[\sigma_F]$ по формуле

$$[\sigma_F] = \left(\frac{\sigma_{F0}}{S_F} \right) K_{FC} K_{FL},$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, так как передача неревверсивная $K_{FC} = 1$ [1];

K_{FL} – коэффициент долговечности;

S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,75$ (см. таблицу 8.9 [1]).

Предварительно определяем расчетное число циклов:

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}$$

и по таблице 8.10 [1] для колеса второй ступени при $m = 6$ и ранее найденных значениях N_{Σ} получим:

$$N_{FE} = 0,14 \cdot 1,2 \cdot 10^7 = 1,68 \cdot 10^6 < N_{FG} = 4 \cdot 10^6.$$

В этом случае $K_{FL} = 1$. Аналогично и для всех колес и шестерен получим $K_{FL} = 1$.

Для обоих колес

$$[\sigma_F] = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ МПа.}$$

Для шестерни второй ступени

$$[\sigma_F] = \frac{468}{1,75} = 267,4 \text{ МПа.}$$

Для шестерни первой ступени

$$[\sigma_F] = \frac{636}{1,75} = 363,4 \text{ МПа.}$$

Определение допускаемых контактных напряжений при кратковременной перегрузке. Допускаемые контактные напряжения при кратковременной перегрузке приведены в таблице 1.4. Предельные контактные напряжения для колес обеих ступеней

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа.}$$

Для шестерни второй ступени

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа.}$$

Для шестерни первой ступени

$$[\sigma_H]_{\max} = 30\text{HRC}_{\text{пов.}} = 30 \cdot 55 = 1650 \text{ МПа.}$$

Предельные напряжения изгиба для обоих колес

$$[\sigma_F]_{\max} = 2,74\text{HB} = 2,74 \cdot 245 = 671,3 \text{ МПа.}$$

Для шестерни второй ступени

$$[\sigma_F]_{\max} = 2,74\text{HB} = 2,74 \cdot 260 = 712,4 \text{ МПа.}$$

Для шестерни первой ступени

$$[\sigma_F]_{\max} = 1000 \text{ МПа.}$$

2.4 Расчет второй тихоходной цилиндрической ступени редуктора

Вначале рассчитываем вторую прямозубую пару как более нагруженную и в основном определяющую габаритные размеры редуктора.

Определяем межосевое расстояние по формуле

$$a' = 0,85(u_T + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_H]^2 u_T^2 \Psi_{ba}}},$$

где u_T – передаточное отношение второй ступени, $u_T = 4$;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; $E_{\text{пр}} = 210 \text{ ГПа}$;

T_2 – крутящий момент на ведомом валу, Н·м; $T_2 = T_{\text{III}}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки при расчетах по контактным напряжениям. Значение $K_{H\beta} = 1,075$ берем из графика (см. рисунок 1.4);

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния (таблица 1.5).

Условимся обозначать здесь и далее предварительно выбранные или рассчитанные параметры дополнительным индексом-штрихом.

По рекомендации [1], согласно таблице 1.5 при несимметричном расположении колес относительно опор (см. рисунок 1.3), принимаем $\psi_{ba} = 0,35$.

При этом

$$\psi'_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,35 \cdot (4+1) = 1,$$

где ψ'_{bd} – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра (коэффициент, учитывающий влияние ширины колеса).

Ранее было получено:

$$[\sigma_H] = 500 \text{ МПа}; T_2 = T_{III} = 41,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В результате находим:

$$a'_2 = 0,85 \cdot (4+1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 41,5 \cdot 10^3 \cdot 1,075}{500^2 \cdot 4^2 \cdot 0,35}} = 80,1 \text{ мм}.$$

По ряду $R_a = 40$ определяем и принимаем $a_3 = 80 \text{ мм}$.

Найдем b_w – ширину колеса второй ступени:

$$b'_w = \psi'_{ba} a = 0,35 \cdot 80 = 28 \text{ мм}.$$

По таблице 8.5 [1] принимаем $\psi'_m = 25$ и находим модуль по формуле

$$m' = b'_w / \psi'_m = 28 / 25 = 1,12 \text{ мм}.$$

По таблице 8.1 [1] назначаем модуль $m = 1 \text{ мм}$. Тогда суммарное число зубьев составит

$$z'_\Sigma = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 80}{1} = 160.$$

Число зубьев шестерни

$$z'_1 = \frac{z'_\Sigma}{(u'_2 + 1)} = \frac{160}{(4+1)} = 32.$$

Принимаем $z_1 = 32$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z'_2 - z_1 = 160 - 32 = 128.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\text{цил}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{128}{32} = 4.$$

При этом

$$u_{\text{кон}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{цил}}} = \frac{12}{4} = 3.$$

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = z_1 m = 32 \cdot 1 = 32 \text{ мм}; \quad d_2 = z_2 m = 128 \cdot 1 = 128 \text{ мм}.$$

Выполняем проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha} \cdot \frac{(u+1)}{u}} \geq [\sigma_H].$$

$$T_1 = T_{\text{II}} = 10,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По таблице 8.2 [1] назначаем девятую степень точности. По таблице 8.3 [1] коэффициент $K_{Hv} = 1,01$. Ранее было получено $K_{H\beta} = 1,075$, откуда выразим значение K_H :

$$K_H = K_{H\beta} K_{Hv} = 1,01 \cdot 1,075 = 1,086.$$

Определяем окружную скорость колеса:

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,128 \cdot 125}{60} = 0,837 \text{ м/с}.$$

По формуле, учитывая, что $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, а $\sin 2\alpha = 0,64$, получим:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10,7 \cdot 10^3 \cdot 1,086 \cdot (4+1)}{32^2 \cdot 28 \cdot 0,64} \cdot \frac{(4+1)}{4}} = 481 \text{ МПа} \leq 500 \text{ МПа}.$$

Определяем процент расхождения:

$$\Delta = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} = \frac{500 - 481}{500} = 0,038, \text{ или } 3 \%.$$

Расхождение не более 4 %, поэтому ширину колеса принимаем $b_w = 28$ мм.

Выполняем проверочный расчет по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_w m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба;

K_F – коэффициент расчетной нагрузки.

По графику (см. рисунок 8.20 [1]) при $x = 0$ находим: для шестерни – $Y_{F1} = 3,84$; для колеса – $Y_{F2} = 3,76$.

Расчет выполняем по тому из колес пары, у которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_F$. В нашем случае

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{267}{3,84} = 69,5; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,76} = 67.$$

Расчет выполняем по колесу z_2 .

По графику 8.15 [1] определяем значение коэффициента $K_{H\beta}$: $K_{H\beta} = 1,15$. По таблице 8.3 [1] выбираем значение коэффициента $K_{H\alpha}$: $K_{H\alpha} = 1,04$. При этом $K_F = K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,15 \cdot 1,04 = 1,196$.

Далее определяем значение F_t :

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10,7 \cdot 10^3}{32} = 668,7 \text{ Н.}$$

При этом $T_1 = T_{II}$.

Следовательно,

$$\sigma_F = \frac{3,76 \cdot 668,7 \cdot 1,196}{32 \cdot 1} = 94 \text{ МПа} < 252,4 \text{ МПа.}$$

Отмечаем, что для данной пары колес основным критерием работоспособности является контактная, а не изгибная прочность.

Выполняем проверочный расчет на заданную перегрузку. Максимальные контактные напряжения при перегрузке $\sigma_{H_{\max}}$ определяются по формуле 8.72 [1]:

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max} = 481\sqrt{2} = 680 \text{ МПа} \leq 1540 \text{ МПа},$$

где σ_H и T_{\max} – соответственно расчетные напряжения и момент по контактной усталости зубьев.

Аналогично максимальные напряжения изгиба определяем по формуле 8.73 [1]:

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \left(\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max} = 94 \cdot 2 = 188 \text{ МПа} \leq 671,3 \text{ МПа}.$$

Условия прочности соблюдаются.

2.5 Расчет быстроходной конической ступени

1 Рассчитываем основные размеры для быстроходной ступени. При проектном расчете для конической передачи основными габаритными размерами являются d_{e2} и R_e , а нагрузка характеризуется моментом T_2 на ведомом валу. Итак, найдём все указанные параметры.

Диаметр колеса по внешнему торцовому сечению

$$d_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_2 u K_{H\beta}}{\vartheta_H [\sigma_{H1}]^2}} = 2,93 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10,7 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 1}{1,52 \cdot 625^2}} = 65,2 \text{ мм},$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости ($E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

T_2 – крутящий момент на ведомом валу конической ступени;

u – передаточное отношение;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки при расчетах по контактным напряжениям;

ϑ_H – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической [1, с. 153–154] $\vartheta_H = \vartheta_F$;

$[\sigma_{H1}]$ – допускаемое контактное напряжение.

Нагрузочная способность передач с круговыми зубьями в среднем в 1,4–1,5 раза больше [1, с. 158]. По рекомендациям [1, с. 158] $\vartheta_H = 1,13 + 0,13 \cdot u = 1,13 + 0,13 \cdot 3 = 1,52$.

По рекомендациям к формуле принимаем $\vartheta_H = 1,52$.

Внешнее конусное расстояние

$$Re' = 0,5d'_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} = 0,5 \cdot 65,2 \cdot \frac{\sqrt{3^2 + 1}}{3} = 34,4 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого колеса

$$b' = K_{be} Re' = 0,285 \cdot 34,4 = 9,8 \text{ мм,}$$

где K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния.

2 Определяем геометрические параметры. Углы делительных конусов

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 = 3.$$

Тогда

$$\delta_2 = \operatorname{arccctg} u_{\text{кон}} = 72^\circ; \delta_1 = \operatorname{arctg} u_{\text{кон}} = 18^\circ.$$

Диаметр колеса по внешнему торцовому сечению

$$d_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u} = \frac{65,2}{3} = 21,7.$$

Далее расчет ведем по параметрам среднего сечения, в котором для круговых зубьев нормальный модуль принимаем из стандартного ряда:

$$d'_{m1} = \frac{d_{e1} (Re' - 0,5b')}{Re'} = 21,7 \left(\frac{34,4 - 0,5 \cdot 9,8}{34,4} \right) = 18,6 \text{ мм.}$$

По графику на рисунке 2.2, b определяем $z'_1 = 13$ и далее $z_1 = 1,3z'_1 = 16,9$ (рисунок 2.2). Округляем до целого значения: $z_1 = 17$.

Модуль среднего сечения

$$m'_{nm} = \frac{d'_{m1}}{z_1} = \frac{18,6}{17} = 1,1 \text{ мм.}$$

Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса. Значения углов β_n выполняют до $25\text{--}30^\circ$ для колес с тангенциальным зубом и $\beta_n \approx 35^\circ$ для колес с круговым зубом. Принимаем $\beta_n = 35^\circ$ [1, с. 157]:

$$m'_{nm} = m'_{nm} \cos \beta_n; \quad m'_{nm} = 1,1 \cos 35^\circ = 0,9 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного и принимаем $m'_{nm} = 1 \text{ мм}$ [1, с. 116].

При этом

$$m'_{m1} = \frac{1}{\cos 35^\circ} = 1,22; \quad z'_1 = \frac{d'_{m1}}{m'_{m1}} = \frac{18,6}{1,22} = 15,2.$$

Окончательно принимаем $z_1 = 15$.

$$z_2 = z_1 u = 15 \cdot 3 = 45; \quad d_{m2} = m_{m2} z_2 = 1,22 \cdot 45 = 54,9 \text{ мм.}$$

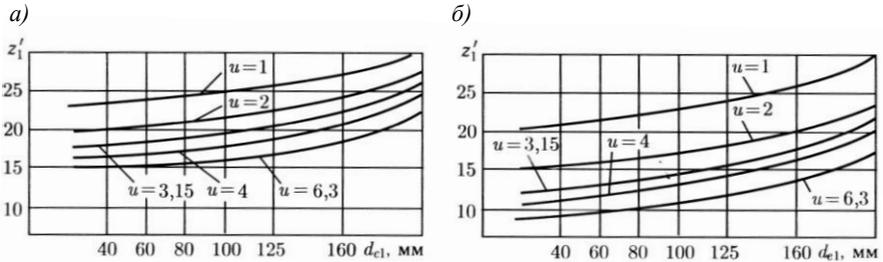


Рисунок 2.2 – Рекомендации по выбору z'_1 в зависимости от диаметра d_{e1} при разных передаточных отношениях конических передач:
а – прямозубых; б – с круговым зубом

Предварительно определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 18,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{60} = 1,46 \text{ м/с.}$$

По таблице 1.9 назначаем 8-ю степень точности. По таблице 1.8 с понижением степени точности на одну ступень находим $K_{Hv} = 1,03$. При ранее найденном $K_{H\beta} = 1$ получаем:

$$K_H = K_{Hv} K_{H\beta} = 1,03,$$

где K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки.

3 Проверяем работоспособность по контактным напряжениям $[\sigma_H]$:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{9_H d_{m1}^2 b_w \sin 2\alpha u}} = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,7 \cdot 10^3 \cdot 1,03 \sqrt{3^2 + 1}}{1,52 \cdot 18,6^2 \cdot 9,8 \cdot 0,64 \cdot 3}} = \\ &= 600,3 \text{ МПа} \leq 625 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости;

T_2 – крутящий момент на ведущем валу редуктора (вал – коническая шестерня);

K_H – коэффициент расчетной нагрузки при расчетах по контактным напряжениям;

u – передаточное отношение;

b_w – ширина колеса.

ϑ_H – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической кругозубой передачи по сравнению с цилиндрической.

Принимаем $\vartheta_H = 1,52$;

$\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Определяем погрешность:

$$\Delta = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{625 - 600,3}{625} \cdot 100\% = 4\%.$$

Расхождение составляет 4 % – условия прочности соблюдаются.

Окончательно принимаем $b = 9,8$ мм.

4 Проверяем прочность по напряжениям изгиба по формуле [1, с. 153]

$$\sigma_F = Y_F F_t K_F / (\vartheta_F b_w m_m) \leq [\sigma_F].$$

Предварительно находим:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m_1}} = \frac{2 \cdot 3,7 \cdot 10^3}{18,6} = 398 \text{ Н.}$$

По рекомендации рисунка 2.2 назначаем коэффициент смещения

$$x_{n_1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z'_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{3^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 (35^\circ)}{15}} = 0,34;$$

$$x_{n_2} = -x_{n_1} = -0,34.$$

Расчет прочности конического колеса с непрямыми зубьями выполняют по параметрам биэквивалентных цилиндрических прямозубых колес. Биэквивалентный параметр связан с двойным приведением конического косозубого колеса сначала к прямозубому коническому колесу, а затем к прямозубому цилиндрическому колесу. Число зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических колес (шестерни или колеса) приведенного прямозубого конического колеса [1, с. 152, 153] определяем по формуле 8.49 [1]:

$$z_{v_{n1}} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_n} = \frac{15}{\cos(72^\circ) \cdot \cos^3(35^\circ)} = 88,3;$$

$$z_{v_{n2}} = \frac{z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_n} = \frac{45}{\cos(18^\circ) \cdot \cos^3(35^\circ)} = 86,1.$$

По графику (см. рисунок 1.5) находим $Y_{F1} = 3,76$ и $Y_{F2} = 3,76$.

По таблице 1.8 с понижением степени точности на одну ступень $K_{Fv} = 1,06$.

При ранее найденном значении $K_{F\beta} = 1$, находим (см. § 8.8) [1]:

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1,5 = 1 \text{ и } K_F = K_{F\beta}K_{Fv} = 1,06.$$

По рекомендациям § 8.9 [1] для передач с круговыми зубьями опытный коэффициент ϑ_F при твердости шестерни $H_1 \geq 45\text{HRC}$, а колеса $H_2 \leq 350\text{HB}$ равен

$$\vartheta_F = 0,85 + 0,043u = 0,85 + 0,043 \cdot 3 = 0,979.$$

Напомним, для прямозубых передач $\vartheta_F = \vartheta_H = 0,85$.

Сравниваем значения:

$$\left[\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} \right] = \frac{363}{3,76} = 96,5 \text{ и } \left[\frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} \right] = \frac{267}{3,76} = 71.$$

Расчет ведем по колесу (меньшему значению). Подставляем значения в формулу и находим:

$$\sigma_F = \frac{3,76 \cdot 398 \cdot 1,06}{0,979 \cdot 9,8 \cdot 1} = 165 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 267 \text{ МПа}.$$

Условия прочности соблюдаются. Стоит отметить, что здесь, как в примере с тихоходной цилиндрической ступенью, основным критерием является прочность по контактным напряжениям.

5 Выполняем поверочный расчет на перегрузку по аналогии с цилиндрической ступенью. По формуле 8.72 [1] находим максимальное расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}} \leq [\sigma_H]_{\max} = 600,3\sqrt{2} = 848,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1540 \text{ МПа}.$$

По формуле 8.73 [1] максимальное расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \left(\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max} = 165 \cdot 2 = 330 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 1650 \text{ МПа}.$$

Условия прочности соблюдаются.

6 Определяем другие геометрические параметры.

Среднее конусное расстояние

$$R_m = \frac{d_{m_1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{18,6}{2 \cdot \sin 72^\circ} = 9,8 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = R_m + 0,5b = 9,8 + 0,5 \cdot 9,8 = 14,7 \text{ мм}.$$

Диаметр колеса по внешнему торцовому сечению

$$d_{e_1} = \frac{d_{m_1} R_e}{R_m} = \frac{18,6 \cdot 14,7}{9,8} = 27,9 \text{ мм}.$$

Модуль по внешнему сечению колеса

$$m_{te} = \frac{d_{e_1}}{z_1} = \frac{27,9}{15} = 1,86 \text{ мм}.$$

Диаметр шестерни по внешнему торцовому сечению

$$d_{e_2} = m_{te} z_2 = 1,86 \cdot 45 = 83,7 \text{ мм}.$$

Ранее уже были найдены:

$$m_{nm} = 1 \text{ мм}; \quad z_1 = 15; \quad z_2 = 45; \quad b = 9,8 \text{ мм}; \quad \delta_1 = 72^\circ; \quad \delta_2 = 18^\circ.$$

2.6 Порядок построения компоновочного чертежа

1 Проводим ось для построения выходного вала.

2 Строим вторую ось на расстоянии c для построения промежуточного вала.

3 Вычерчиваем по рассчитанным данным выходной и промежуточный валы.

4 На выходном валу вычерчиваем цилиндрическое колесо диаметром d_2 и шириной h .

5 На промежуточном валу чертим шестерню диаметром d_1 и шириной $h + 5$ мм.

6 Проводим линию для левой внутренней стенки редуктора на расстоянии $e = 10 \dots 20$ мм от цилиндрического колеса.

7 Делаем ступеньку под подшипник в зависимости от диаметра вала и чертим сам подшипник шириной B внешним диаметром D и внутренним диаметром d . Также разрешается делать ступеньку для подшипника на расстоянии $n = 0 \dots 5$ мм. Как правило, на одном валу с обеих сторон ставится подшипник одного размера. Выбор подшипников представлен на с. 351 учебника [2].

8 Вал за подшипником обрезается и делается фаска.

9 Проводим линию для наружной стенки редуктора, которая строится на расстоянии $w = 1,5B$ от внутренней, где B – ширина выбранного нами подшипника.

10 Вычерчиваем крышку по главным размерам. Выбор крышек представлен на с. 198 учебника [2].

11 Аналогично чертим левую часть на промежуточном валу.

12 Вычерчиваем коническое колесо диаметром d_2 на расстоянии $e = 8 \dots 15$ мм от цилиндрического.

13 Чертим подшипник и крышку, такую же, как и с левой стороны.

14 Вычерчиваем правую сторону выходного вала. Конец вала вычерчивается в зависимости от диаметра вала. Правильность выбора концов вала представлено в учебнике [2].

15 Строим коническую вал-шестерню диаметром d_1 . Здесь ставятся два подшипника. Первый чертится сразу за задней стенкой шестерни, а второй на расстоянии $b = 2,5a$, где a – расстояние от центра шестерни до центра подшипника.

16 Конец вала-шестерни вычерчивается так же, как и выходного вала.

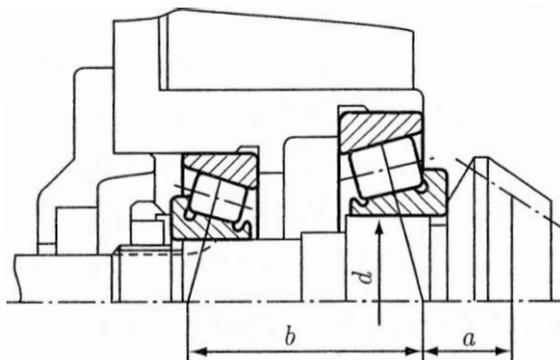
Вычерчивание концов валов см. с. 29–31 данного пособия.

2.7 Особенности выполнения компоновочного чертежа опор конических шестерен

Подробное описание выполнения компоновочного чертежа конического редуктора дано в источнике [2]. Для осевого фиксирования валов конических шестерен наибольшее распространение получили схемы, когда фиксирование производится в обоих опорах (рисунок 2.3).

При конструировании вала необходимо стремиться расстояние a получить минимальным для уменьшения изгибающего момента, действующего на вал. Затем назначают $b = (2 \dots 2,5)a$. Диаметр вала в месте установки подшипника должен быть $d \geq 1,3a$ [2, с. 131]. Комплект вала конической шестерни с опорами обычно заключают в стакан (рисунок 2.4), что упрощает технологию сборки и регулирования осевого положения зубчатых колес. Для того чтобы вал с конической шестерней и подшипником вставлялся в стакан, необходимо предусмотреть зазор $c \geq 0,5m$ (m – модуль) между диаметром отверстия буртика стакана и внешним диаметром конической шестерни.

Рисунок 2.3 – Схема фиксирования вала конической шестерни



Толщину стенок δ_c литых стаканов из чугуна марки СЧ 15–32 (реже применяется стальное литье) выбирают в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника в соответствии с данными, приведенными в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Определение толщины стенки в зависимости от диаметра стакана

Диаметр отверстия для стакана D_c или крышки D_k , мм	21–35	38–60	63–75	80–95	100–150
Толщина стенки стакана δ_c , мм	4	5–6	6–8	8–9	10–12
Толщина стенки крышки δ_k , мм	4	5	6	7	7
Диаметр винта d , мм	5	6	8	8	10
Число винтов z	3	4	4	4	6

а)

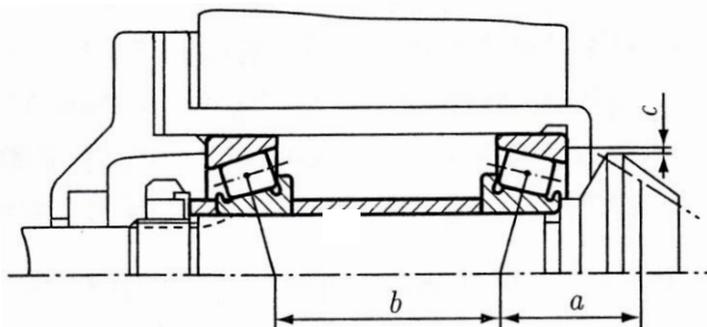


Рисунок 2.4 (начало) – Варианты конструкций стаканов для фиксирующих опор вала конической шестерни

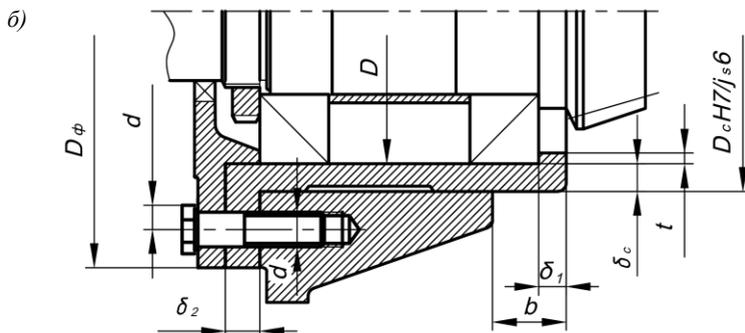


Рисунок 2.4 (окончание) – Варианты конструкций стаканов для фиксирующих опор вала конической шестерни

Наружный диаметр стакана $D_c \approx D + 2\delta_c$ округляют до ближайшего стандартного числа по ГОСТ 6636–69 из ряда $R40$. Толщину упорного бурта δ_1 и толщину фланца δ_2 принимают равной толщине стенок δ_c (см. рисунок 2.4, *a*). Высоту упорного бурта t назначают в соответствии с рекомендациями [2] в зависимости от размеров подшипника качения.

Диаметр фланца выполняют минимальным (см. рисунок 2.4, *б*):

$$D_\phi = D_c + (4,0 \dots 4,4)d,$$

где d – диаметр винта.

Для снижения массы корпуса допускается свисание стакана $b \approx (1,5 \dots 2,0)\delta_c$. Проточка, выполненная на наружной поверхности стакана, облегчает сборку и уменьшает длину шлифуемой поверхности. Если стакан в процессе сборки неоднократно перемещают вдоль оси отверстия, то предусматривают посадку $H7/h6$ или $H7/j_6$. Если регулирования осевого положения стакана не требуется, то более надежной является посадка $H7/k6$ [2]. На рисунке 2.5 показана эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора.

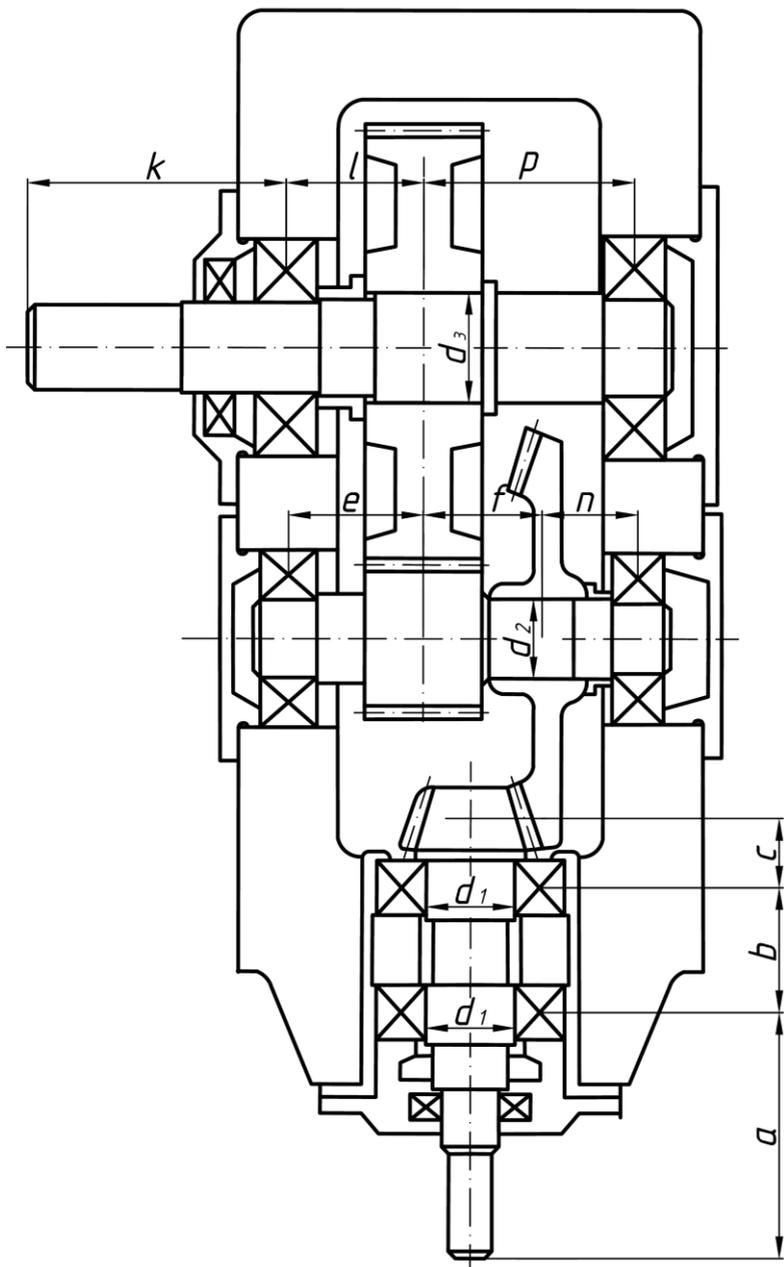


Рисунок 2.5 — Эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора

2.8 Конструирование конических колес и валов

Типы конических колес (рисунок 2.6).

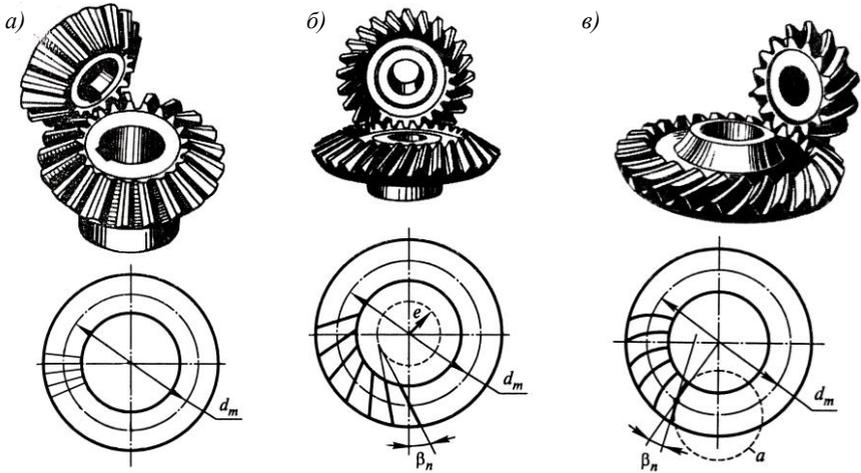


Рисунок 2.6 – Типы конических колес:
a – с прямыми зубьями; *б* – с косыми или тангенциальными; *в* – с круговыми [1]

Преимущественное применение получили колеса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и мелкосерийного производства. Назначение непрямого зуба в конических передачах то же, что и косога зуба у цилиндрических передач.

Особенности конструирования конического вала шестерни и конического колеса. Диаметры (мм) различных участков валов редуктора определяют по формулам

– для быстрогоходного вала

$$d \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_6}; \quad d_{\Pi} \geq d + 2t; \quad d_{6\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r;$$

– для промежуточного

$$d \geq (6 \dots 7) \sqrt[3]{T_{\text{пр}}}; \quad d_{6к} \geq d_{к} + 2f; \quad d_{6\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r;$$

$$d_{\Pi} = d_{к} - 3r \text{ (исп. I); } \quad d_{\Pi} \leq d_{к} \text{ (исп. II);}$$

– для тихоходного

$$d \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_{\text{т}}}; \quad d_{\Pi} \geq d + 2t; \quad d_{6\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r; \quad d_{к} \geq d_{6\Pi},$$

где T_6 , $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{т}}$ – номинальные моменты, Н·м.

Большие значения d и d_k принимают для валов на роликоподшипниках, шевронных передачах, при $HRC_2 > 55$, промежуточных соосных передач.

На рисунке 2.7 дан пример вычерчивания вала шестерни в зацеплении с коническим колесом. Вершины делительных конусов и конусов впадин колеса и шестерни сходятся в полюсе « O » пересечения осей. Для того чтобы обеспечить постоянный радиальный зазор между зубьями колеса и шестерни, по всей ширине образующие внешнего конуса шестерни должны быть параллельны образующим конуса впадин колеса, а образующие внешнего конуса колеса должны быть параллельны образующим конуса впадин шестерни.

Диаметры (мм) отдельных участков вала шестерни определяются по соотношениям

$$d \geq 8\sqrt[3]{T_6}; d_1 = d + 2t,$$

где T_6 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м.

Диаметр резьбы (мм) $d_2 = d_1 + (2..4)$.

Диаметр посадочной поверхности для подшипника принимают равным или большим внешнего диаметра резьбы, т.е. $d_n \geq d_2$.

Диаметр буртика (запечника) для упора подшипника $d_{\text{бн}} = d_{\text{бн}} + 3r$, где r – координата фаски подшипника.

Чтобы уменьшить консоль вала, левый подшипник располагают как можно ближе к шестерне (размеры $0,5m_{te}$ и $0,4m_{te}$ и его конструируют по рисунку 2.9, б).

Расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием. Для того чтобы обеспечить достаточную жесткость узлам, принимают

$$a_2 \approx 2,5a_1,$$

где a_1 – расстояние от середины венца (размеры $0,5b'$) до точки пересечения с осью вала перпендикуляра, опущенного из середины поверхности контакта (размеры $0,5 - C$) наружного кольца подшипника;

a_2 – расстояние между точками пересечения с осью вала перпендикуляров, опущенных из середины поверхностей контакта наружных колец обоих подшипников.

Размеры T , $0,5T$, H и $0,25H$ даны на рисунке 6.2.1 [3] для построения конических роликов подшипников.

Построение конического колеса [4]. Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм показаны на рисунке 2.8. При угле делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$ колеса выполняют по рисунку 2.8, а, а при угле $\delta \geq 45^\circ$ – по рисунку 2.8, б. Если угол делительного конуса находится между 30° и 45° , то допускаются обе формы конических колес.

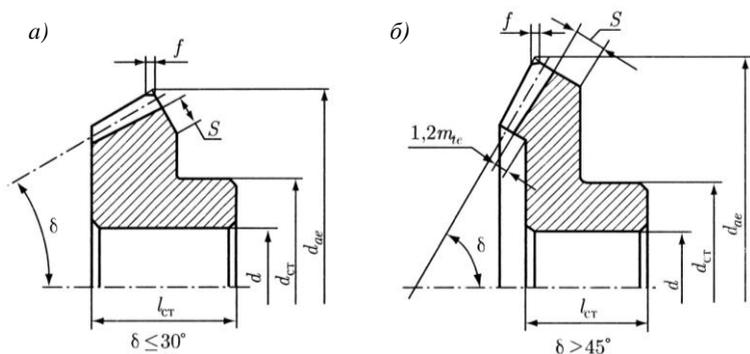


Рисунок 2.8 – Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм

На рисунке 2.9 показаны формы конических зубчатых колес при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ae} > 120$ мм. По рисунку 2.9, а конструируются колеса при единичном и мелкосерийном производстве. Колеса меньших диаметров изготавливают из прутка, больших – свободной ковкой с последующей токарной обработкой. По рисунку 2.9, б конструируются конические колеса при крупносерийном производстве. Тонкими линиями показана заготовка, получаемая ковкой в двусторонних штампах.

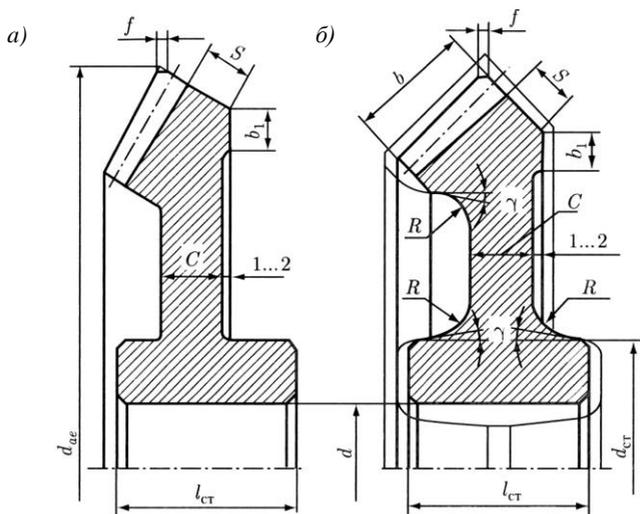


Рисунок 2.9 – Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} > 120$ мм

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляют фаской $f \approx 0,5m$, обрабатывая колеса по внешнему диаметру d_{ae} параллельно оси посадочного отверстия. Ширину принимают: $S = 2,5m_{te} + 2$ мм. Торец зубчатого венца шириной $b = (1 \dots 1,1) S$ используют для установки заготовки при нарезании зубьев. Для уменьшения объема точной механической обработки выполняют выточки глубиной 1–2 мм.

При внешнем диаметре $d_{ae} > 180$ мм с целью экономии дорогостоящих сталей колеса иногда выполняют составными.

Для облегчения выбора оптимального решения конструкции опорных узлов входных (быстроходных), промежуточных и выходных (тихоходных) валов конических передач на рисунках 2.10 – 2.12 приведены типовые варианты их возможного конструктивного исполнения.

При сборке конической передачи регулируют вначале подшипники, а затем зацепление. Регулирование осевого зазора в радиально-упорных подшипниках (см. рисунок 2.10) осуществляют осевым перемещением по валу с помощью круглой шлицевой гайки внутреннего кольца подшипника. При регулировании зацепления вал-шестерню перемещают в осевом направлении путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок 1 между корпусом редуктора и фланцем стакана.

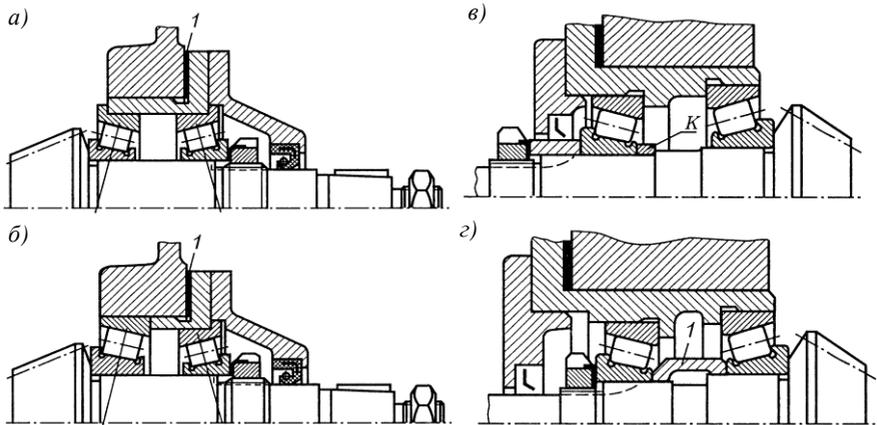


Рисунок 2.12 – Входные валы коническо-цилиндрических редукторов

В узле на рисунке 2.10, *а* применены конические роликовые подшипники с упорным бортом на наружном кольце. Стакан при этом имеет очень простую конструкцию.

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает и осевую силу со стороны зацепления. Поэтому в ряде конструкций этот подшипник выбирают более тяжелой серии (см. рисунок 2.10, *б*) или с большим диаметром посадочного отверстия. Устанавливают подшипник непосредственно в отверстии корпуса. Это повышает точность радиального положения шестерни.

На рисунке 2.10, *в, г* внутреннее кольцо левого подшипника поджато гайкой до упора в торец компенсаторного кольца *K* или в торец компенсаторной втулки 1, что улучшает его базирование.

Промежуточные валы коническо-цилиндрических редукторов устанавливают на конических роликоподшипниках (рисунок 2.11).

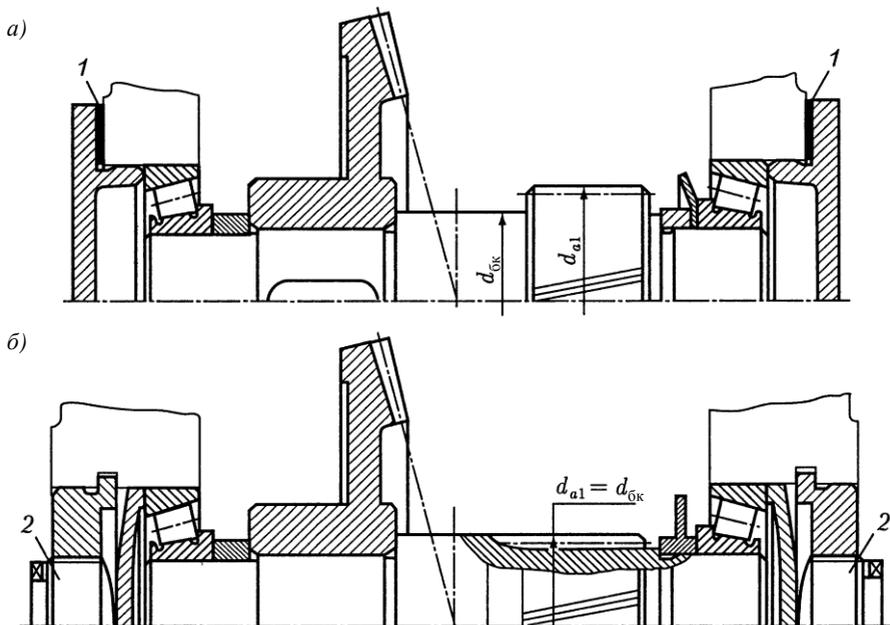


Рисунок 2.11 – Промежуточные валы конических редукторов:

1 – тонкие металлические прокладки; 2 – нажимные винты

Схема установки – «враспор». Особенностью конструкции является то, что помимо регулирования осевого зазора в подшипниках необходимо регулирование конического зацепления, которое выполняют осевым перемещением всего собранного комплекта вала. И одно, и другое регулирование осуществляют с помощью либо набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек (см. рисунок 2.11, *а*), либо двумя нажимными винтами 2, вворачиваемыми в закладные крышки (см. рисунок 2.11, *б*). В конструкции по рисунку 2.11, *а* для перемещения вала прокладки под крышками подшипников переставляют с одной стороны корпуса на другую, причем суммарная толщина их, для сохранения правильной установки подшипников, должна оставаться неизменной. Регулируя осевое положение вала винтами 2, отворачивают нажимной винт с одной стороны корпуса, одновременно заворачивая винт с другой стороны на такую же величину.

Вращающий момент передают с колеса на вал шпоночным соединением (см. рисунок 2.11, *а*) или соединением с натягом (см. рисунок 2.11, *б*). С целью уменьшения прогиба промежуточного вала шестерню цилиндрической передачи смещают ближе к опоре. При этом ступица сопряженного колеса цилиндрической передачи может выступать в сторону конического колеса. В зависимости от соотношения размеров $d_{ок}$ и d_{a1} конструкцию вала в средней части выполняют по рисунку 2.11, *а* или *б*.

Выходные валы конических редукторов устанавливают на конических роликоподшипниках (рисунок 2.12). Схема установки — «враспор».

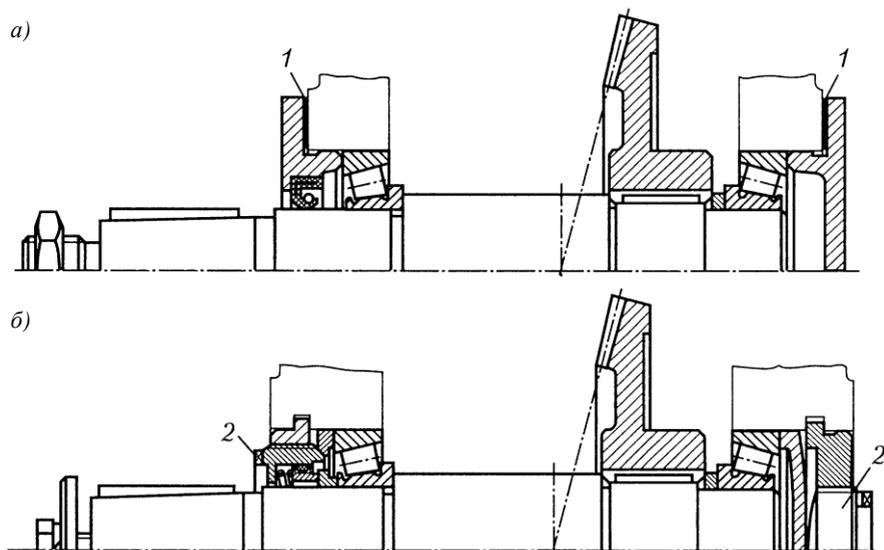


Рисунок 2.12 – Выходные валы конических редукторов:
1 – тонкие металлические прокладки; 2 – нажимные винты;

Вершина делительного конуса колеса должна совпадать с вершиной делительного конуса шестерни, т. е. должна быть расположена на оси входного вала. Коническое колесо располагают на валу ближе к той опоре, которая находится дальше от выходного конца. Так как на конец вала действует консольная нагрузка, то при таком расположении колеса достигают более благоприятного нагружения подшипников. Регулирование радиально-упорных подшипников выполняют набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек (см. рисунок 2.12, *а*). Переносом части прокладок с одной стороны корпуса на другую при сохранении их суммарной толщины изменяют осевое положение колеса. При установке закладных крышек (см. рисунок 2.12, *б*) регулирование подшипников и зацепления выполняют с помощью нажимных винтов 2.

2.9 Последовательность дальнейшего расчета коническо-цилиндрического редуктора

Справочные данные по дальнейшему продолжению расчета двухступенчатого цилиндрического редуктора приведены в учебном пособии «Детали машин и основы конструирования» [3]:

- 1) разработка промежуточного и входного валов и выбор шпонок к ним – с. 92–100;
- 2) расчет на прочность валов коническо-цилиндрического редуктора – с. 327–340;
- 3) подбор подшипников – с. 341–346;
- 4) подбор шпонок и проверочный расчет на прочность – с. 274–275;
- 5) выбор крышек – с. 275–276;
- 6) выбор муфт – с. 276;
- 7) выбор смазки – с. 276–272;
- 8) выбор посадки деталей – с. 278;
- 9) порядок сборки редуктора – с. 278.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений / М. Н. Иванов. – 5-е изд., перераб. – М. : Высш. шк., 1991, 1998, 2000. – 383 с.
- 2 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учеб. для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Абрис, 2013. – 408 с.
- 3 **Врублевская, В. И.** Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование : учеб. пособие / В. И. Врублевская, В. Б. Врублевский. – Гомель : БелГУТ, 2006. – 433 с.
- 4 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособ. для студентов высших учебных заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М. : Изд. центр «Академия», 2009. – 496 с.
- 5 **Курмаз, Л. В.** Детали машин. Проектирование : справ. учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – М. : Высш. шк., 2004. – 309 с.
- 6 **Боков, В. Н.** Детали машин : Атлас / В. Н. Боков, Д. В. Чернилевский, П. П. Будько. – М. : Машиностроение, 1983. – 164 с.
- 7 Детали машин: Атлас конструкций / под ред. Д. Н. Решетова. – В 2 ч. – М. : Машиностроение, 1992. – Ч. I – 352 с.; Ч. II – 296 с.
- 8 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1980. – 5-е изд. – Т. 1 – 723 с., Т. 2 – 559 с., Т. 3 – 557 с.; – 8-е изд., 2001. – Т. 1 – 920 с.; Т. 2 – 912 с.; Т. 3 – 864 с.
- 9 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с., Т. 2. – 960 с., Т. 3. – 928 с.

Учебное издание

ВРУБЛЕВСКАЯ Валентина Ивановна
КУЗНЕЦОВА Вероника Владиславовна

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.
РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО
И КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРОВ**

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию

Редактор *И. И. Эвентов*
Технический редактор *В. Н. Кучерова*

Подписано в печать 19.04.2016 г. Формат 60×84 ¹/₁₆
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 3,89 . Тираж 120 экз.
Зак. № . Изд. № 78.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский государственный университет транспорта.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/361 от 13.06.2014.
№ 2/104 от 01.04.2014.
Ул. Кирова, 34, 246653, Гомель.