

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»

М. Е. Лустенков

ПРАКТИКУМ ПО ОСНОВАМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДЕТАЛЯМ МАШИН

*Рекомендовано Научно-методическим советом
Белорусско-Российского университета в качестве учебного пособия
для студентов учреждений высшего образования, обучающихся
по образовательным программам Российской Федерации
по профилю подготовки 150700 «Машиностроение»*

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2015

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

Л 86

Рекомендовано к изданию Советом Белорусско-Российского университета
«20» ноября 2015 г., протокол № 3

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф., проректор по научной работе УО «Могилевский государственный университет продовольствия» *А. В. Акулич*;

д-р техн. наук, проф., проф. кафедры «Физика и техническая механика» УО «Витебский государственный технологический университет» *А. В. Локтионов*

Лустенков, М. Е.

Л 86 Практикум по основам проектирования и деталям машин: учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 203 с. : ил.
ISBN 978-985-492-155-6.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по профилю подготовки 150700 «Машиностроение», для работы на практических занятиях и выполнения курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования». Может использоваться студентами технических специальностей университетов для самостоятельной подготовки по дисциплине «Детали машин». Также рекомендовано преподавателям, инженерным работникам и учащимся колледжей.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73

ISBN 978-985-492-155-6

© Лустенков М. Е., 2015
© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2015

ВВЕДЕНИЕ

Курсы «Основы проектирования» и «Детали машин» имеют важное значение в подготовке студентов технических специальностей. Их успешное освоение обеспечивает базу для дальнейшего изучения специальных дисциплин. Особая роль отводится практическим занятиям и курсовому проектированию. В настоящее время существует множество литературных источников по проектированию и расчету деталей машин, большинство из которых учебники и учебные пособия, где излагается теоретический материал. Между тем степень освоения дисциплины характеризуется способностью студента, впоследствии инженера, на практике применять приобретенные знания, успешно решая производственные задачи. На сегодняшний день разработано много эффективных систем автоматизированного проектирования, позволяющих моделировать и проводить проверочные расчеты деталей и узлов машин. Однако инженер должен уметь самостоятельно решать практические задачи для того, чтобы оценить достоверность полученных с помощью компьютерных программ результатов.

Основой для написания практикума явился более чем десятилетний опыт преподавания курсов «Детали машин» и «Основы проектирования» в техническом университете. Учебное пособие может использоваться на практических занятиях или при самостоятельной подготовке. Перед началом работы по теме студентам рекомендуется проработать контрольные вопросы, большинство ответов на которые можно найти в кратких теоретических сведениях. Примеры решения типовых задач являются ключевыми элементами пособия. В процессе решения задачи отрабатывается алгоритм действий с числовыми подстановками. Это позволяет студентам соотносить результаты решения своих задач с результатами в примере, не путать размерности величин при подстановках в формулы и т. д. Каждый шаг алгоритма дополняется ограниченным объемом теоретической информации, который в привязке к конкретному действию усваивается легче. За основу многих примеров взят теоретический материал (в т. ч. справочный), изложенный в [1], дополненный авторскими наработками, включающими главу по расчету передач с промежуточными телами качения. Из-за ограниченности объема пособия многие вопросы остались не рассмотренными (передачи гибкой связью, волновые, «винт – гайка», прессовые соединения и т. д.). Пособие не претендует на универсальность, указанные темы достаточно подробно отражены в источниках, приведенных в списке литературы и других изданиях по основам проектирования и деталям машин.

Отличительной особенностью пособия также является сквозная последовательность выполнения большинства расчетов, приведенных в примерах решения задач по разным темам. Это позволяет студентам осознать взаимосвязь и взаимозависимость результатов проектирования различных узлов как частей одного привода и эффективно использовать представлен-

ный материал при курсовом проектировании.

Автор выражает благодарность научному консультанту по докторской диссертации, ректору Белорусско-Российского университета доктору технических наук, профессору Сазонову Игорю Сергеевичу за всестороннюю поддержку и организационную помощь в издании пособия. Признателен докторам технических наук, профессорам Акуличу Александру Васильевичу и Локтионову Анатолию Васильевичу за согласие выступить в качестве рецензентов, а также коллеге доценту кафедры «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета кандидату технических наук, доценту Рогачевскому Николаю Ивановичу за ценные замечания, сделанные по результатам чтения рукописи пособия.

1. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен механический привод?
2. Какие элементы включает привод?
3. Для чего предназначены муфты?
4. Как определяется передаточное отношение привода, включающего несколько механических передач?
5. Как предварительно вычисляется общий КПД привода?
6. Как изменяются значения угловой скорости, частоты вращения, моментов и мощности от вала двигателя к приводному валу?

1.1. Краткие теоретические сведения

Механический привод предназначен для передачи мощности от двигателя к рабочему органу с изменением силовых и кинематических параметров движения. Он включает в себя двигатель, рабочий орган и передаточные механизмы (передачи). Передачи (редукторные) предназначены для снижения частоты вращения и увеличения вращающего момента; муфты – для соединения концов валов и компенсации несоосности осей валов. Упругокомпенсирующие муфты также гасят вибрации. Передаточное отношение привода определяется как произведение передаточных отношений механических передач, входящих в привод и соединенных последовательно.

Задачами расчета являются: подбор асинхронного электродвигателя для обеспечения заданных кинематических и силовых параметров вращения приводного вала; определение передаточных отношений передач, входящих в привод, частот вращения, угловых скоростей, мощностей и вращающих моментов на валах привода. Схема привода задана.

1.2. Пример решения задачи

Исходные данные: схема привода ленточного конвейера (рис. 1.1), диаметр барабана $D = 400$ мм, необходимое тяговое усилие на барабане $F_t = 4,3$ кН, скорость движения ленты конвейера $v = 0,35$ м/с.

Обозначаем валы привода (см. рис. 1.1): I – вал электродвигателя, на котором установлен ведущий шкив клиноременной передачи; II – ведущий (быстроходный) вал редуктора; III – промежуточный вал редуктора; IV – ведомый (тихоходный) вал редуктора, соединенный муфтой с приводным валом с барабаном. Валы II...IV установлены на подшипниках качения в корпусе редуктора, приводной вал с барабаном – на независимых

подшипниковых опорах. Ведомый вал редуктора и приводной вал рассматриваем как один вал.

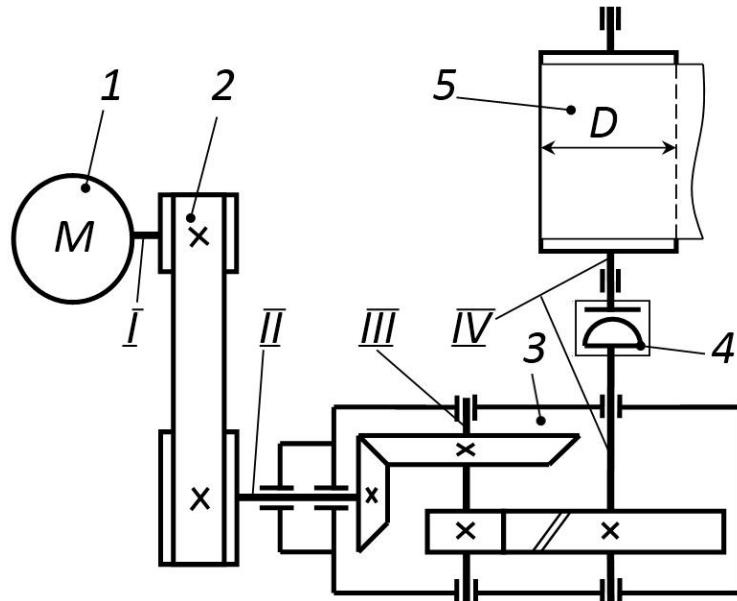


Рис. 1.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – жесткокомпенсирующая муфта; 5 – барабан

1. Рассчитываем мощность $P_{\text{вх}}$ на приводном валу (если не задана):

$$P_{\text{вх}} = F_t \cdot v = 4300 \cdot 0,35 = 1505 \text{ Вт.} \quad (1.1)$$

Если на приводном валу установлены две звездочки (зубчатых колеса и т. д.), то мощность удваивается:

$$P_{\text{вх}} = 2 \cdot F_t \cdot v.$$

Мощность на приводном валу также может быть определена по формуле

$$P_{\text{вх}} = T \cdot \omega_{\text{вх}},$$

где T – момент на приводном валу, Н·м; $\omega_{\text{вх}}$ – угловая скорость вращения приводного вала, с^{-1} .

Момент и окружная сила имеют зависимость $T = F_t \cdot R$, где R – радиус рабочего органа приводного вала (барабана, делительной окружности звездочки, делительного диаметра зубчатого колеса и т. д.).

Угловая скорость вращения приводного вала

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{v}{R} = \frac{0,35}{0,2} = 1,75 \text{ с}^{-1}. \quad (1.2)$$

Диаметр средней окружности звездочек цепных и скребковых конвейеров $D_{зв}$, мм, можно найти по формуле

$$D_{зв} = \frac{p_{ц}}{\sin\left(\frac{\pi}{z_{зв}}\right)},$$

где $p_{ц}$ – шаг цепи, мм; $z_{зв}$ – число зубьев звездочки цепи.

2. Определяем частоту вращения приводного вала $n_{вдх}$ (если не задана), используя зависимость

$$n_{вдх} = \frac{30 \cdot \omega_{вдх}}{\pi} = \frac{30 \cdot 1,75}{3,14} = 16,72 \text{ мин}^{-1}. \quad (1.3)$$

3. Рассчитываем общий (ориентировочный) КПД привода. Он определяется как произведение КПД всех элементов привода, соединенных последовательно. КПД муфт, передач и подшипников можно принять по табл. 1.1.

Табл. 1.1. Ориентировочные значения КПД элементов приводов

Элемент привода	КПД
Зубчатые передачи*: цилиндрическая коническая планетарная (по схеме 2К-Н при передаточном отношении $i = 3 \dots 9$)	0,96...0,98 0,95...0,97 0,96...0,98
Червячная передача при числе заходов червяка $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	0,65...0,75 0,75...0,82 0,82...0,90
Ременные передачи: плоскоремennая клиноремennая	0,96...0,98 0,95...0,97
Зубчато-ременная передача	0,95...0,98
Цепная передача	0,96...0,98
Волновая передача	0,80...0,90
Передача с промежуточными телами качения (ППТК)	0,75...0,85
Пара подшипников качения	0,99
Муфта	0,995

Примечание. * – если передача открытая (без корпуса), то КПД снижается на 3...5 %.

Для червячной передачи предварительно рассматриваем худший (по потерям мощности) случай и принимаем $\eta = 0,7$.

Для данного примера

$$\eta = \eta_{n1} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{n3} \cdot \eta_M \cdot \eta_{mu}^k = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,995 \cdot 0,99^4 = 0,854, \quad (1.4)$$

где η_{n1} – КПД первой передачи (клиноременной), $\eta_{n1} = 0,96$; η_{n2} – КПД второй передачи (зубчатой конической – быстроходной передачи редуктора), $\eta_{n2} = 0,96$; η_{n3} – КПД третьей передачи (зубчатой цилиндрической косозубой – тихоходной передачи редуктора), $\eta_{n3} = 0,97$; η_M – КПД жестко-компенсирующей муфты, $\eta_M = 0,995$; η_{mu} – КПД одной пары подшипников качения, $\eta_{mu} = 0,99$; k – количество пар подшипников, $k = 4$.

4. Находим требуемую (желаемую) мощность электродвигателя:

$$P_{э.жс} = \frac{P_{вых}}{\eta} = \frac{1505}{0,854} = 1762,295 \text{ Вт.} \quad (1.5)$$

5. Предварительно определяем передаточное отношение привода i' . Оно вычисляется как произведение передаточных отношений передач, входящих в привод и последовательно расположенных по кинематической схеме. Ориентировочные диапазоны передаточных отношений некоторых типов механических передач приведены в табл. 1.2.

Первоначально следует принимать минимальное значение из рекомендуемого диапазона передаточных отношений в указанной табл. для обеспечения минимальных размеров и массы привода. Для червячной передачи предварительно рекомендуется принимать $i'_q = 30$. Если в передаче имеется разделение потока мощности, то передаточное отношение учитывается только один раз.

Предварительное передаточное отношение привода i' , согласно заданной схеме,

$$i' = i'_{n1} \cdot i'_{n2} \cdot i'_{n3} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8, \quad (1.6)$$

где i'_{n1} – ориентировочное передаточное отношение открытой клиноременной передачи, $i'_{n1} = 2$; i'_{n2} – ориентировочное передаточное число быстроходной передачи редуктора (конической зубчатой передачи), $i'_{n2} = 2$; i'_{n3} – ориентировочное передаточное число тихоходной передачи редуктора (цилиндрической косозубой передачи), $i'_{n3} = 2$.

Таким образом, предполагается, что при передаче мощности от вала двигателя к приводному валу частота вращения снизится в восемь раз, при этом каждая из трех передач будет уменьшать частоту вращения в два раза.

Табл. 1.2. Ориентировочные значения передаточных отношений различных передач

Передача	Передаточное отношение	
	Максимальное значение	Рекомендуемый диапазон
Зубчатая цилиндрическая: прямозубая косозубая	6,3	2...3
	8	2...4
Зубчатая планетарная по схеме 2К-Н с ведомым водилом	12,5	5...9
Зубчатая коническая	6	2...3
Червячная (z_1 – число заходов червяка)	60...80, в редких случаях до 300	30...60 ($z_1 = 1$) 15...29 ($z_1 = 2$) 8...15 ($z_1 = 4$)
Ременные: плоскоремennая клиноремennая	4...5	1...3
	10	1...4
Зубчато-ременная	10	2...4
Цепная	7...10	2...4
Волновая зубчатая	800...1000	100...300
С промежуточными телами качения: плоская, эксцентриковая цилиндрическая	45	16...30
	12	3...7

6. Определяем требуемую (желаемую) частоту вращения вала электродвигателя $n_{э.ж}$:

$$n_{э.ж} = n_{вых} \cdot i' = 16,72 \cdot 8 = 133,76 \text{ мин}^{-1}. \quad (1.7)$$

7. По двум параметрам – требуемой мощности электродвигателя $P_{э.ж}$ (определенной в п. 4) и требуемой частоте вращения вала электродвигателя $n_{э.ж}$ (п. 6) – подбираем асинхронный электродвигатель по табл. 1.3. Двигатель выбирается с *ближайшей большей* номинальной мощностью P_n и *ближайшим* значением частоты вращения $n_{дв}$: $P_n \geq P_{э.ж}$, $n_{дв} \approx n_{э.ж}$.

В табл. 1.3 двигатели разделены на четыре группы по значению синхронной скорости вращения поля статора n . Для каждого из двигателей указана асинхронная скорость вращения вала двигателя с учетом скольжения $n_{дв}$.

В случае рассматриваемого примера принимаем двигатель 4А112М8АУЗ с номинальной мощностью $P_n = 2,2$ кВт и частотой вращения вала двигателя $n_{дв} = 700 \text{ мин}^{-1}$.

Табл. 1.3. Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А

Тип двигателя	P_n , кВт	$n_{\text{дв}}$, мин ⁻¹	Тип двигателя	P_n , кВт	$n_{\text{дв}}$, мин ⁻¹
$n = 750$ мин ⁻¹			$n = 1500$ мин ⁻¹		
4А80А8У3	0,37	675	4А71А4У3	0,55	1390
4А80В8У3	0,55	700	4А71В4У3	0,55	1390
4А90ЛA8У3	0,75	700	4А80А4У3	1,1	1415
4А90ЛВ8У3	1,1	700	4А80В4У3	1,5	1420
4А100Л8У3	1,5	700	4А90Л4У3	2,2	1425
4А112М8АУ3	2,2	700	4А100С4У3	3,0	1435
4А112МВ8У3	3,0	700	4А100Л4У3	4,0	1430
4А132СВУ3	4,0	720	4А112М4У3	5,5	1445
4А132М8У3	5,5	720	4А132С4У3	7,5	1455
4А160С8У3	7,5	730	4А132М4У3	11,0	1460
4А160М8У3	11,0	730	4А160С4У3	15,0	1465
4А180М8У3	15,0	730	4А160М4У3	18,0	1465
$n = 1000$ мин ⁻¹			$n = 3000$ мин ⁻¹		
4А71А6У3	0,37	900	4А71А2У3	0,75	2840
4А71В6У3	0,55	910	4А71В2У3	1,1	2840
4А80ЛA6У3	0,75	915	4А80А2У3	1,5	2850
4А80ЛВ6У3	1,1	920	4А80В2У3	2,2	2850
4А90Л6У3	1,5	935	4А90Л2У3	3,0	2850
4А100Л6У3	2,2	950	4А100С2У3	4,0	2880
4А112МА6У3	3,0	955	4А100Л2У3	5,5	2880
4А112МВ6У3	4,0	960	4А112М2У3	7,5	2900
4А132С6У3	5,5	965	4А132М2У3	11,0	2900
4А132М6У3	7,5	970	4А160М2У3	15,0	2940
4А160С6У3	11,0	975	4А160С2У3	18,5	2940
4А160М6У3	15,0	975	4А180С2У3	22,0	2945
4А160М6У3	18,5	975	4А180В2У3	30,0	2945

8. Корректируем общее передаточное отношение привода i :

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{700}{16,72} = 41,866. \quad (1.8)$$

Далее корректируем передаточные отношения по ступеням (передачам). Предварительно предполагалось, что передаточное отношение привода будет равно восьми (см. п. 5, формулу (1.6)). Однако с учетом выбранного двигателя необходимо, чтобы произведение передаточных отношений трех передач привода было равным 41,866. Для тихоходной передачи редуктора (зубчатой цилиндрической косозубой) принимаем $i_3 = 4$, для быстроходной (зубчатой конической) – $i_2 = 3$. Тогда для первой передачи

привода (клиноременной) $i_{n1} = i/(i_{n2} \cdot i_{n3}) = 41,866/(3 \cdot 4) = 3,489$.

Все передаточные отношения находятся в рекомендуемых диапазонах (см. табл. 1.2). Для червячных передач не следует принимать дробные значения передаточных отношений. Для тихоходной ступени редуктора рекомендуется большее передаточное отношение, чем для быстроходной. Выполняем проверку:

$$i = i_{n1} \cdot i_{n2} \cdot i_{n3} = 3,489 \cdot 3 \cdot 4 = 41,868 \approx 41,866.$$

Погрешность в несколько тысячных ($< 1\%$) считаем допустимой.

9. Определяем мощности на валах привода по следующей формуле:

$$P_j = P_{j-1} \cdot \eta_j, \quad (1.9)$$

где P_j – мощность на j -м валу, Вт; P_{j-1} – мощность на $j - 1$ (предыдущем) валу, Вт; η_j – КПД элементов привода, расположенных на j -м валу.

Если рассматривается первый вал (вал двигателя, $j = 1$), то вместо P_{j-1} подставляется значение $P_{э.жс}$. Передача (зубчатая, ременная и др.), как правило, располагается на двух валах, ее КПД учитывается только на втором (ведомом). Таким образом,

$$P_I = P_{э.жс} = 1762,295 \text{ Вт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{n1} \cdot \eta_{му} = 1762,295 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1674,885 \text{ Вт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{му} = 1674,885 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1591,811 \text{ Вт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{n3} \cdot \eta_M \cdot \eta_{му}^2 = 1591,811 \cdot 0,97 \cdot 0,995 \cdot 0,99^2 = 1505,763 \text{ Вт}.$$

Выполняем проверку. Должно обеспечиваться равенство $P_{IV} = P_{вых}$ (с точностью до целых), т. е. мощность на последнем валу привода должна быть равна мощности, определенной в п. 1.

10. Находим частоты вращения валов привода по формуле $n_j = n_{j-1}/i_l$, где i_l – передаточное отношение передачи, ведомый элемент которой (колесо, шкив) установлен на j -м валу.

$$n_I = n_{об} = 700 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{n1}} = \frac{700}{3,489} = 200,64 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{n2}} = \frac{200,64}{3} = 66,85 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_{n3}} = \frac{66,85}{4} = 16,71 \text{ мин}^{-1}.$$

Для проверки сравниваем полученное значение частоты вращения приводного вала (вала IV) со значением, рассчитанным по формуле (1.3) в п. 2. Погрешность, равную $0,01 \text{ мин}^{-1}$, считаем допустимой ($< 1 \%$).

11. Вычисляем угловые скорости вращения валов привода $\omega_j = \pi \cdot n_j / 30$ с учетом формулы (1.3):

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,3 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 200,64}{30} = 21 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 66,85}{30} = 7,0 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} = \frac{3,14 \cdot 16,71}{30} = 1,75 \text{ с}^{-1}.$$

12. Определяем вращающие моменты на валах привода $T_j = P_j / \omega_j$:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{1762,295}{73,3} = 24,04 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{1674,885}{21} = 79,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{1591,811}{7,0} = 227,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{1505,763}{1,75} = 860,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

13. Результаты расчетов сводим в табл. 1.4.

Методика решения задач при незаданной схеме привода.

На практике чаще возникает ситуация, когда схема привода не задана, а ее нужно разработать с учетом заданных силовых и кинематических характеристик приводного вала, а также компоновочных условий – пространства для размещения привода, удаленности двигателя от рабочего органа, взаимного расположения осей валов и т. д.

Табл. 1.4. Результаты энерго-кинематического расчета привода

Номер вала	Мощность P_j , Вт	Частота вращения n_j , мин ⁻¹	Угловая скорость ω_j , с ⁻¹	Вращающий момент T_j , Н·м	Передаточное отношение i_l
I	1762,295	700	73,3	24,04	3,489
II	1674,885	200,64	21	79,8	3
III	1591,811	66,85	7,0	227,4	4
IV	1505,763	16,71	1,75	860,4	

В таком случае после п. 2 и перед расчетом КПД (п. 3) появляется дополнительный пункт – разработка схемы привода. В табл. 1.5 приведены компоновочные особенности различных механических передач и примеры их обозначения на кинематических схемах.

Схема может быть уточнена после расчетов, проведенных в п. 8, т. е. если требуемое передаточное отношение не может быть обеспечено ранее выбранными передачами (передачей). В этом случае нужно скорректировать схему и возобновить расчет, начиная с п. 3.

Ременная передача устанавливается, как правило, в начале кинематической цепи привода, между двигателем и редуктором. Дополнительно она выполняет роль предохранительного устройства. Цепную передачу рекомендуется использовать как тихоходную, между редуктором и приводным валом.

1.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести энерго-кинематический расчет привода, индивидуальная схема которого выдана на курсовое проектирование (приложение А).

Задача 2. Провести энерго-кинематический расчет привода грузоподъемного механизма с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рис. 1.2, а. Заданными являются: диаметр барабана $D = 500$ мм, вращающий момент на барабане $T = 650$ Н·м, частота вращения барабана $n = 160$ мин⁻¹.

Задача 3. Провести энерго-кинематический расчет привода скребкового конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рис. 1.2, б. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зг} = 8$, шаг цепи $p_{ц} = 100$ мм, вращающий момент на звездочке $T = 490$ Н·м. Частота вращения приводной звездочки $n = 10$ мин⁻¹.

Задача 4. Провести энерго-кинематический расчет привода цепного конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рис. 1.2, в. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зг} = 10$, шаг цепи $p_{ц} = 80$ мм, тяговое (окружное) усилие на одной звездочке $F = 1300$ Н.

Частота вращения приводной звездочки $n = 30 \text{ мин}^{-1}$.

Задача 5. Провести энерго-кинематический расчет привода ленточного конвейера. Разработать кинематическую схему привода по его общему виду, показанному на рис. 1.3. Заданными являются: диаметр барабана конвейера $D = 380 \text{ мм}$, скорость движения ленты конвейера $v = 0,2 \text{ м/с}$. Вращающий момент на приводном валу $T = 1000 \text{ Н·м}$.

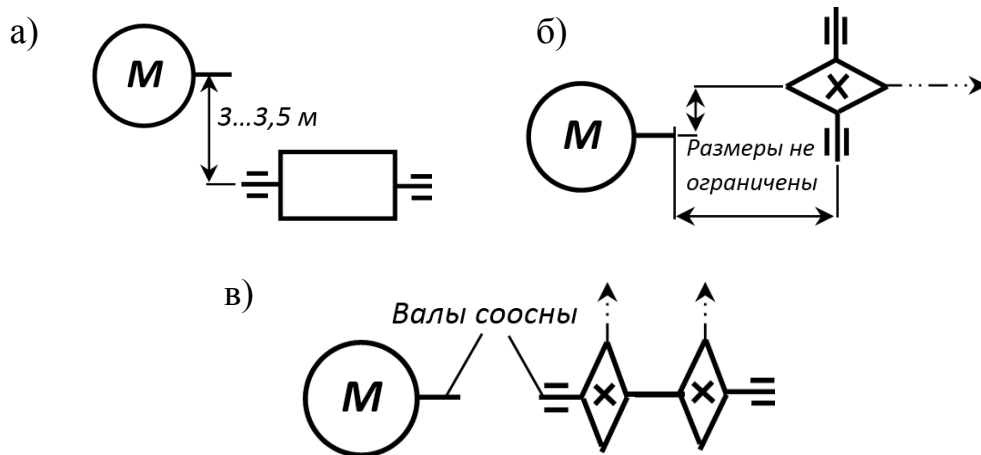


Рис. 1.2. Компоновки приводов: а – для задачи 1; б – для задачи 2; в – для задачи 3

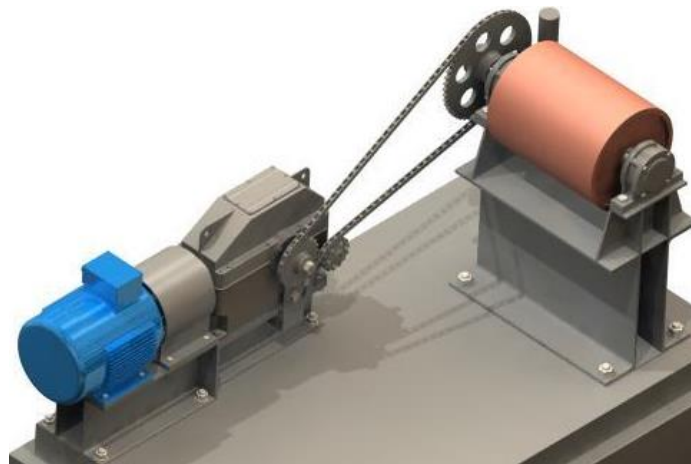
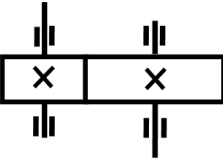
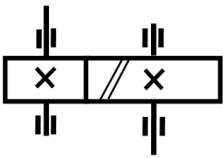
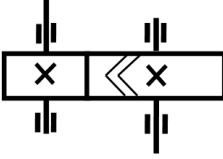
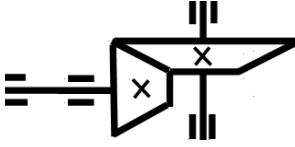
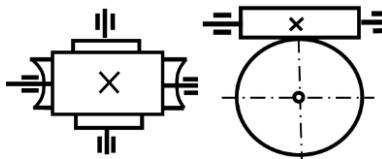
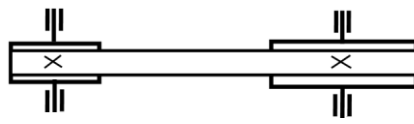
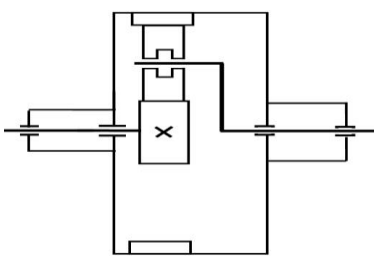
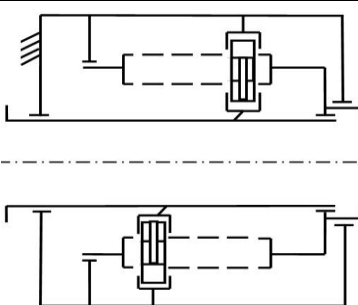


Рис. 1.3. Общий вид привода (к задаче 5)

Советы по решению задач 2...4. Начинать решать задачу нужно с разработки кинематической схемы привода. Первоначально рекомендуется оценить общее передаточное отношение привода, разделив минимальную частоту вращения вала двигателя (по табл. 1.3 $n_{\min} \approx 700 \text{ мин}^{-1}$) на частоту вращения приводного вала. Затем необходимо подобрать передачи, обеспечивающие заданную компоновку (табл. 1.5) и рассчитанное передаточное отношение (табл. 1.2). Перед разработкой схемы привода следует ознакомиться с типовыми схемами, приведенными в приложении А. Концы валов соединяют муфтами, которые компенсируют несоосность осей валов.

Табл. 1.5. Особенности компоновки механических передач

Передача	Обозначение	Компоновочные свойства
Зубчатая цилиндрическая: прямозубые (а) косозубые (б) шевронные (в)	а)  б)  в) 	Оси валов параллельны, максимальные габаритные размеры, как правило, не превышают 500 мм
Зубчатая коническая		Оси валов пересекаются (как правило, под углом 90°)
Червячная		Оси входного и выходного валов перекрещиваются в пространстве
Ременная, зубчато-ременная		Для передачи вращения на значительные расстояния: до 5...8 м
Цепная		
Планетарная зубчатая (по схеме 2К-Н)		Соосность валов, передаточные отношения до 12,5 в одной ступени
С промежуточными телами качения (передачи цилиндрического типа)		Малые радиальные размеры. Необходимость центрального отверстия

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Назовите основные геометрические параметры зубчатых цилиндрических передач.
2. Что характеризует коэффициент торцового перекрытия? Как определяется коэффициент осевого перекрытия?
3. Назовите виды разрушения зубчатых передач и критерии их работоспособности.
4. Чем отличается расчет закрытых и открытых зубчатых передач?
5. Что включает в себя коэффициент расчетной нагрузки зубчатых передач?
6. Какие силы действуют в зацеплении прямозубой зубчатой передачи? Косозубой передачи?
7. В чем преимущества и недостатки прямозубой и косозубой зубчатых передач?

2.1. Краткие теоретические сведения

Простая зубчатая передача состоит из двух зацепляющихся зубчатых колес. Меньшее из колес называют шестерней, большее – собственно колесом. Параметрам шестерни присваивают индекс «1», параметрам колеса – «2». Зубчатые цилиндрические передачи являются наиболее распространенным видом механических передач (рис. 2.1).

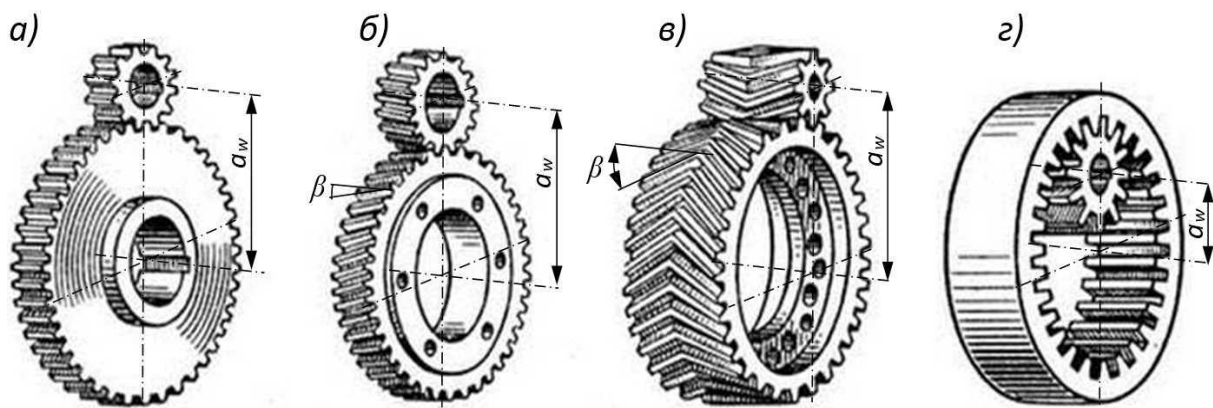


Рис. 2.1. Виды цилиндрических зубчатых передач: а – прямозубая; б – косозубая; в – шевронная; г – прямозубая с внутренним зацеплением

Основные параметры зубчатых передач.

1. Модуль m (для косозубых передач существуют m_n – нормальный

и m_t – торцовый модуль), мм.

Модули (m – для прямозубых колес и m_n – для косозубых) стандартизованы (ГОСТ 9563-80). Их значения выбираются по табл. 2.1.

Табл. 2.1. Стандартные значения модулей зубчатых колес (до 20 мм)

Ряд	Модуль, мм
1-й (предпочтительный)	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

2. Число зубьев z (z_1 – число зубьев шестерни, z_2 – число зубьев колеса).

3. Передаточное число $u = z_2/z_1$.

4. Межосевое расстояние a_w , мм. Согласно ГОСТ 2185-66 установлены стандартные значения межосевых расстояний (табл. 2.2).

Табл. 2.2. Стандартные значения межосевых расстояний (до 450 мм)

Ряд	Межосевое расстояние, мм
1-й (предпочтительный)	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400
2-й	140; 180; 225; 280; 355; 450

5. Угол зацепления α_w . Следует отличать угол профиля делительный $\alpha = 20^\circ$ (равный углу профиля исходного контура по ГОСТ 13755-81). Для стандартных зубчатых передач с эвольвентным зацеплением без смещения (или с нулевым суммарным смещением) $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

6. Угол наклона линии зуба β (для косозубых и шевронных передач).

К параметрам зубчатых передач также относят шаги (основной, делительный окружной), диаметры делительной, основной, начальной окружностей, окружностей впадин, вершин, коэффициент смещения.

При проектировании нестандартных редукторов рекомендуется принимать значения межосевых расстояний до 130 мм – кратные пяти, свыше 130 мм – кратные десяти, свыше 260 до 420 мм – кратные двадцати.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α в большей степени определяет плавность работы передачи и совместную работу зубьев, численно равен среднему числу пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и является качественной характеристикой зацепления. Для прямозубых передач он должен обязательно быть больше единицы.

Для косозубых передач дополнительно вводится понятие коэффициента осевого перекрытия ε_β , который равен отношению угла осевого перекрытия зубчатого колеса к его угловому шагу. Угол осевого перекрытия – это угол поворота колеса, при котором точка контакта переходит от

одного торца колеса к другому.

Виды разрушения зубьев: усталостное выкрашивание, излом, заедание, абразивный износ. Критерии работоспособности: усталостная и изгибная прочность. Зубчатые передачи рассчитывают по контактным напряжениям σ_H и напряжениям изгиба σ_F . Для закрытых передач (в корпусе) расчет по контактным напряжениям является основным, а по напряжениям изгиба – проверочным. Для открытых передач расчет по напряжениям изгиба основной.

В зацеплении косозубых зубчатых передач действует нормальная сила F_n , которая раскладывается на три составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a (рис. 2.2). При этом

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w)}{\cos(\beta)}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta), \quad (2.1)$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне; d_1 – делительный диаметр шестерни.

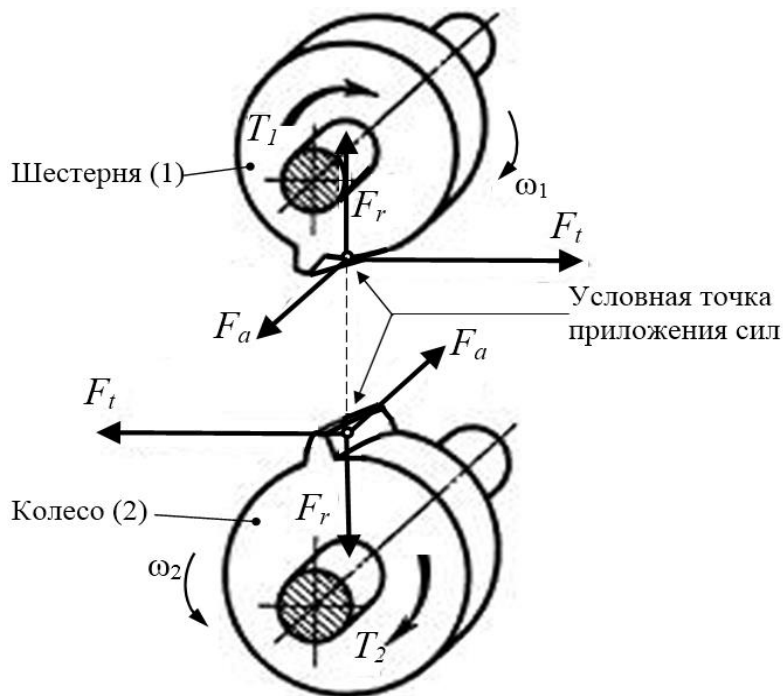


Рис. 2.2. Силы в зубчатом зацеплении

У прямозубых передач осевая составляющая F_a отсутствует. Благодаря увеличенной длине контактных линий косозубые передачи могут передавать большие нагрузки при тех же габаритах, что и прямозубые. Из-за наклона зубьев повышается плавность работы и снижается шум. Прямозубые передачи проще в изготовлении, а осевые силы не нагружают опоры (подшипники качения).

2.2. Пример решения задачи

2.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассмотрим тихоходную цилиндрическую косозубую передачу редуктора в составе привода ленточного конвейера, энерго-кинематический расчет которого приведен в подразделе 1.2. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод неререверсивный. Степень точности изготовления колес – 7-я. Допускается кратковременная трехкратная перегрузка.

Из таблицы результатов энерго-кинематического расчета привода (см. табл. 1.4) устанавливаем частоты вращения шестерни и колеса: $n_1 = 66,85 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 16,71 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение равно 4. Вращающие моменты на валах шестерни и колеса $T_1 = 227,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_2 = 860,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ соответственно.

2.2.2. Выбор материалов, термообработки и допускаемых напряжений

Для изготовления колеса и шестерни выбираем сравнительно недорогой материал – сталь 40Х (табл. 2.3).

Табл. 2.3. Механические свойства некоторых марок сталей после термообработки

Марка стали	Вид термообработки	Твердость поверхности	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
45	Нормализация	170...217 HB	600	340
	Улучшение	192...240 HB	750	450
		240...260 HB	850	580
20Х	Цементация	56...63 HRC	650	400
12ХН3А	Цементация	56...63 HRC	900	700
40Х	Улучшение	230...260 HB	850	550
		260...280 HB	950	700
	Улучшение + закалка ТВЧ	45...58 HRC 269...302 HB*	900	750
	Азотирование	50...59 HRC	1000	800
40ХН	Закалка	48...54 HRC	1600	1400

Примечание. * – твердость сердцевины.

Назначаем термообработку:

– для колеса – улучшение до 230...260 HB;

– для шестерни – азотирование поверхности зубьев до твердости поверхности 50...59 HRC (твердость сердцевины зуба 26...30 HRC).

Допускаемые контактные напряжения.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0}{S_H} \cdot Z_N, \quad (2.2)$$

где $\sigma_{H\lim}^0$ – предел контактной выносливости зубьев, МПа; Z_N – коэффициент долговечности; S_H – коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности S_H принимаем равным 1,2 при поверхностном упрочнении зубьев (цементация, азотирование и др.) и 1,1 – в других случаях. В данном примере $S_{H1} = 1,2$, $S_{H2} = 1,1$.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim}^0$ определяем по табл. 2.4. Для шестерни

$$\sigma_{H\lim1}^0 = 880 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости для колеса

$$\sigma_{H\lim2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{m2} + 65 = 1,8 \cdot 245 + 65 = 506 \text{ МПа,}$$

где HB_{m2} – среднее значение твердости поверхности колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля, $\text{HB}_{m2} = 245$.

Табл. 2.4. Пределы контактной выносливости $\sigma_{H\lim}^0$ зубьев стальных колес

Вид обработки	$\sigma_{H\lim}^0$, МПа
Термообработка (нормализация, улучшение и др.) при твердости поверхности менее 350 HB	$1,8 \cdot \text{HB} + 65$
Объемная закалка (38...50 HRC)	$16,5 \cdot \text{HRC} + 135$
Поверхностная закалка (40...45 HRC)	$14 \cdot \text{HRC} + 135$
Цементация (более 56 HRC)	$23 \cdot \text{HRC}$
Азотирование	880

Примечание. При проверке прочности зубчатых колес под действием редких или единичных пиковых перегрузок для объемно-упрочненных деталей $[\sigma_H] = 2,8 \cdot \sigma_T$, $[\sigma_H] = 44 \text{ HRC}$.

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}}, \quad (2.3)$$

где N_{HG} – базовое число циклов; N_{HE} – эквивалентное число циклов.

Базовое число циклов для колеса N_{HG2} можно найти по формуле для зубчатых колес с твердостью поверхности менее 350 HB:

$$N_{HG2} = 30 \cdot HB_m^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7. \quad (2.4)$$

Базовое число циклов для шестерни N_{HG1} определяем аналогично, предварительно найдя среднее значение в единицах по Рокуэллу:

$$HRC_{m1} = \frac{HRC_{min1} + HRC_{max1}}{2} = \frac{50 + 59}{2} = 54,5. \quad (2.5)$$

Из графика на рис. 2.3 видно, что 54,5 HRC = 540 HB. Тогда по формуле (2.4)

$$N_{HG1} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 540^{2,4} = 10,8 \cdot 10^7.$$

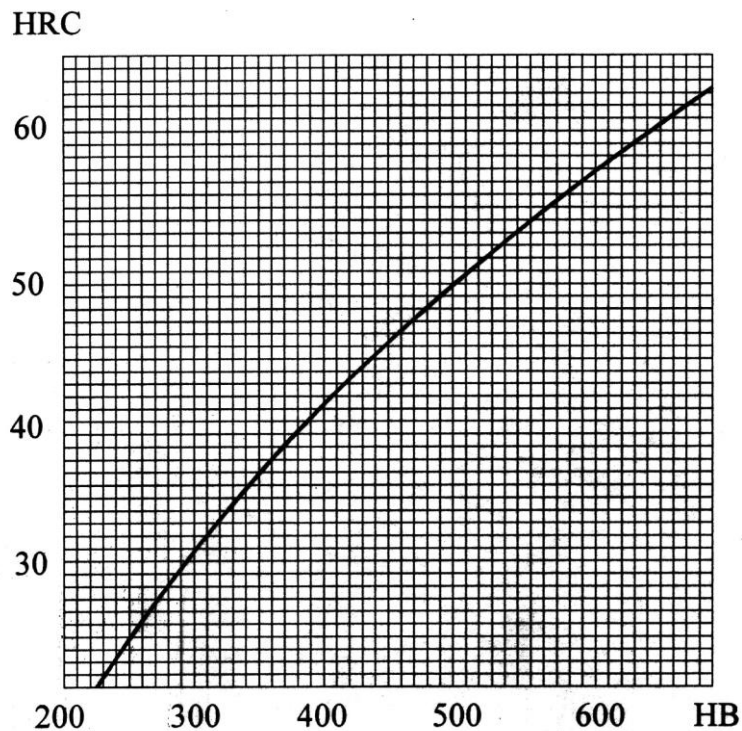


Рис. 2.3. График перевода единиц твердости

Ресурс работы передачи в часах

$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч}, \quad (2.6)$$

где K_D – количество рабочих дней в году (при пятидневной рабочей неделе $K_D \approx 255$, при шестидневной – $K_D \approx 305$); K_s – количество смен, $K_s = 2$ (согласно исходным данным); L – срок службы (ресурс), $L = 5$ лет (по исходным данным).

Эквивалентное число циклов для шестерни

$$N_{HE1} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 2,05 \cdot 10^7, \quad (2.7)$$

где μ_H – коэффициент режима работы, определяемый по табл. 2.5. В рассматриваемом случае $\mu_H = 0,25$, т. к. задан средний равновероятный режим работы; c – количество колес, находящихся в зацеплении с данным колесом (шестерней), $c = 1$.

Табл. 2.5. Коэффициенты для расчета эквивалентного числа циклов нагружения

Режим работы	Расчет по контактным напряжениям μ_H	Расчет по напряжениям изгиба			
		Твердость HB < 350		Твердость HB $\geq$ 350	
		m_F	μ_F	m_F	μ_F
0 – постоянный	1,0	6	1,0	9	1,0
I – тяжелый	0,50		0,3		0,20
II – средний равновероятный	0,25		0,143		0,10
III – средний нормальный	0,18		0,065		0,036
IV – легкий	0,125		0,038		0,016
V – особо легкий	0,063		0,013		0,004

Для колеса

$$N_{HE2} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 16,71 \cdot 20400 = 0,51 \cdot 10^7. \quad (2.8)$$

Если режим работы не задан, его и коэффициент μ_H можно найти с помощью циклограммы нагружения передачи. Методика определения режима работы, коэффициентов μ_H и μ_F приведена в приложении Б.

Вычисляем коэффициенты долговечности по формуле (2.3) для шестерни и колеса соответственно:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{10,8 \cdot 10^7}{2,05 \cdot 10^7}} = 1,319; \quad Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{0,51 \cdot 10^7}} = 1,21.$$

Проверяем выполнение нескольких условий. Коэффициенты Z_N не могут быть меньше единицы ($Z_N \geq 1$), поэтому, если при расчете получено значение $Z_N < 1$, принимаем $Z_N = 1$. При этом также должны выполняться неравенства: $Z_H \leq 2,6$, если $S_H = 1,1$, и $Z_H \leq 1,8$, если $S_H = 1,2$.

В рассматриваемом случае все условия выполняются.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2) для шестерни и колеса соответственно:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{880}{1,2} \cdot 1,319 = 967,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{506}{1,1} \cdot 1,21 = 556,6 \text{ МПа}.$$

Находим среднее допускаемое напряжение:

$$[\sigma_H]_m = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{967,3 + 556,6}{2} = 761,95 \text{ МПа}. \quad (2.9)$$

Предельные значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_n = 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$ – для цилиндрических передач, $[\sigma_H]_n = 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min}$ – для конических, где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$. В данном варианте

$$[\sigma_H]_n = 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 1,25 \cdot 556,6 = 695,75 \text{ МПа}.$$

В качестве допускаемых контактных напряжений для передачи принимаем минимальное значение из двух: $[\sigma_H]_m$ и $[\sigma_H]_n$.

Окончательно $[\sigma_H] = 695,75 \text{ МПа}$.

Допускаемые напряжения изгиба.

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_N, \quad (2.10)$$

где $\sigma_{F \lim}^0$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, МПа; S_F – коэффициент безопасности; Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (для неререверсивных передач $Y_A = 1$, для реверсивных – $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, причем большие значения для колес с $HV > 350$); Y_N – коэффициент долговечности.

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}^0$ можно приближенно оценивать по табл. 2.6.

Табл. 2.6. Пределы изгибной выносливости сталей

Термическая или химико-термическая обработка	Сталь	$\sigma_{F\lim}^0$
Нормализация, улучшение	40, 45, 35ХМ, 40Х, 40 ХН и др.	$1,8 \cdot \text{HB}$
Закалка ТВЧ		600
Объемная закалка	40Х, 40ХН и др.	600
Азотирование	38ХМЮА, 40Х, 40ХФА и др.	$12 \cdot \text{HRC}_{c.cp.} + 300$
Цементация	20Х, 25ХГТ, 12ХН3А и др.	800

Для шестерни

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 12 \cdot \text{HRC}_{c.cp1} + 300 \text{ МПа},$$

где $\text{HRC}_{c.cp1}$ – средняя твердость сердцевины шестерни. Она задается при назначении термообработки. Если термообработка производится по всему объему детали (нормализация, улучшение, объемная закалка), то твердость сердцевины равна твердости поверхности. Для других видов термообработки (ТО) и химико-термической обработки (ХТО) рекомендуются следующие значения твердости сердцевины:

- азотирование: 42...56 % от твердости поверхности;
- цементация: 57...73 % от твердости поверхности;
- закалка ТВЧ по контуру: 52...58 % от твердости поверхности.

В рассматриваемом случае твердость сердцевины шестерни была задана 26...30 HRC.

$$\text{HRC}_{c.cp1} = \frac{\text{HRC}_{c.\min1} + \text{HRC}_{c.\max1}}{2} = \frac{26 + 30}{2} = 28. \quad (2.11)$$

Тогда

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 12 \cdot 28 + 300 = 636 \text{ МПа}.$$

У колеса термообработка (улучшение) производится по всему объему, поэтому твердость поверхности зубьев и сердцевины будет одинаковой. Согласно данным табл. 2.6

$$\sigma_{F\lim2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{mc2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа},$$

где HB_{mc2} – среднее значение твердости сердцевины колеса (230...260 HB)

в единицах Бринелля, $HB_{mc2} = 245$. $HB_{mc2} = HB_{m2}$, т. к. у колеса термообработка по объему (улучшение) и твердость поверхности равна твердости сердцевины.

Коэффициент долговечности определяем по формуле

$$Y_N = m_F \sqrt[m_F]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \quad (2.12)$$

где N_{FG} – базовое число циклов (для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$); N_{FE} – эквивалентное число циклов; m_F – показатель степени, зависящий от вида термообработки (определяется по табл. 2.5). В рассматриваемом примере для шестерни $m_F = 9$ и для колеса $m_F = 6$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для шестерни

$$N_{FE1} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_\Sigma = 0,1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 0,82 \cdot 10^7, \quad (2.13)$$

где μ_{F1} – коэффициент режима работы для шестерни при действии напряжений изгиба (по табл. 2.5). В данном примере $\mu_{F1} = 0,1$ – для шестерни, $\mu_{F2} = 0,143$ – для колеса.

Эквивалентное число циклов для колеса

$$N_{FE2} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_\Sigma = 0,143 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 16,71 \cdot 20400 = 2,93 \cdot 10^6. \quad (2.14)$$

Коэффициенты долговечности по формуле (2.12) для шестерни и колеса соответственно

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 10^7}} = 0,924; \quad Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,93 \cdot 10^6}} = 1,054.$$

При твердости поверхности колес $HB > 350$ должно выполняться условие $1 \leq Y_N \leq 2,5$; при твердости поверхности колес $HB \leq 350$ – условие $1 \leq Y_N \leq 4$. Таким образом, $Y_{N1} = 1$, $Y_{N2} = 1,054$.

Для шестерни и колеса коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $Y_A = 1$, т. к. передача неревверсивная.

При нормализации, улучшении, объемной закалке, закалке ТВЧ и азотировании коэффициент безопасности S_F принимают равным 1,75. При применении цементации и нитроцементации с закалкой коэффициент $S_F = 1,55$. Таким образом, для колеса $S_{F2} = 1,75$, для шестерни $S_{F1} = 1,75$.

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса определяем отдельно по формуле (2.10):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{636}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 363 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = \frac{441}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,054 = 266 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при перегрузках.

Для того чтобы учесть кратковременные перегрузки, не принятые во внимание при расчете усталостной выносливости, определяем максимальные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{\max}$: $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T$ – при нормализации, улучшении или объемной закалке; $[\sigma_H]_{\max} = 44 \cdot \text{HRC}$ – при цементации, закалке токами высокой частоты (ТВЧ); $[\sigma_H]_{\max} = 35 \cdot \text{HRC}$ – при азотировании.

Для шестерни, у которой средняя твердость поверхности определена по формуле (2.5), получаем $[\sigma_H]_{\max 1} = 35 \cdot 54,5 = 1907 \text{ МПа}$.

Для колеса по табл. 2.3 $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$. $[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}$.

Максимальные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}}^0 \cdot Y_{N \max} \cdot K_{st}, \quad (2.15)$$

где $Y_{N \max}$ – максимальная величина коэффициента долговечности; K_{st} – коэффициент учета частоты приложения пиковой нагрузки.

При твердости поверхности колес $\text{HB} > 350$ $Y_{N \max} = 2,5$, $K_{st} = 1,2$.

При твердости поверхности колес $\text{HB} \leq 350$ $Y_{N \max} = 4$, $K_{st} = 1,3$.

Таким образом, для шестерни и колеса по формуле (2.15) соответственно

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,5 \cdot 636 \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 954 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,5 \cdot 441 \cdot 4 \cdot 1,3 = 1147 \text{ МПа}.$$

2.2.3. Проектный расчёт цилиндрической косозубой передачи

Так как рассматриваем тихоходную передачу редуктора (закрытую), то основной расчет будем проводить исходя из контактной прочности. Делительный диаметр шестерни для стальных зубчатых колес определяем по формуле из ГОСТ 21354-87:

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (2.16)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d = 680 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубых колес, $K_d = 780 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубых; u – передаточное число передачи

(равно по модулю заданному передаточному отношению), $u = i = 4$; T_1 – момент на быстроходном валу передачи (на валу, где расположена шестерня), Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра.

В формуле (2.16) и далее верхний знак «+» применяется для внешнего, а нижний знак «–» – для внутреннего зацепления.

Для определения коэффициента ψ_{bd} находим сначала коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} по табл. 2.7.

Табл. 2.7. Ориентировочные значения коэффициентов ширины колеса

Расположение колес относительно опор	Коэффициент ширины колеса	Твердость рабочей поверхности зубьев	
		у одного или обоих колес ≤ 350 HB	у обоих колес > 350 HB
Симметричное	ψ_{ba}	0,314...0,5	0,25...0,315
	$\psi_{bd \max}$	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

Большие величины принимаем для постоянных нагрузок. Для подвижных колес коробок скоростей $\psi_{ba} = 0,1...0,2$. При несимметричном расположении колес относительно опор и при твердости зубьев колеса $HB \leq 350$ HB $\psi_{ba} = 0,25...0,4$. Принимаем $\psi_{ba} = 0,3$.

Коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4 + 1) = 0,75. \quad (2.17)$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ выбираем по графикам (рис. 2.4) в зависимости от твердости шестерни и колеса, вида расположения колес в редукторе (рис. 2.5) и значения ψ_{bd} .

В рассматриваемом случае твердость зубьев колеса меньше 350 HB, значит, необходимо использовать графики на рис. 2.4, а. По рис. 2.5 определяем, что в данном примере (схема привода представлена на рис. 1.1) тихоходная косозубая цилиндрическая передача расположена по IV типу. Согласно графикам на рис. 2.4, а $K_{H\beta} = 1,04$.

Тогда на основании формулы (2.16)

$$d_1 = 680 \cdot \sqrt[3]{\frac{227,4 \cdot 1,04}{695,75^2 \cdot 0,75} \cdot \left(\frac{4+1}{4}\right)} = 63,5 \text{ мм.}$$

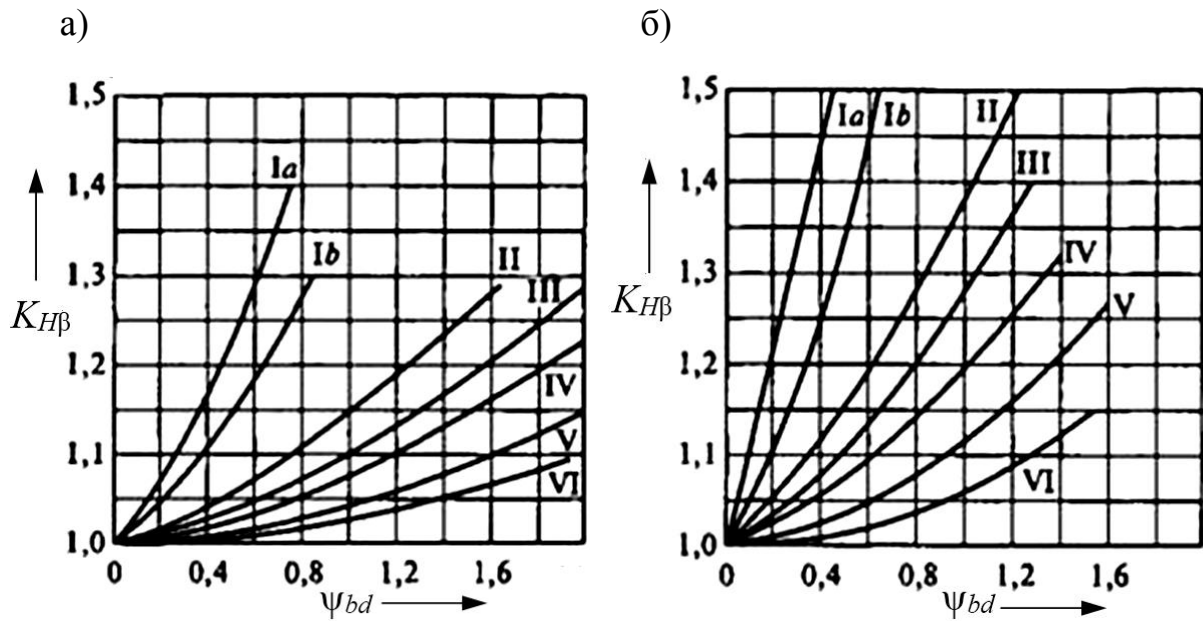


Рис. 2.4. Графики для определения коэффициента $K_{H\beta}$: а – при твердости поверхности одного из колес ≤ 350 HB; б – при твердости поверхности обоих колес > 350 HB

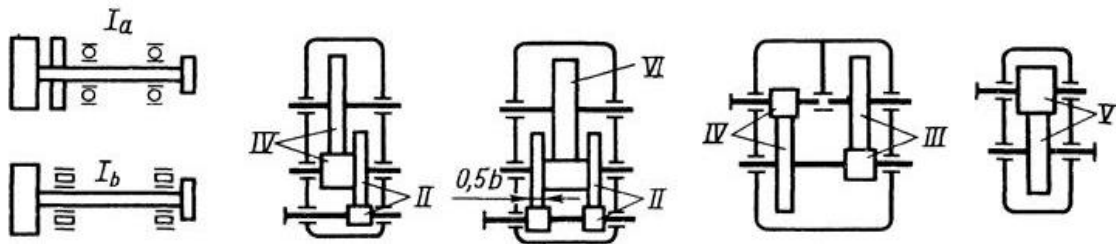


Рис. 2.5. Виды расположения шестерни и колеса в редукторе

Определяем ширину зубчатых колес:

$$b_w = d_1 \cdot \psi_{bd} = 63,5 \cdot 0,75 = 47,625 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Округляем данное значение в большую сторону и принимаем ширину колеса $b_{w2} = b_w = 48$ мм. Ширину шестерни можно увеличить на 5...10 мм. Принимаем $b_{w1} = 54$ мм.

Модуль передачи (в нормальном сечении) определяем по формуле

$$m_n = \frac{b_w}{\psi_m}, \quad (2.19)$$

где ψ_m – коэффициент модуля.

Коэффициент модуля принимаем по табл. 2.8 в зависимости от твердости зубьев колеса и типа передачи.

Табл. 2.8. Ориентировочные значения коэффициента модуля ψ_m

Тип передачи	Твердость колеса	
	$\leq 350\text{HB}$	$> 350\text{HB}$
Высоконагруженные точные передачи	45...30	30...20
Обычные передачи редукторного типа	30...20	20...15
Грубые передачи (крановые и др.)	15...10	

Примечание. Меньшие значения принимаются для повторно-краткопеременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей.

В рассматриваемом случае $\psi_m = 30...20$. Принимаем $\psi_m = 25$. Тогда

$$m_n = \frac{48}{25} = 1,92 \text{ мм.}$$

По табл. 2.1 принимаем стандартный модуль $m_n = 2$ мм.

Для обеспечения плавности работы рекомендован коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,1$. Принимаем $\varepsilon_\beta = 1,1$. Предварительно определяем угол наклона зубьев:

$$\beta' = \arcsin\left(\frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m_n}{b_w}\right) = \arcsin\left(\frac{1,1 \cdot 3,14 \cdot 2}{48}\right) = 0,144 \text{ рад;} \quad (2.20)$$

$$\beta'^\circ = \frac{\beta' \cdot 180}{\pi} = 8,25^\circ,$$

а также число зубьев шестерни:

$$z'_1 = \frac{d_1 \cdot \cos(\beta')}{m_n} = \frac{63,5 \cdot \cos(0,144)}{2} = 31,42. \quad (2.21)$$

Принимаем число зубьев шестерни с округлением в большую сторону: $z_1 = 32 > z_{\min} = 17$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 32 \cdot 4 = 128$.

Предварительно определяем межосевое расстояние:

$$a'_w = \frac{m_n \cdot (z_2 \pm z_1)}{2 \cdot \cos(\beta')} = \frac{2 \cdot (128 + 32)}{2 \cdot \cos(0,144)} = 161,7 \text{ мм.} \quad (2.22)$$

По табл. 2.2 принимаем стандартное значение межосевого расстояния $a_w = 160$ мм.

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_2 \pm z_1)}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2 \cdot (128 + 32)}{2 \cdot 160}\right) = 0. \quad (2.23)$$

Рекомендация $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ не выполняется. Уменьшаем на единицу число зубьев шестерни: $z_1 = 31$. Тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 124$.

Угол наклона зубьев снова определяем по формуле (2.23):

$$\beta = \arccos\left(\frac{2 \cdot (124 + 31)}{2 \cdot 160}\right) = 0,251 \text{ рад}, \quad \beta = 14,38^\circ.$$

Значение угла β находится в рекомендуемых пределах. Уточняем передаточное число (в случае, если передаточное число дробное, округления значений чисел зубьев не должны приводить к погрешности заданного передаточного числа более 5 %):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{124}{31} = 4. \quad (2.24)$$

Определяем геометрические параметры передачи, необходимые для проверочного расчета. Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos(\beta)} = \frac{2 \cdot 31}{\cos(0,251)} = 64,006 \text{ мм}; \quad (2.25)$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos(\beta)} = \frac{2 \cdot 124}{\cos(0,251)} = 256,023 \text{ мм}. \quad (2.26)$$

На практике редко применяют зубчатые колеса без смещения. Коэффициенты смещения шестерни x_1 и колеса x_2 выбирают из следующих интервалов: $0 \leq x_1 \leq 0,8$; $-0,5 \leq x_2 \leq 0,5$. Предпочтительные значения x_1 и x_2 :

- 1) $x_1 = x_2 = 0,5$ при $17 \leq z_1 \leq 30$ и $u < 3,5$;
- 2) $x_1 = x_2 = 0$ при $z_1 > 30$ и $u < 3,5$;
- 3) $x_1 = 0,3$, $x_2 = -0,3$ при $17 \leq z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$;
- 4) $x_1 = 0,5$, $x_2 = -0,5$ при $z_1 > 20$ и $u \geq 3,5$.

В рассматриваемом случае необходимо принимать четвертый вариант. При этом суммарное смещение ($x_1 + x_2$) равно нулю. Так как данный пример учебный, для дальнейших расчетов можно принимать второй вариант ($x_1 = x_2 = 0$).

2.2.4. Проверочные расчеты цилиндрической косозубой передачи

Выполняем проверочный расчет передачи по контактным напряжениям. Условие прочности записываем следующим образом:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \leq [\sigma_H], \quad (2.27)$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям; E_{np} – модуль упругости, $E_{np} = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$, для стальных зубчатых колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; K_H – коэффициент расчетной нагрузки.

Рассчитываем коэффициенты перекрытия. Для нефланкированных передач без смещения коэффициент торцового перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot (1 + \cos(\beta)) \cdot \cos(\beta) = \\ &= \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{124} \right) \right] \cdot (1 + \cos(0,251)) \cdot \cos(0,251) = 1,689. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta \approx \frac{b_w \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} = \frac{48 \cdot \sin(0,251)}{3,14 \cdot 2} = 1,898 \geq 1,1. \quad (2.29)$$

Условие выполняется.

Коэффициент $Z_{H\beta}$ определяем по формуле

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2(\beta)}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{\cos^2(0,251)}{1,689}} = 0,745. \quad (2.30)$$

Коэффициент расчетной нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}, \quad (2.31)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Определен ранее по графикам на рис. 2.4, а как $K_{H\beta} = 1,04$; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями находим по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + C \cdot (n_{cm} - 5) \leq [K_{H\alpha}], \quad (2.32)$$

где C – коэффициент твердости и типа зубьев. $C = 0,06$ – для прямозубых передач, $C = 0,15$ – для косозубых передач при твердости зубьев колеса и шестерни более 350 НВ, $C = 0,25$ – если твердость зубьев колеса меньше либо равна 350 НВ; n_{cm} – степень точности изготовления колес, $n_{cm} = 5 \dots 9$; $[K_{H\alpha}]$ – допускаемое значение коэффициента $K_{H\alpha}$. $[K_{H\alpha}] = 1,25$ – для прямозубых передач, $[K_{H\alpha}] = 1,6$ – для косозубых.

В рассматриваемом примере (по формуле (2.32))

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (7 - 5) = 1,5 \leq 1,6.$$

Для определения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} необходимо знать окружную скорость v .

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 64,006 \cdot 66,85}{60} = 0,224 \text{ м/с}. \quad (2.33)$$

Коэффициент K_{Hv} можно найти по табл. В.1. Если окружная скорость $v \leq 1$ м/с, данный коэффициент принимаем $K_{Hv} = 1,0$. При расчете передач мощностью до 15 кВт и частотах вращения ведущего вала до 3000 мин⁻¹ можно принимать $K_{Hv} = K_{Fv} = 1,3$ – для прирабатывающейся передачи и $K_{Hv} = K_{Fv} = 1,2$ – для неприрабатывающейся [3].

По формуле (2.31) получаем

$$K_H = 1,5 \cdot 1,04 \cdot 1,0 = 1,56.$$

Таким образом, по формуле (2.27)

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,745 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 227,4 \cdot 10^3 \cdot 1,56}{64,006^2 \cdot 48 \cdot \sin(40^\circ)} \cdot \left(\frac{4+1}{4}\right)} = 754,54 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H = 754,54 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 695,75 \text{ МПа}.$$

Условие прочности не выполняется. Перегрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{754,54 - 695,75}{695,75} \cdot 100 \% = 8,45 \%. \quad (2.34)$$

Перегрузка 6,5 % не является допустимой, т. к. превышает 5 %. Недогрузка не должна быть более 20 %. Корректировать данные несоответствия можно с помощью ширины зубчатых колес b_w . В рассматриваемом

случае увеличиваем ширину зубчатого венца до $b_w = 58$ мм. Тогда ширина колеса будет $b_{w2} = b_w = 58$ мм, а ширина шестерни – на 5...10 мм больше, $b_{w1} = 64$ мм. В результате при перерасчете формулы (2.27) получаем

$$\sigma_H = 686,4 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 695,75 \text{ МПа.}$$

Недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{695,75 - 686,4}{695,75} \cdot 100 \% = 1,34 \%, \quad (2.35)$$

что является допустимым. Контактная прочность передачи обеспечена.

При изменении b_w , по сравнению с первоначально принятым значением, корректируем коэффициент осевого перекрытия ε_β по формуле (2.29): $\varepsilon_\beta = 2,294$.

Выполняем проверочный расчет прочности передачи *по напряжениям изгиба*:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{F\beta}}{b_w \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.36)$$

где F_t – окружная сила, Н; K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; Y_{FS} – коэффициент формы зуба; $Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба.

Определяем силы, действующие в зацеплении, по формулам (2.1). Значение окружной силы необходимо для расчета прочности на изгиб, другие составляющие – для дальнейшего расчета вала и подбора подшипников.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 227,4}{64,006 \cdot 10^{-3}} = 7106 \text{ Н;}$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w)}{\cos(\beta)} = \frac{7106 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(14,38^\circ)} = \frac{7106 \cdot \operatorname{tg}(0,349)}{\cos(0,251)} = 2669 \text{ Н;}$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 7106 \cdot \operatorname{tg}(0,251) = 1822 \text{ Н.}$$

Коэффициент формы зуба K_{FS} выбираем по графику (рис. 2.6) при коэффициентах смещения $x_1 = x_2 = 0$ в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v шестерни и колеса.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{31}{\cos^3(0,251)} = 34,1;$$

(2.37)

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{124}{\cos^3(0,251)} = 136,4.$$

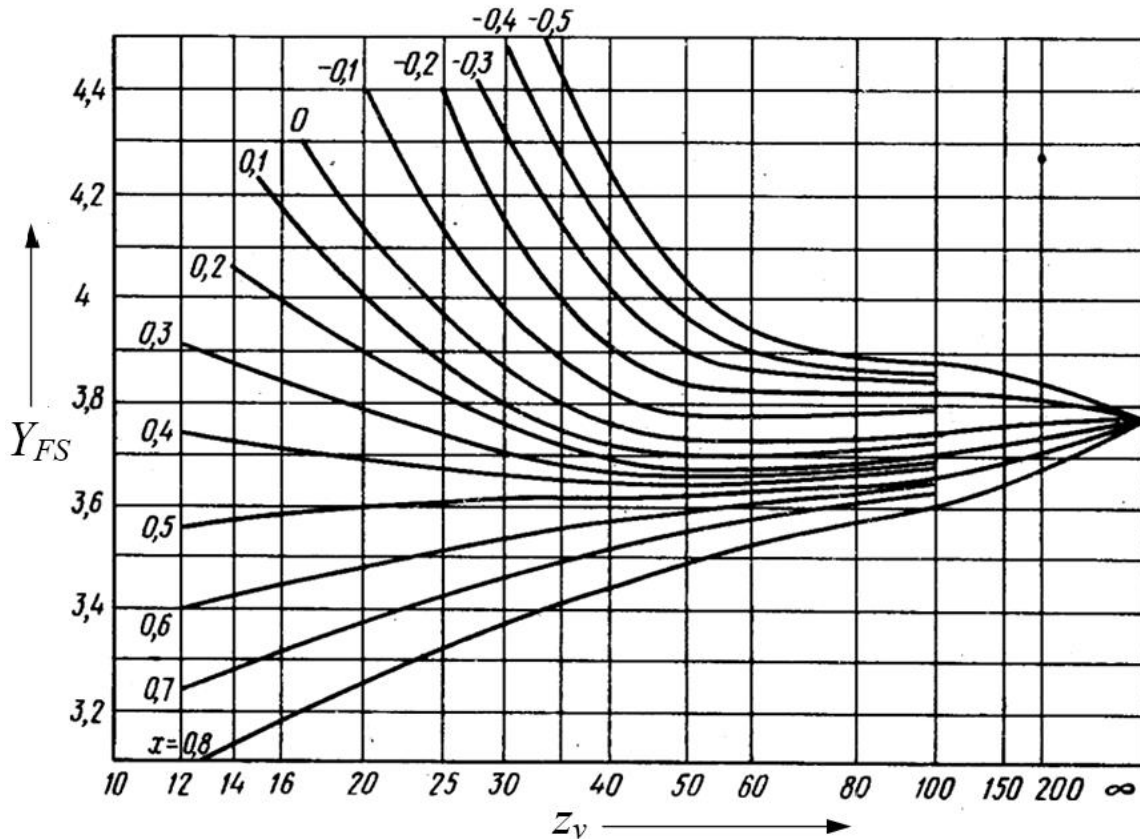


Рис. 2.6. Графики для определения коэффициента формы зуба

При нулевом суммарном смещении для шестерни $Y_{FS1} = 3,81$, для колеса $Y_{FS2} = 3,76$. Для шестерни и для колеса находим отношение $Y_{FS}/[\sigma_F]$.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{FS1}} = \frac{363}{3,81} = 129,2; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{FS2}} = \frac{266}{3,76} = 70,7. \quad (2.38)$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, т. к. данное соотношение меньше. То есть принимаем $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 266$ МПа, $Y_{FS} = Y_{FS2} = 3,76$.

Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1 - \frac{\beta^{\circ}}{100^{\circ}}}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1 - \frac{14,38^{\circ}}{100^{\circ}}}{1,695} = 0,505, \quad (2.39)$$

где Y_{β} – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки, $Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ}/100$.

Коэффициент $Y_{F\beta}$ должен быть $\geq 0,7$. Принимаем $Y_{F\beta} = 0,7$.

Коэффициент расчетной нагрузки K_F по напряжениям изгиба определяем аналогично коэффициенту K_H (формула (2.31)):

$$K_F = K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (2.40)$$

где K_{Fa} – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

При расчете на прочность по напряжениям изгиба принимаем $K_{Fa} = K_{Ha}$. Ранее определено $K_{Ha} = 1,5$. Значит, $K_{Fa} = 1,5$.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ выбираем по графикам (рис. 2.7) в зависимости от твердости шестерни и колеса, вида расположения колес в редукторе (см. рис. 2.5) и значения ψ_{bd} . По рис. 2.5 ранее определено, что в рассматриваемом примере тихоходная косозубая цилиндрическая передача редуктора расположена по IV типу. Из графиков на рис. 2.7, а (т. к. твердость зубьев колеса меньше 350 НВ) видно, что при $\psi_{bd} = 0,75$ $K_{F\beta} = 1,12$.

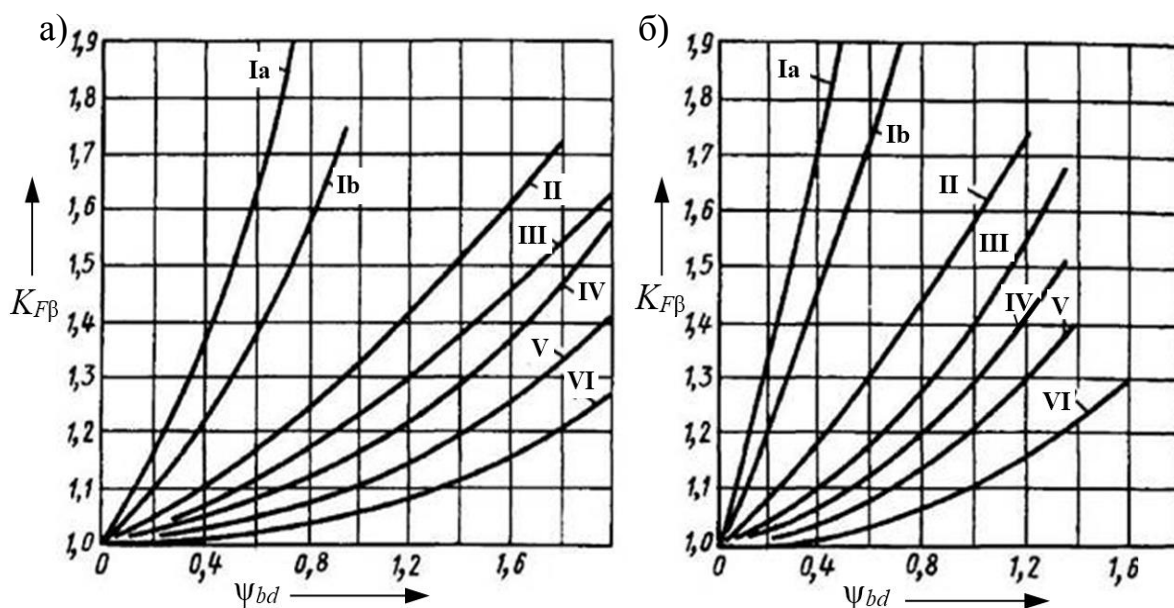


Рис. 2.7. Графики для определения коэффициента $K_{F\beta}$: а – при твердости поверхности одного из колес ≤ 350 НВ; б – при твердости поверхности обоих колес > 350 НВ

Коэффициент динамической нагрузки выбираем по табл. В.1 в зависимости от степени точности и окружной скорости. В рассматриваемом случае, т. к. окружная скорость $v \leq 1$ м/с, данный коэффициент можно принимать $K_{Fv} = 1,0$.

Таким образом, коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба K_F определяем по формуле (2.40):

$$K_F = 1,5 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 1,68.$$

По формуле (2.36) напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{7106 \cdot 1,68 \cdot 3,76 \cdot 0,7}{58 \cdot 2} = 271 \text{ МПа} > [\sigma_F] = 266 \text{ МПа}.$$

Перегрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_F} = \frac{\sigma_F - [\sigma_F]}{[\sigma_F]} \cdot 100 \% = \frac{271 - 266}{266} \cdot 100 \% = 1,9 \%. \quad (2.41)$$

Изгибная прочность передачи обеспечена.

Выполняем проверочный расчет *на заданную перегрузку*. Согласно исходным данным допускается трехкратная перегрузка ($K_H = 3$).

Тогда максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_H} = 686,4 \cdot \sqrt{3} = 1189 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1907 \text{ МПа}. \quad (2.42)$$

Максимальные напряжения изгиба (по наиболее слабому элементу – колесу)

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_H = 271 \cdot 3 = 813 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 1147 \text{ МПа}. \quad (2.43)$$

Так как выполняются оба условия – прочность при перегрузках обеспечена.

2.2.5. Расчет геометрии передачи и оформление результатов расчета

Определяем недостающие геометрические параметры для построения чертежей шестерни и колеса.

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса соответственно

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) = 64,006 + 2 \cdot 2 \cdot 1 = 68,006 \text{ мм}; \quad (2.44)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) = 256,023 + 2 \cdot 2 \cdot 1 = 260,023 \text{ мм}, \quad (2.45)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, $h_a^* = 1$; Δy – коэффициент уравнивающего смещения ($\Delta y = 0$ – для передач с колесами без смещения, $x_1 = x_2 = 0$).

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса соответственно

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_1) = 64,006 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 59,006 \text{ мм}; \quad (2.46)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_2) = 256,023 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 251,023 \text{ мм}, \quad (2.47)$$

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

Результаты расчетов сводим в табл. 2.9.

Табл. 2.9. Параметры зубчатой передачи

Параметр	Шестерня 1	Колесо 2
Число зубьев z	31	124
Модуль m_n , мм	2	
Фактическое передаточное число $u = z_2/z_1$	4	
Угол наклона зубьев β°	14,38°	
Делительный диаметр d , мм	64,006	256,023
Диаметр вершин d_a , мм	68,006	260,023
Диаметр впадин d_f , мм	59,006	251,023
Ширина зубчатого венца b_w , мм	64	58
Коэффициент смещения x	0	0
Межосевое расстояние a_w , мм	160	

2.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Две эвольвентные зубчатые передачи, предназначенные для передачи мощности (на ведущем валу) $P_1 = 1,9$ кВт, при угловой скорости вала $\omega_1 = 15,7 \text{ с}^{-1}$ выполнены косозубыми, но с разными углами наклона зуба: одна – с $\beta = 9^\circ$, а другая – с $\beta = 18^\circ$. Найти величины осевых сил для каждой зубчатой передачи, если $m_n = 3,5$ мм, $z_1 = 30$, $z_2 = 60$. Определить напряжения изгиба в передаче с $\beta = 18^\circ$, если рабочая ширина колес $b_w = 62$ мм. Принять $K_{Fa} = 1,5$. Материалы и термообработка колес – как и в примере, рассмотренном в подразделе 2.2.

Задача 2. Определить контактные напряжения в косозубой зубчатой передаче с параметрами: $m_n = 2$ мм, $z_1 = 46$, $z_2 = 100$, $\beta = 8^\circ$, рабочая ширина колес $b_w = 50$ мм. Вращающий момент $T_2 = 500$ Н·м, частота вра-

щения вала шестерни 700 мин^{-1} . Материал колес – сталь 40Х, улучшение (260...280 НВ). Степень точности изготовления – 6-я.

Задача 3. Во сколько раз изменятся контактные напряжения в цилиндрической зубчатой передаче с внутренним зацеплением по сравнению с передачей с внешним зацеплением. Все параметры сравниваемых передач одинаковы и соответствуют параметрам передач из задачи 2. Определить напряжения изгиба в передаче при $\beta = 10^\circ$.

Задача 4. Определить режим и рассчитать коэффициенты режима нагружения для передачи с заданным ресурсом $L = 4$ года, трехсменным режимом работы и коэффициентом годового использования $K_{год} = 0,7$. Задана циклограмма нагружения колеса, по которой определяют допускаемые напряжения (рис. 2.8).

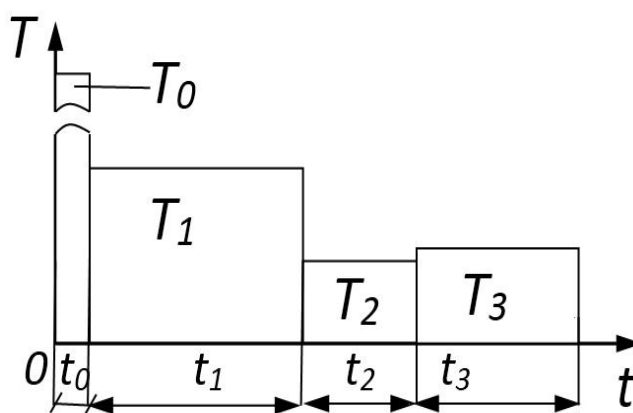


Рис. 2.8. Циклограмма нагружения колеса

Вращающие моменты T_i и соответствующие им частоты вращения вала n_i с зубчатым колесом: $T_0 = 690 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_1 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_3 = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n_0 = 4 \text{ мин}^{-1}$, $n_1 = n_2 = n_3 = 300 \text{ мин}^{-1}$. При этом $t_0 = 0,002 \cdot t_u$, $t_1 = 0,4 \cdot t_u$, $t_2 = 0,25 \cdot t_u$, $t_3 = 0,348 \cdot t_u$, где t_u – общее время цикла.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Назовите область применения, преимущества и недостатки конических зубчатых передач.
2. Назовите типы конических колес.
3. Назовите основные геометрические параметры конических зубчатых передач.
4. Какие силы действуют в коническом зубчатом зацеплении?
5. Чем отличаются расчеты по контактным напряжениям и напряжениям изгиба для конической передачи?

3.1. Краткие теоретические сведения

Конические зубчатые передачи применяют для передачи вращения между валами с пересекающимися осями.

Возможность передачи вращения под углом является основным преимуществом конической передачи, т. к. условия компоновки привода часто требуют такого решения. При этом коническая передача обладает рядом недостатков. Для нарезания конических колес необходимы специальные станки и инструменты. Конические передачи сложнее в монтаже по сравнению с цилиндрическими. Им нужна регулировка для обеспечения совпадения вершин делительных конусов. Возникающие осевые силы дополнительно нагружают подшипники качения. Из-за пересечения осей валов как минимум одно из колес должно располагаться консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Поэтому в конических прямозубых передачах нагрузочная способность составляет 85 % от нагрузочной способности цилиндрических передач и их используют, как правило, в качестве быстроходной ступени приводов.

В зависимости от формы зуба конические передачи бывают с прямыми (рис. 3.1, а) и непрямыми зубьями (рис. 3.1, б–в).

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач являются начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 . При коэффициентах смещения инструмента $x_1 + x_2 = 0$ начальные и делительные конусы совпадают. Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют дополнительными; сечение зубьев дополнительным конусом – торцовым. Различают внешнее e и среднее m торцовые сечения (рис. 3.2). Размеры по внешнему торцу удобны для измерения, их проставляют на чертеже. Размеры по среднему сечению используют для расчета прочности.

а)



б)



в)

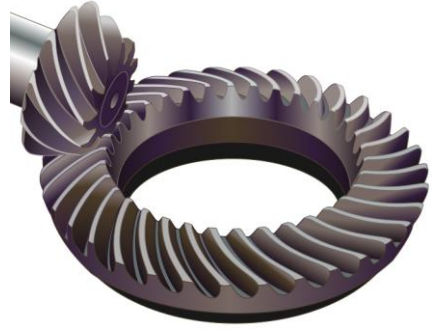


Рис. 3.1. Виды конических зубчатых передач: а – с прямым зубом; б – с тангенциальным зубом; в – с круговым зубом

К геометрическим параметрам передачи относят:

- угол Σ между осями колес (межосевой угол). Теоретически он может быть равным $10...170^\circ$. Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$;
- углы делительных конусов δ_1 и δ_2 ;
- внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния;
- ширина зубчатого венца b_w .

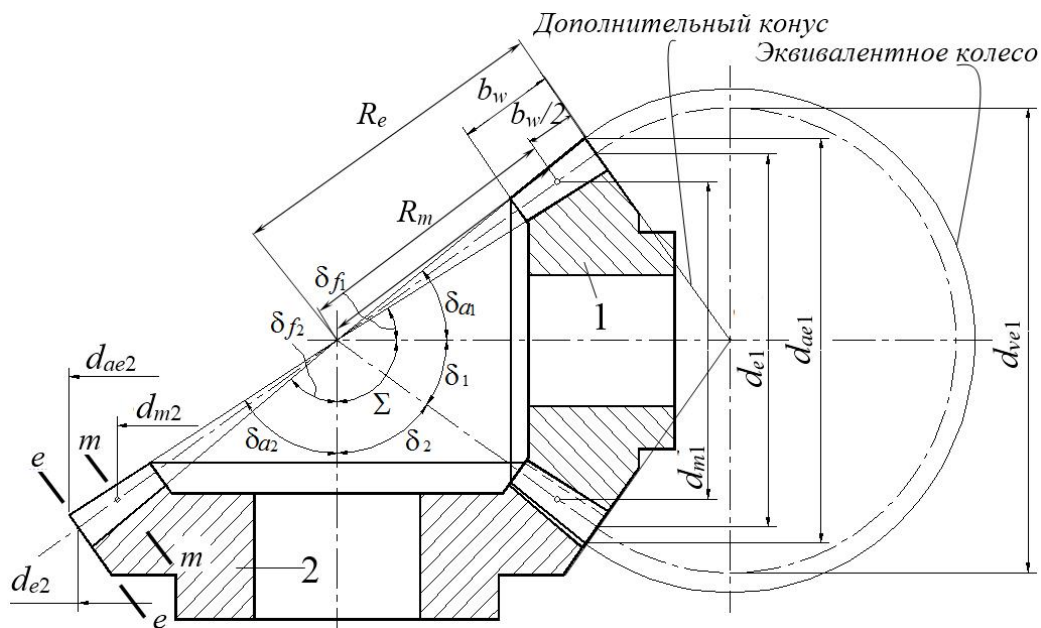


Рис. 3.2. Схема конической передачи: 1 – шестерня; 2 – колесо

Для прямозубых передач торцовое t и нормальное n сечения совпадают. При этом модули $m_{te} = m_{ne}$ и их округляют до стандартного значения модуля (см. табл. 2.1).

В коническом зацеплении действуют следующие составляющие нормальной силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a . Они определяются по формулам:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\delta_1); \quad (3.1)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \sin(\delta_1),$$

где α_w – угол зацепления (для стандартных передач $\alpha_w = 20^\circ$).

Силы в зацеплении для колес с круговым зубом

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}};$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\delta_1) \pm \sin(\beta_n) \cdot \sin(\delta_1)); \quad (3.2)$$

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \sin(\delta_1) \pm \sin(\beta_n) \cdot \cos(\delta_1)),$$

где β_n – угол наклона линии зуба.

Верхний знак – при наблюдении с внешнего торца направления момента и винтовой линии совпадают.

3.2. Пример решения задачи

3.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассчитаем быстроходную коническую передачу редуктора в составе привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1), энерго-кинематический расчет которого приведен в подразделе 1.2 а тихоходная цилиндрическая косозубая передача рассчитана в подразделе 2.2. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод неререверсивный. Степень точности изготовления колес – 7-я. Допускается кратковременная трехкратная перегрузка.

Из табл. 2.4 результатов энерго-кинематического расчета привода устанавливаем частоты вращения шестерни и колеса: $n_1 = 200,64 \text{ мин}^{-1}$,

$n_2 = 66,85 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение конической передачи равно 3. Вращающие моменты на валах шестерни и колеса $T_1 = 79,8 \text{ Н·м}$ и $T_2 = 227,4 \text{ Н·м}$ соответственно.

3.2.2. Выбор материалов, термообработки и допускаемых напряжений

Для изготовления колеса и шестерни выбираем тот же материал, что и для тихоходной ступени – сталь 40Х. Назначаем термообработку (см. табл. 2.3):

- для колеса – улучшение до 230...260 HB;
- для шестерни – азотирование поверхности зубьев до твёрдости поверхности 50...59 HRC (твёрдость сердцевины зуба 26...30 HRC), $\sigma_B = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 800 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения.

Принимаем коэффициент безопасности согласно рекомендациям, приведенным в пояснениях к формуле (2.2): $S_{H1} = 1,2$, $S_{H2} = 1,1$.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim}^0$ определяем по табл. 2.4. Для шестерни и колеса соответственно

$$\sigma_{H \lim 1}^0 = 880 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{m2} + 35 = 1,8 \cdot 245 + 35 = 476 \text{ МПа},$$

где HB_{m2} – среднее значение твердости поверхности колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля, $\text{HB}_{m2} = 245$.

Базовое число циклов для колеса N_{HG2} находим по формуле (2.4) для зубчатых колес с твердостью поверхности менее 350 HB:

$$N_{HG2} = 30 \cdot \text{HB}_m^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7.$$

Для шестерни среднее значение твердости поверхности в единицах по Рокуэллу вычисляем по формуле (2.5):

$$\text{HRC}_{m1} = \frac{\text{HRC}_{\min} + \text{HRC}_{\max}}{2} = \frac{50 + 59}{2} = 54,5.$$

По графику на рис. 2.3 определяем, что 54,5 HRC = 540 HB. Тогда по формуле (2.4)

$$N_{HG1} = 30 \cdot \text{HB}^{2,4} = 30 \cdot 540^{2,4} = 10,8 \cdot 10^7.$$

Ресурс работы передачи, как и всего привода, в часах находим по формуле (2.6):

$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч.}$$

Эквивалентное число циклов для шестерни и колеса по формулам (2.7) и (2.8) соответственно

$$N_{HE1} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 200,64 \cdot 20400 = 6,14 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 2,05 \cdot 10^7,$$

где μ_H – коэффициент режима работы, $\mu_H = 0,25$ (см. табл. 2.5), т. к. задан средний равновероятный режим работы II; c – количество колес, находящихся в зацеплении с данным колесом (шестерней), $c = 1$.

Определяем коэффициенты долговечности по формуле (2.3) для шестерни и колеса соответственно:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{10,8 \cdot 10^7}{6,14 \cdot 10^7}} = 1,099; \quad Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{2,05 \cdot 10^7}} = 0,99.$$

Проверяем выполнение нескольких условий. Коэффициенты Z_N не могут быть меньше единицы ($Z_N \geq 1$). При этом должны выполняться неравенства: $Z_H \leq 2,6$, если $S_H = 1,1$, и $Z_H \leq 1,8$, если $S_H = 1,2$.

Принимаем $Z_{N1} = 1,099$, $Z_{N2} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2) для шестерни и колеса соответственно:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{880}{1,2} \cdot 1,099 = 805,9 \text{ МПа}; \quad [\sigma_H]_2 = \frac{506}{1,1} \cdot 1 = 460 \text{ МПа.}$$

Находим среднее допускаемое напряжение по формуле (2.9):

$$[\sigma_H]_m = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{805,9 + 460}{2} = 633 \text{ МПа.}$$

Предельные значения допускаемых контактных напряжений для конических передач $[\sigma_H]_n = 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min}$, где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

$$[\sigma_H]_n = 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 1,15 \cdot 460 = 529 \text{ МПа.}$$

В качестве допускаемых контактных напряжений для передачи принимаем минимальное значение из двух: $[\sigma_H]_m$ и $[\sigma_H]_n$.

Окончательно $[\sigma_H] = 529$ МПа.

Допускаемые напряжения изгиба.

Твердость сердцевины шестерни была задана 26...30 HRC. Среднее значение сердцевины шестерни (принято 26...30 HRC) по формуле (2.11)

$$\text{HRC}_{c.p1} = \frac{\text{HRC}_{c \min 1} + \text{HRC}_{c \max 1}}{2} = \frac{26 + 30}{2} = 28.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F \lim}^0$ (табл. 2.6)

$$\sigma_{F \lim 1}^0 = 12 \cdot 28 + 300 = 636 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{mc2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа},$$

где HB_{mc2} – среднее значение твердости сердцевины колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля ($\text{HB}_{mc2} = \text{HB}_{m2} = 245$, т. к. у колеса термообработка по объему (улучшение) и твердость поверхности равна твердости сердцевины).

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для шестерни по формуле (2.13)

$$N_{FE1} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_\Sigma = 0,1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 200,64 \cdot 20400 = 2,4 \cdot 10^7,$$

где μ_{F1} – коэффициент режима работы для шестерни при действии напряжений изгиба (по табл. 2.5). В данном примере $\mu_{F1} = 0,1$ – для шестерни, $\mu_{F2} = 0,143$ – для колеса.

Эквивалентное число циклов для колеса по формуле (2.14)

$$N_{FE2} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_\Sigma = 0,143 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 1,17 \cdot 10^7.$$

Коэффициенты долговечности по формуле (2.12) для шестерни и колеса соответственно

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,4 \cdot 10^7}} = 0,819; \quad Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,17 \cdot 10^7}} = 0,836.$$

При твердости поверхности колес $\text{HB} \leq 350$ должно выполняться условие $1 \leq Y_N \leq 4$. Таким образом, $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

Для шестерни и колеса коэффициент, учитывающий влияние двух-

стороннего приложения нагрузки, $Y_A = 1$, т. к. передача неревверсивная.

Для шестерни коэффициент безопасности $S_{F1} = 1,75$ (азотирование), а для колеса $S_{F2} = 1,75$ (улучшение).

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса определяем отдельно по формуле (2.10):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{636}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 363 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = \frac{441}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 252 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при перегрузках.

Как и для цилиндрических зубчатых передач, для шестерни, у которой средняя твердость поверхности определена по формуле (2.5), получаем $[\sigma_H]_{\max 1} = 35 \cdot \text{HRC} = 35 \cdot 54,5 = 1907 \text{ МПа}$.

Для колеса $[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}$ ($\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ по табл. 2.3).

Максимальные допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле (2.15) для шестерни и колеса соответственно:

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,5 \cdot 636 \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 954 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,5 \cdot 441 \cdot 4 \cdot 1,3 = 1147 \text{ МПа}.$$

3.2.3. Проектный расчёт конической передачи

Выбираем тип зубьев (см. рис. 3.1), т. к. он не задан. Наибольшее распространение получили конические передачи с круговым зубом в связи с тем, что они имеют большую нагрузочную способность. Принимаем круговой тип зуба.

Внешний диаметр делительной окружности колеса определяем по формуле

$$d_{e2} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}, \quad (3.3)$$

где u – передаточное число передачи ($u = 3$ согласно заданию); E_{np} – приведенный модуль упругости, определяемый по выражению, поясняющему формулу (2.27); для стальных колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; T_2 – момент на тихоходном валу редуктора, Н·м; согласно результатам энергокинематического расчета $T_2 = 227,4 \text{ Н·м}$ (см. табл. 1.4); K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендованное значение $K_{be} = 0,285$; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации

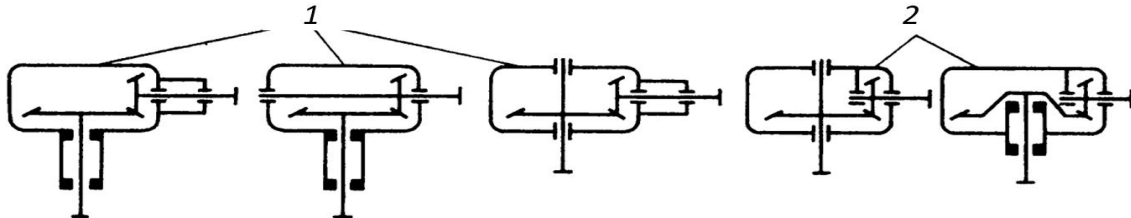
нагрузки; θ_H – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической.

Для определения коэффициента $K_{H\beta}$ находим параметр s_{be} :

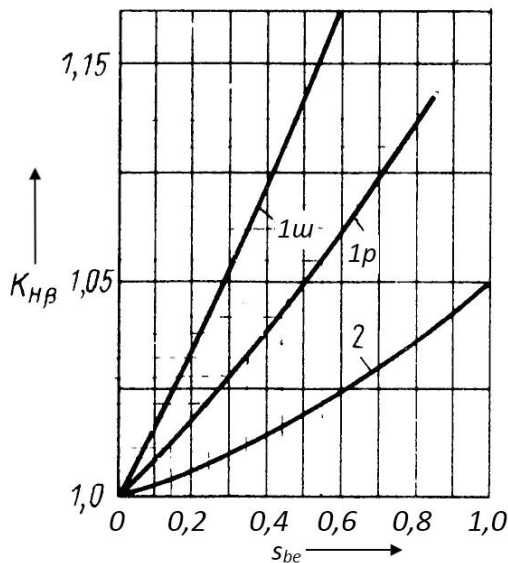
$$s_{be} = \frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3}{2 - 0,285} = 0,499. \quad (3.4)$$

Анализируя заданную схему привода и расположение конической передачи редуктора в ней (см. рис. 1.1), по рис. 3.3, а устанавливаем, что имеем схему № 1 (крайнюю правую из трех возможных). Предварительно полагая, что опоры в передаче шариковые, используем график на рис. 3.3, в.

а)



б)



в)

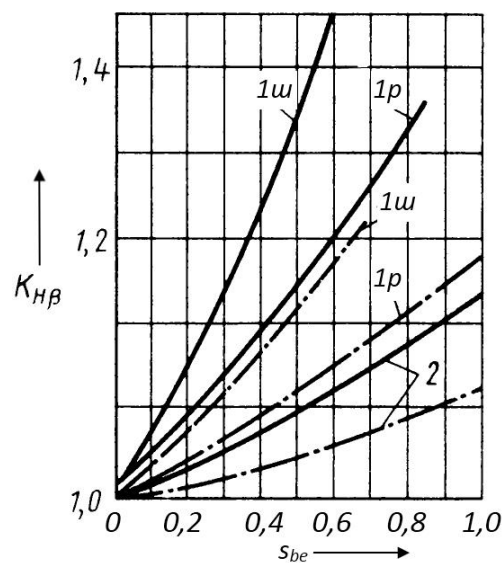


Рис. 3.3. К определению коэффициента $K_{H\beta}$ для конических передач: а – схемы расположения конических колес; б – коэффициенты $K_{H\beta}$ для обоих колес с твердостью поверхности $> 350 \text{ HB}$; в – для колес (хотя бы одного) с твердостью поверхности $\leq 350 \text{ HB}$; 1 – первая схема; 2 – вторая схема; 1ш, 1р – для первой схемы с шариковыми и роликовыми подшипниками соответственно; 2ш, 2р – для второй схемы с шариковыми и роликовыми подшипниками соответственно; сплошные линии – для прямозубых передач и передач с тангенциальным зубом; штрихпунктирные линии – для передач с круговым зубом

Примечание. Важно отметить, что для передач с круговым зубом, у которых твердость колеса менее 350 HB , необходимо принимать $K_{H\beta} = 1,0$, что и соответствует рассматриваемому случаю.

Опытный коэффициент θ_H определяем по табл. 3.1.

Табл. 3.1. Опытные коэффициенты для расчета прочности

Коэффициент	Тип зубьев	Твердость поверхности		
		у обоих колес ≤ 350 HB	у шестерни ≥ 45 HRC; у колеса ≤ 350 HB	у обоих колес ≥ 45 HRC
θ_H	Круговые	$1,22 + 0,21 \cdot u$	$1,13 + 0,13 \cdot u$	$0,81 + 0,15 \cdot u$
	Прямые и тангенциальные	0,85		
θ_F	Круговые	$0,94 + 0,08 \cdot u$	$0,85 + 0,04 \cdot u$	$0,65 + 0,11 \cdot u$
	Прямые и тангенциальные	0,85		

Имеем

$$\theta_H = 1,13 + 0,13 \cdot 3 = 1,52.$$

Тогда по формуле (3.3)

$$d'_{e2} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 227,4 \cdot 3 \cdot 1}{1,52 \cdot 529^2 \cdot (1 - 0,285) \cdot 0,285}} = 201 \text{ мм.}$$

Штрих (в обозначении d_{e2} и далее) означает предварительное значение данного параметра, которое впоследствии будет уточнено.

Внешнее конусное расстояние (предварительно)

$$R'_e = \frac{0,5 \cdot d'_{e2} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{u} = \frac{0,5 \cdot 201 \cdot \sqrt{3^2 + 1}}{3} = 105,94 \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Предварительно определяем ширину колеса:

$$b'_w = K_{be} \cdot R'_e = 0,285 \cdot 105,94 = 30,193 \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Находим геометрические параметры колес. Углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg(u) = \arctg(3) = 1,249 \text{ рад, } \delta_2 = 71,57^\circ; \quad (3.7)$$

$$\delta_1 = \frac{\pi}{2} - \delta_2 = \frac{3,142}{2} - 1,249 = 0,322 \text{ рад, } \delta_1 = 18,43^\circ. \quad (3.8)$$

Внешний делительный диаметр шестерни (предварительно)

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u} = \frac{201}{3} = 67 \text{ мм.} \quad (3.9)$$

Определяем среднее конусное расстояние (предварительно):

$$R'_m = R'_e - 0,5 \cdot b'_w = 105,94 - 0,5 \cdot 30,193 = 90,843 \text{ мм.} \quad (3.10)$$

Средний делительный диаметр шестерни (предварительно)

$$d'_{m1} = \frac{d'_{e1} \cdot R'_m}{R'_e} = \frac{67 \cdot 90,843}{105,94} = 57,452 \text{ мм.} \quad (3.11)$$

Предварительно определяем число зубьев шестерни без учета используемых материалов по графикам на рис. 3.4.

По графику на рис. 3.4, б при $u = 3$ и $d'_{e1} = 67 \text{ мм}$ $z'_1 \approx 14$.

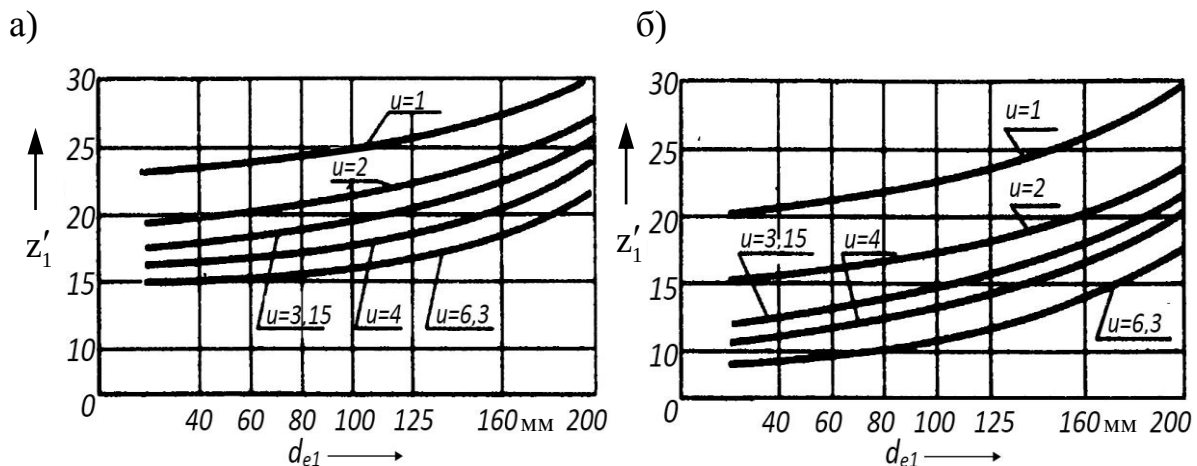


Рис. 3.4. Графики для предварительного определения числа зубьев конической шестерни: а – для прямозубых передач и передач с тангенциальным зубом; б – для передач с круговым зубом

Далее число зубьев шестерни уточняем по формулам из табл. 3.2 и округляем до целого числа с учетом условия, что $z_1 \geq 17$.

$$z_1 = 1,3 \cdot z'_1 = 1,3 \cdot 14 = 18,2.$$

Окончательно принимаем $z_1 = 18 \geq 17$.

Табл. 3.2. Числа зубьев шестерни конической передачи

Термообработка колес	z_1
У обоих колес ≤ 350 HB	$z_1 = 1,6 \cdot z'_1$
У шестерни ≥ 45 HRC, у колеса ≤ 350 HB	$z_1 = 1,3 \cdot z'_1$
У обоих колес ≥ 45 HRC	$z_1 = z'_1$

Определяем торцовый модуль в среднем сечении:

$$m'_{tm} = \frac{d'_{m1}}{z_1} = \frac{57,452}{18} = 3,192 \text{ мм.} \quad (3.12)$$

Выбираем значение угла наклона линии зуба. Для колес с тангенциальным зубом рекомендуется $\beta_n \leq 25 \dots 30^\circ$, для колес с винтовым зубом $\beta_n = 34 \dots 36^\circ$. Принимаем значение угла $\beta_n = 35^\circ$.

Определяем нормальный модуль в среднем сечении:

$$m'_{nm} = m'_{tm} \cdot \cos(\beta_n) = 3,192 \cdot \cos(35^\circ) = 2,615 \text{ мм.} \quad (3.13)$$

Назначаем ближайший больший стандартный модуль по табл. 2.1 из предпочтительного первого ряда $m_{nm} = 3$ мм. Тогда, преобразуя формулу (3.13), получаем

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos(\beta_n)} = \frac{3}{\cos(35^\circ)} = 3,662 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

Из формулы (3.12)

$$z_1 = \frac{d'_{m1}}{m_{tm}} = \frac{57,452}{3,662} = 15,69. \quad (3.15)$$

При округлении получаем $z_1 = 16$. Однако из условия отсутствия подрезания $z_1 \geq 17$. Окончательно принимаем $z_1 = 17$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 17 \cdot 3 = 51. \quad (3.16)$$

В случае необходимости (при дробном значении передаточного отношения) число z_2 также округляем до целого значения.

Для колес с непрямыми зубьями в интервале чисел зубьев 100...200 рекомендовано выбирать только колеса с числом зубьев, которое можно

разложить на множители. Так, например, колесо с $z = 107$ не следует конструировать, т. к. для его изготовления придется делать специальное колесо на делительную гитару станка.

Проверяем фактическое передаточное число:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3. \quad (3.17)$$

В случае, если фактическое число отличается от заданного, необходимо скорректировать значения углов делительных конусов δ_1 и δ_2 по формуле (3.7).

Определяем средние делительные диаметры:

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot z_1 = 3,662 \cdot 17 = 62,25 \text{ мм}; \quad (3.18)$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot z_2 = 3,662 \cdot 51 = 186,762 \text{ мм}. \quad (3.19)$$

3.2.4. Проверочный расчёт конической передачи

Выполняем проверочный расчёт передачи по контактным напряжениям по следующей формуле:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (3.20)$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·м; K_H – коэффициент расчетной нагрузки; α_w – угол зацепления, $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Коэффициент расчетной нагрузки при проектном расчете для конических передач определяем по формуле

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (3.21)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, найден ранее (см. примечание к рис. 3.3), $K_{H\beta} = 1,0$; $K_{H\alpha}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости зубчатых колес.

Находим окружную скорость колес:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 62,25 \cdot 10^{-3} \cdot 200,64}{60} = 0,654 \text{ м/с}. \quad (3.22)$$

По табл. В.1 с учетом заданной 7-й степени точности изготовления колес принимаем $K_{H\alpha} = 1,0$, т. к. окружная скорость менее 1 м/с. По формуле (3.21) получаем

$$K_H = 1 \cdot 1 = 1.$$

Контактные напряжения по формуле (3.20), округлив значение ширины зубчатого венца (формула (3.6)) до целого числа $b_w = 30$ мм,

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 79,8 \cdot 10^3 \cdot 1}{1,52 \cdot 62,25^2 \cdot 30 \cdot \sin(40^\circ)}} \cdot \left(\frac{\sqrt{3^2 + 1}}{3} \right) = 465,35 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = 465,35 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 529 \text{ МПа.}$$

Условие контактной прочности соблюдается. Недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{529 - 465,35}{529} \cdot 100 \% = 12,03 \%, \quad (3.23)$$

что не превышает допустимого значения (20 %).

Выполняем проверочный расчёт передачи по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b_w \cdot m_{nm}} \leq [\sigma_F], \quad (3.24)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; θ_F – опытный коэффициент; Y_{FS} – коэффициент формы зуба.

Коэффициент расчётной нагрузки K_F определяем по формуле

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (3.25)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 \cdot (1 - 1) = 1,0. \quad (3.26)$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} определяем по табл. В.1. При этом для прямозубой конической передачи и для передачи с тангенциальным зубом точность понижается на одну степень по сравнению с фак-

тической. Для передач с круговым зубом – как для косозубой цилиндрической с той же степенью точности.

Так как окружная скорость, определенная по формуле (3.22), меньше 1 м/с, принимаем $K_{F0} = 1,0$. По формуле (3.25) получаем $K_F = 1 \cdot 1 = 1$.

Опытный коэффициент находим по табл. 3.1:

$$\theta_F = 0,85 + 0,04 \cdot u = 0,85 + 0,04 \cdot 3 = 0,97.$$

Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса соответственно

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1) \cdot \cos^3(\beta_n)} = \frac{17}{\cos(18,43^\circ) \cdot \cos^3(35^\circ)} = 32,604; \quad (3.27)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2) \cdot \cos^3(\beta_n)} = \frac{51}{\cos(71,57^\circ) \cdot \cos^3(35^\circ)} = 293,371. \quad (3.28)$$

В конических передачах с $u > 1$ для повышения сопротивления заданию рассчитываем коэффициенты смещения по формуле ЭНИМС [1]:

$$x_{n1} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(\beta_n)}{z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{3^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(35^\circ)}{17}} = 0,32 \leq 1,0; \quad (3.29)$$

$$x_{n1} = -x_{n1} = -0,32. \quad (3.30)$$

При этом суммарное смещение равно нулю. По графику на рис. 2.6 определяем: для шестерни $Y_{FS1} = 3,71$, для колеса $Y_{FS2} = 3,8$.

Находим отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_{FS}}$ для шестерни и колеса соответственно:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{FS1}} = \frac{363}{3,71} = 97,84 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{FS2}} = \frac{252}{3,8} = 66,32 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчёт ведем по колесу, т. к. значение отношения меньше. Рассчитываем силы, действующие в зацеплении, по формулам (3.2):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 79,8}{62,25 \cdot 10^{-3}} = 2564 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\delta_1) + \sin(\beta_n) \cdot \sin(\delta_1)) =$$

$$= \frac{2564}{\cos(35^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(18,43^\circ) + \sin(35^\circ) \cdot \sin(18,43^\circ)) = 1648 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_n) \cdot \cos(\delta_1)) =$$

$$= \frac{2564}{\cos(35^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \sin(18,43^\circ) + \sin(35^\circ) \cdot \cos(18,43^\circ)) = 2063 \text{ Н}.$$

По формуле (3.24) получаем

$$\sigma_F = \frac{3,8 \cdot 2564 \cdot 1}{0,97 \cdot 30 \cdot 3} = 111,61 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 252 \text{ МПа}.$$

Условие изгибной прочности соблюдается.

Передача недогружена по напряжениям изгиба более чем в два раза. При практических расчетах необходимо уменьшить значение стандартного модуля m_n и заново провести проектный и проверочный расчеты, чтобы недогрузка не превышала 80 %. В данном случае (для учебного примера) значительная недогрузка не корректируется, т. к. расчет на напряжения изгиба неосновной.

Выполняем проверочный расчет на заданную перегрузку. Согласно исходным данным допускается трехкратная перегрузка ($K_H = 3$).

Тогда максимальные контактные напряжения определяем по формуле (2.42):

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_H} = 465,35 \cdot \sqrt{3} = 806 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1540 \text{ МПа}.$$

Максимальные напряжения изгиба (по наиболее слабому элементу – колесу) находим по формуле (2.43):

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_H = 111,61 \cdot 3 = 334,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 1147 \text{ МПа}.$$

Так как выполняются оба условия – прочность при перегрузках обеспечена.

3.2.5. Расчет геометрии передачи и оформление результатов расчетов

Определяем геометрические параметры для построения чертежей шестерни и колеса.

Среднее конусное расстояние

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{62,25}{2 \cdot \sin(18,43^\circ)} = 98,426 \text{ мм.} \quad (3.31)$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w = 98,426 + 0,5 \cdot 30 = 113,426 \text{ мм.} \quad (3.32)$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_m} = \frac{62,25 \cdot 113,426}{98,426} = 71,737 \text{ мм.} \quad (3.33)$$

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{71,737}{17} = 4,22 \text{ мм.} \quad (3.34)$$

Внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 4,22 \cdot 51 = 215,22 \text{ мм.} \quad (3.35)$$

Результаты расчетов сводим в табл. 3.3.

Табл. 3.3. Параметры конической зубчатой передачи

Параметр	Шестерня 1	Колесо 2
Число зубьев z	17	51
Модуль средний нормальный m_{nm} , мм	3	
Модуль средний окружной m_{tm} , мм	3,662	
Модуль внешний окружной m_{te} , мм	4,22	
Фактическое передаточное число $u = z_2/z_1$	3	
Среднее конусное расстояние R_m , мм	98,426	
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	113,426	
Углы делительных конусов δ°	18,43°	71,57°
Угол наклона линии зуба β_n°	35°	
Средний делительный диаметр d_m , мм	62,25	186,762
Внешний делительный диаметр d_e , мм	71,737	215,22
Ширина зубчатого венца b_w , мм	30	
Коэффициент смещения x_n	0,32	-0,32

3.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести проектный расчет закрытой конической зубчатой передачи с круговым зубом, если частоты вращения на входном валу $n_1 = 1600 \text{ мин}^{-1}$, на выходном валу $n_2 = 800 \text{ мин}^{-1}$. Оси ведущего и ведомого валов пересекаются по углом 90° . Вращающий момент на ведущем валу $T_2 = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 500 \text{ МПа}$. Степень точности изготовления колес – 8-я. Материал колес – сталь 45 с улучшением. Твердость поверхности у обоих колес $\leq 350 \text{ НВ}$.

Задача 2. Определить напряжения изгиба, действующие в закрытой конической передаче с круговым зубом ($\beta_n = 32^\circ$). Заданными являются: частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 140 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 119 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Число зубьев колеса $z_2 = 80$, ширина колес $b_w = 48 \text{ мм}$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$, коэффициент $K_{H\beta} = 1,0$.

Задача 3. Определить контактные напряжения, действующие в закрытой конической передаче с круговым зубом ($\beta_n = 32^\circ$). Заданными являются: частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 130 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 60 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Число зубьев колеса $z_2 = 80$, ширина колес $b_w = 54 \text{ мм}$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$. Твердость колеса 260 НВ, степень точности колес – 7-я.

Задача 4. Определить силы, действующие в коническом зубчатом зацеплении с круговым зубом ($\beta_n = 35^\circ$). Вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Частоты вращения ведущего и ведомого валов передачи $n_1 = 60 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 190 \text{ мин}^{-1}$. Число зубьев шестерни $z_1 = 32$, нормальный модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоит червячная передача?
2. Назовите разновидности червячных передач.
3. В чем преимущества и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
4. Почему КПД червячной передачи меньше, чем у зубчатой?
5. Как определяются силы в червячной передаче?
6. По каким критериям работоспособности (по каким напряжениям) рассчитывают червячную передачу?
7. Какие материалы применяют для изготовления основных элементов червячной передачи?
8. Какой расчет, кроме расчетов на контактные напряжения и напряжения изгиба, для червячных передач является обязательным?

4.1. Краткие теоретические сведения

Червячная передача служит для передачи вращения между валами с перекрещивающимися осями. Она состоит из червяка и колеса (рис. 4.1).

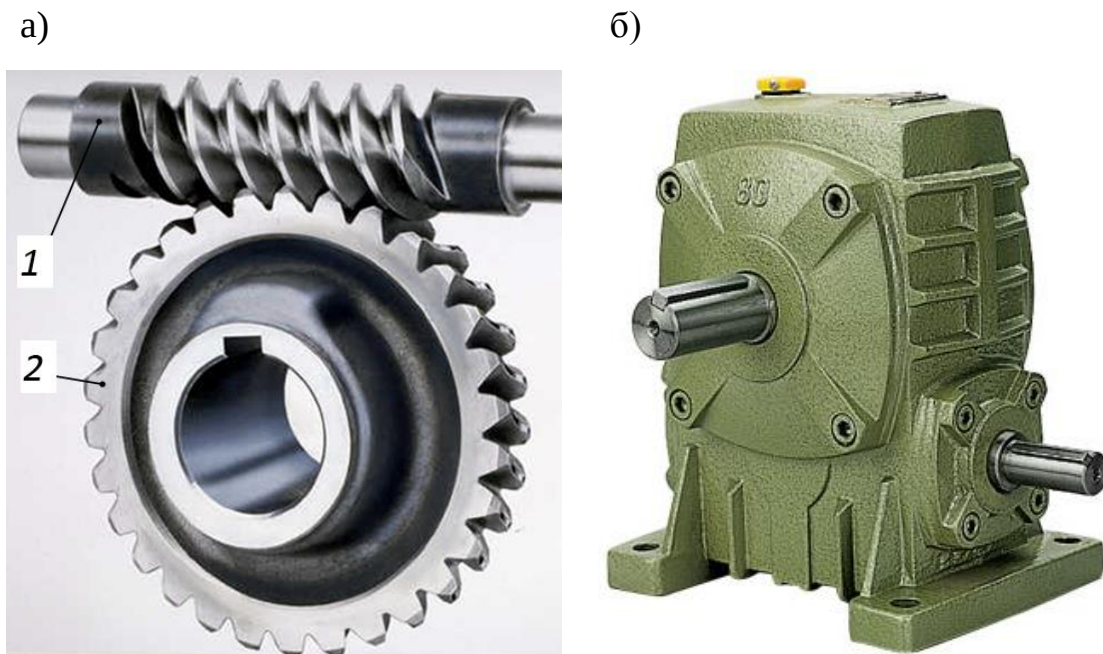


Рис. 4.1. Червячная передача: а – основные элементы; б – червячный редуктор; 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Ее преимуществами являются возможность получения больших значений передаточных отношений (8...60, в редких случаях до 300), бес-

шумность и наличие самоторможения. Недостатки – низкий КПД (около 70 %) из-за скольжения, нагрев передачи и наличие в конструкции дорогостоящих материалов (бронзы).

Червяки изготавливают из стали. По форме поверхности расположения витков они бывают цилиндрические и глобоидные; по форме профиля витков – эвольвентные и архимедовы. Червячные передачи могут быть с верхним, нижним и боковым расположениями червяка. Для экономии дорогостоящих материалов червячное колесо, как правило, делают составным: венец устанавливается на ступицу. Из бронзы изготавливается венец червячного колеса.

Силы (окружные t , радиальные r и осевые a) в червячной передаче определяют по формулам:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}; \quad F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (4.1)$$

где d_1 – делительный диаметр червяка; α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

В формулах (4.1) и далее индекс «1» обозначает принадлежность параметра червяку, индекс «2» – червячному колесу.

Червячные передачи, как и зубчатые, рассчитывают на контактные напряжения и напряжения изгиба. Расчет на контактные напряжения является основным. Из-за высокого нагрева для червячных передач дополнительно осуществляют тепловой расчет.

4.2. Пример решения задачи

4.2.1. Исходные данные

По результатам энерго-кинематического расчета привода установлено, что необходимо спроектировать червячную передачу. Частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 45,31 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение $i = 32$ ($i = n_1/n_2$). Вращающие моменты на валах $T_1 = 27,68 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_2 = 620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ определены с учетом принятого $\eta = 0,7$.

Режим работы (как и в примере в подразделе 1.2) двухсменный, срок службы – 5 лет. Режим нагружения средний равновероятный.

4.2.2. Определение материалов и допускаемых напряжений

1. Определяем число заходов червяка (табл. 4.1) и число зубьев червячного колеса.

Табл. 4.1. Числа заходов червяка

Передаточное отношение i	Рекомендуемое число заходов червяка z_1
8...14	4
15...29	2
≥ 30	1

Принимаем $z_1 = 1$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot i = 1 \cdot 32 = 32. \quad (4.2)$$

2. Вычисляем скорость скольжения по формуле

$$v_{ск} \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1450 \cdot \sqrt[3]{620} = 5,564 \text{ м/с}. \quad (4.3)$$

3. Выбираем в качестве материала червяка сталь 40Х, закалка до 54 HRC, витки шлифованные и полированные.

По табл. 4.2 выбираем материал для зубьев червячного колеса.

Принимаем материал червячного колеса — оловянная бронза БрО10Ф1 (отливка в песок).

Табл. 4.2. Выбор материала зубьев червячного колеса

Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с	Группа материалов	Марка материала	Способ отливки	σ_T , МПа	σ_B , МПа
5...25	1 (оловянные бронзы)	БрО10Ф1	В песок	120	200
		БрО10Ф1	В кокиль	150	260
		БрО10Н1Ф1	Центробежный	170	290
2...5	2 (алюминиево-железистые бронзы)	БрА9Ж4	В песок	200	400
≤ 2	3 (чугун серый)	СЧ15	—		320*
		СЧ18	—		360*
		СЧ20	—		400*

Примечание. * — у чугунов приведен предел прочности при сжатии при изгибе.

4. Определяем допускаемые контактные напряжения.

Допускаемые контактные напряжения зависят от группы материала червячного колеса.

4.1. Алгоритм для передач с колесами из материалов *первой группы*.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ при базовом числе циклов 10^7 , если червяк шлифуется и полируется,

$$[\sigma_H]_0 = (0,85 \dots 0,9) \cdot \sigma_B, \quad (4.4)$$

где σ_B – предел прочности (см. табл. 4.2);
если червяк не подвергается финишной обработке,

$$[\sigma_H]_0 = 0,75 \cdot \sigma_B. \quad (4.5)$$

Определяем коэффициент, учитывающий скорость скольжения, по табл. 4.3.

Табл. 4.3. К определению коэффициента C_v

$v_{ск}, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Находим эквивалентное число циклов нагружения по формуле

$$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} \leq 25 \cdot 10^7, \quad (4.6)$$

где t_{Σ} – ресурс работы передачи в часах (определяется по формуле (2.6));
 μ_H – коэффициент режима работы (табл. 4.4).

Табл. 4.4. К определению коэффициентов μ_H и μ_F

Типовой режим нагружения	μ_H	μ_F
0 (постоянный)	1,0	1,0
I (тяжелый)	0,416	0,2
II (средний равновероятный)	0,2	0,1
III (средний нормальный)	0,121	0,04
IV (легкий)	0,081	0,016
V (особо легкий)	0,034	0,004

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leq 1,15. \quad (4.7)$$

Допускаемые контактные напряжения для материалов *первой группы*

$$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (4.8)$$

где $[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot \sigma_T$.

В рассматриваемом примере (червяк шлифуется и полируется)

$$[\sigma_H]_0 = 0,87 \cdot \sigma_B = 0,87 \cdot 200 = 174 \text{ МПа.}$$

По табл. 4.3 $C_v = 0,91$.

По формуле (2.6)

$$t_\Sigma = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч.}$$

По табл. 4.4 $\mu_H = 0,2$ и формуле (4.6)

$$N_{HE} = 0,2 \cdot 60 \cdot 45,31 \cdot 20400 = 1,109 \cdot 10^7 \leq 25 \cdot 10^7.$$

По формуле (4.7)

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1,109 \cdot 10^7}} = 0,987 \leq 1,15.$$

$$[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot 120 = 360 \text{ МПа.}$$

По формуле (4.8) получаем

$$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} = 0,91 \cdot 174 \cdot 0,987 = 156,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max}.$$

4.2. Алгоритм для передач с колесами из материалов *второй группы*.

Допускаемые напряжения при твердости поверхности витков червяка $\geq 45 \text{ HRC}$

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (4.9)$$

где для второй группы материалов $[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot \sigma_T$.

Если твердость поверхности витков червяка $\geq 45 \text{ HRC}$,

$$[\sigma_H] = 250 - 25 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}. \quad (4.10)$$

4.3. Для передач с колесами из материалов *третьей группы*

$$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1,65 \cdot \sigma_B. \quad (4.11)$$

5. Определяем *допускаемые напряжения изгиба*.

Эквивалентное число циклов нагружения (по напряжениям изгиба)

$$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 0,1 \cdot 60 \cdot 45,31 \cdot 20400 = 5,5 \cdot 10^6, \quad (4.12)$$

где $\mu_F = 0,1$ (см. табл. 4.4).

Проверяем выполнение условия $10^5 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7$. Условие выполняется.

Коэффициент долговечности по напряжениям изгиба

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{5,5 \cdot 10^6}} = 1,07. \quad (4.13)$$

Допускаемые напряжения изгиба для материалов первой и второй групп

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T. \quad (4.14)$$

Допускаемые напряжения изгиба для материалов третьей группы

$$[\sigma_F] = 0,225 \cdot \sigma_B \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_B. \quad (4.15)$$

В рассматриваемом случае по формуле (4.14)

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot 120 + 0,08 \cdot 200) \cdot 1,07 = 49,22 \text{ МПа}.$$

Условие $[\sigma_F] \leq [\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ выполняется, т. к.

$$49,22 \text{ МПа} \leq 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ МПа}.$$

4.2.3. Проектный расчет червячной передачи

Определяем ориентировочное значение коэффициента диаметра червяка q по формуле

$$q \approx 0,32 \cdot z_2 = 0,32 \cdot 32 = 10,24. \quad (4.16)$$

Коэффициент диаметра червяка q принимаем по табл. 4.5. Он связан с модулем m .

Принимаем предварительно $q' = 10$.

Табл. 4.5. Значения m и q

m , мм	2	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5
q	8	8; 10; 16; 12,5; 16; 20	8; 10; 14; 16; 12,5; 16; 20

При этом отношение

$$\frac{q}{z_2} = \frac{10}{32} = 0,313$$

находится в рекомендуемых пределах (0,25...0,4).

Определяем межосевое расстояние (предварительно):

$$a'_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}, \quad (4.17)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа.

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,44 \cdot 10^5 \text{ МПа},$$

где E_1 – модуль упругости материала червяка (сталь 40Х), $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; E_{cm} – модуль упругости материала зубьев червячного колеса (бронза), $E_{cm} = 1,1 \cdot 10^5$ МПа.

Можно принимать $E = (0,9 \dots 1,1) \cdot 10^5$ МПа – для бронзы, $E = (0,6 \dots 0,8) \cdot 10^5$ МПа – для чугунов марок СЧ10 и СЧ15 и $E = (8,5 \dots 1,2) \cdot 10^5$ МПа – для чугунов марок СЧ20 и СЧ25.

Тогда по формуле (4.17)

$$a'_w = 0,625 \cdot \left(\frac{10}{32} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,44 \cdot 10^5 \cdot 620 \cdot 10^3}{156,3^2 \cdot \frac{10}{32}}} = 186,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 200$ мм по табл. 2.2.

Определяем модуль m' (предварительно):

$$m' = \frac{a_w}{0,5 \cdot (q + z_2)} = \frac{200}{0,5 \cdot (10 + 32)} = 9,524 \text{ мм.} \quad (4.18)$$

По ГОСТ 19672-74 (см. табл. 4.5) назначаем ближайший больший модуль $m = 10$ мм (соответствующий принятому q) и находим необходимый коэффициент смещения:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{200}{10} - 0,5 \cdot (10 + 32) = -1,0. \quad (4.19)$$

Так как эта величина лежит в пределах $-1 \leq x \leq 1$, выбранные параметры $a_w = 200$ мм, $m = 10$ мм и $q = 10$ оставляем для данной передачи. В случае, если данное условие не выполняется, следует варьировать параметрами m , q , a_w , производя перерасчет по формулам (4.17)...(4.19), пока указанное условие для значений x не будет выполнено.

Делительные диаметры червяка и червячного колеса соответственно

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм}; \quad (4.20)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 32 \cdot 10 = 320 \text{ мм}. \quad (4.21)$$

Определяем угол подъёма винтовой линии:

$$\operatorname{tg}(\gamma) = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{10} = 0,1 \text{ рад}, \quad \gamma = 5,711^\circ. \quad (4.22)$$

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 1450}{60} = 7,588 \text{ м/с}. \quad (4.23)$$

Уточняем величину скорости скольжения:

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos(\gamma)} = \frac{7,588}{\cos(5,711^\circ)} = 7,626 \text{ м/с}. \quad (4.24)$$

Ранее скорость скольжения была рассчитана предварительно и составила $v_{ск} = 5,564$ м/с. Обратившись к табл. 4.2, убеждаемся, что первоначально принятые материалы зубьев колеса (первой группы) правильны. Для данного случая перерасчет не производим. Для материалов второй и третьей групп после вычислений по формуле (4.24) необходимо уточнить допускаемые контактные напряжения для дальнейших расчетов.

4.2.4. Проверочные расчеты червячной передачи

Проверяем прочность зубьев по контактным напряжениям по формуле

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2(\gamma)}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}}, \quad (4.25)$$

где K_H – коэффициент расчетной нагрузки; δ – угол обхвата червяка колесом, $\delta = 50^\circ = 0,873$ рад; ε_α – коэффициент торцового перекрытия, $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$. Принимаем $\varepsilon_\alpha = 1,8$ (худший случай); ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата, $\xi = 0,75$; α – угол профиля зуба ($\alpha = 20^\circ$).

Коэффициент расчетной нагрузки

$$K_H = K_F = K_v \cdot K_\beta, \quad (4.26)$$

где K_v – коэффициент динамической нагрузки; K_β – коэффициент концентрации нагрузки.

Коэффициент динамической нагрузки равен: при $v_{ск} \leq 3$ м/с $K_v = 1$; при $v_{ск} > 3$ м/с $K_v = 1 \dots 1,3$. Принимаем $K_v = 1,3$.

Коэффициент концентрации нагрузки определяем по формуле

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X), \quad (4.27)$$

где Θ – коэффициент деформации червяка (табл. 4.6); X – коэффициент режима нагрузки передачи (табл. 4.7).

Табл. 4.6. К определению коэффициента деформации червяка

Коэффициент диаметра червяка q		8	10	12,5	14	16	20
Θ	$z_1 = 1$	72	108	154	176	255	248
	$z_1 = 2$	57	86	121	140	171	197
	$z_1 = 4$	47	70	98	122	137	157

Для рассматриваемого примера $\Theta = 108$.

Табл. 4.7. Коэффициент режима нагрузки передачи

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Режим нагружения можно уточнить по табл. 4.4. Для приведенного примера режим нагружения II средний равновероятный по условию. Тогда $X = 0,5$.

Коэффициент торцового перекрытия при коэффициенте смещения x , равном нулю, можно определять по формуле

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1 - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}}{2,95}. \quad (4.28)$$

В рассматриваемом случае $x = -1$, поэтому значение $\varepsilon_a = 1,8$ принято из рекомендуемого диапазона $1,8 \dots 2,2$.

По формуле (4.27)

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X) = 1 + \left(\frac{32}{108} \right)^3 \cdot (1 - 0,5) = 1,013.$$

По формуле (4.28)

$$K_H = K_F = K_v \cdot K_\beta = 1,3 \cdot 1,013 = 1,32.$$

Контактные напряжения по формуле (4.25)

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{1,44 \cdot 10^5 \cdot 620 \cdot 10^3 \cdot 1,32 \cdot \cos^2(5,711^\circ)}{320^2 \cdot 100 \cdot 0,873 \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 144,72 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 156,3 \text{ МПа.}$$

Контактная прочность передачи обеспечена. Недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} = \frac{156,3 - 144,72}{156,3} \cdot 100 \% = 7,4 \%,$$

что менее 20 % и является допустимым.

Проверяем прочность зуба *по напряжениям изгиба* по формуле

$$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n}, \quad (4.29)$$

где F_{t2} – окружное усилие на колесе, Н; K_F – коэффициент расчётной нагрузки. По формуле (4.26) $K_F = 1,32$; Y_F – коэффициент формы зуба, за-

висящий от эквивалентного числа зубьев z_v ; b_2 – ширина зубчатого венца колеса, мм; m_n – модуль в нормальном сечении, мм.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3(\gamma)} = \frac{32}{\cos^3(5,711^\circ)} = 32,48. \quad (4.30)$$

Коэффициент Y_F определяем по табл. 4.8.

Табл. 4.8. К определению Y_F

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

Продолжение табл. 4.8

z_v	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,30	1,27	1,24

Интерполируя данные, получаем

$$Y_F = 1,71 - \frac{(1,71 - 1,64) \cdot (32,48 - 32)}{(35 - 32)} = 1,699.$$

Силы, действующие в червячной передаче, находим по формулам (4.1).

Окружное усилие на червяке F_{t1} , равное осевому усилию на червячном колесе F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 27,68}{100 \cdot 10^{-3}} = 553,6 \text{ Н.}$$

Окружное усилие на червячном колесе F_{t2} , равное осевому усилию на червяке F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 620}{320 \cdot 10^{-3}} = 3875 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 3875 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 1410 \text{ Н.}$$

Ширину червячного колеса принимаем по табл. 4.9.

Табл. 4.9. К определению параметров червячного колеса

Число заходов червяка z_1	1	2	4
b_2	$0,355 \cdot a_w$		$0,315 \cdot a_w$
d_{ae2}	$\leq d_{a2} + 2 \cdot m$	$\leq d_{a2} + 1,5 \cdot m$	$\leq d_{a2} + m$

Имеем

$$b_2 = 0,355 \cdot a_w = 0,355 \cdot 200 = 71 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль

$$m_n = m \cdot \cos(\gamma) = 10 \cdot \cos(5,711^\circ) = 9,95 \text{ мм.} \quad (4.31)$$

Тогда по формуле (4.29)

$$\sigma_F = 0,74 \cdot 1,699 \cdot \frac{3875 \cdot 1,32}{71 \cdot 9,95} = 9,1 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 49,22 \text{ МПа.}$$

Условие изгибной прочности выполняется.

Недогрузка по напряжениям изгиба более чем в пять раз. При практических расчетах необходимо уменьшить модуль m и снова произвести проектный и проверочный расчеты. В данном учебном примере, несмотря на значительную недогрузку, перерасчет не производим, т. к. расчет по напряжениям изгиба не является основным.

По табл. 4.10 назначаем 8-ю степень точности.

Табл. 4.10. Степень точности червячных передач

Степень точности, не ниже	Скорость скольжения
7	≤ 10
8	≤ 5
9	≤ 2

Если ранее (в исходных данных на проектирование) была задана другая степень точности, то для дальнейших расчетов принимаем полученную по табл. 4.10.

4.2.5. Расчет геометрии передачи и оформление результатов вычислений

Определяем недостающие геометрические параметры для построения чертежей червяка и червячного колеса (рис. 4.2).

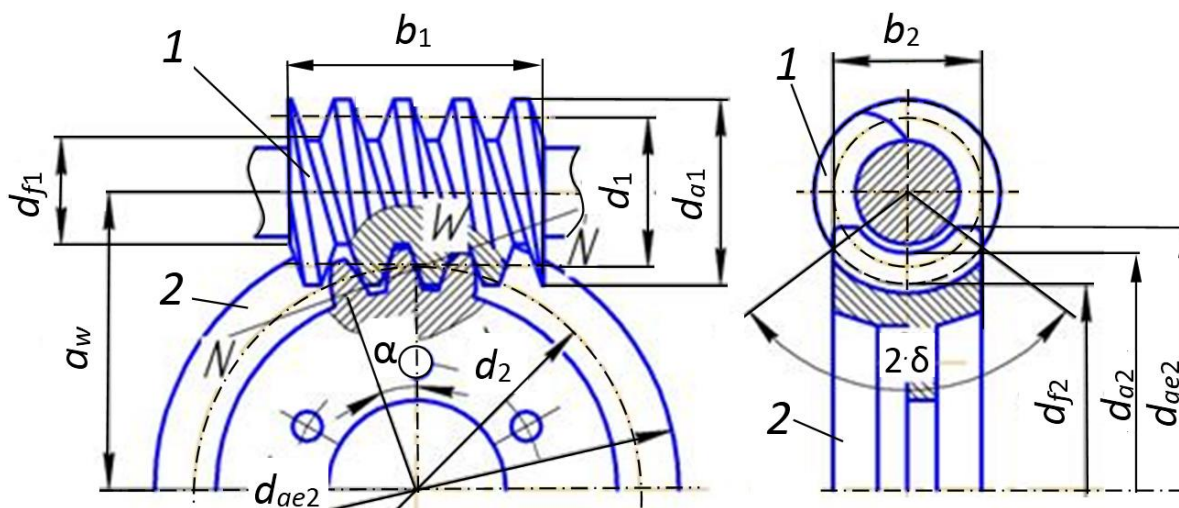


Рис. 4.2. Геометрические параметры червячной передачи: 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Диаметры вершин и впадин червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 10 = 120 \text{ мм}; \quad (4.32)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 100 - 2,4 \cdot 10 = 76 \text{ мм}. \quad (4.33)$$

Диаметры вершин и впадин червячного колеса

$$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m = (32 + 2 + 2 \cdot (-1)) \cdot 10 = 320 \text{ мм}; \quad (4.34)$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m = (32 - 2,4 + 2 \cdot (-1)) \cdot 10 = 276 \text{ мм}. \quad (4.35)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяем по табл. 4.11.

Табл. 4.11. К определению длины b_1

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка	
	1...2	4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$

В рассматриваемом случае $b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m = (10,5 + 1) \cdot 10 = 115 \text{ мм}$.
Принимаем $b_1 = 116 \text{ мм}$.

Диаметр колеса d_{ae2} определяем по формуле из табл. 4.9:

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + 2 \cdot m = 320 + 2 \cdot 10 = 340 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов сводим в табл. 4.12.

Табл. 4.12. Параметры червячной передачи

Параметр	Червяк 1	Колесо 2
Число заходов z_1 , число зубьев z_2	1	32
Коэффициент диаметра червяка q	10	–
Модуль m , мм	10	
Модуль m_n , мм	9,95	
Передаточное отношение $i = z_2/z_1$	32	
Угол подъема винтовой линии червяка γ°	5,711	
Делительный диаметр d , мм	100	320
Диаметр вершин d_a , мм	120	320
Диаметр впадин d_f , мм	76	276
Диаметр колеса d_{ae2} , мм	340	
Ширина нарезанной части червяка b_1 , мм	116	
Ширина зубчатого венца колеса b_2 , мм	70	
Коэффициент смещения x	0	– 1
Межосевое расстояние a_w , мм	200	
Угол обхвата червяка колесом δ°	50	

4.2.6. Тепловой расчет червячного редуктора

Коэффициент трения f в червячной передаче определяем по табл. 4.13.

Табл. 4.13. К определению коэффициентов трения

$v_{ск}$, м/с	f	$v_{ск}$, м/с	f	$v_{ск}$, м/с	f
0,01	0,11...0,12	1,5	0,04...0,05	7	0,018...0,026
0,1	0,08...0,09	2	0,035...0,045	10	0,016...0,024
0,25	0,065...0,075	2,5	0,03...0,04	15	0,014...0,020
0,5	0,055...0,065	3	0,028...0,035		
1	0,045...0,055	4	0,023...0,03		

При $v_{ск} = 7,626$ м/с принимаем ориентировочно $f = 0,02$.

Определяем угол трения φ по формуле

$$\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,02) = 0,02 \text{ рад.} \quad (4.36)$$

Уточняем КПД червячной передачи по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg}(0,1)}{\operatorname{tg}(0,1 + 0,02)} = 0,832. \quad (4.37)$$

При энерго-кинематическом расчете (см. исходные данные) принимался КПД, равный 0,7. Так как при этом рассматривался худший случай, перерасчет не производим.

Количество теплоты, выделяющееся в передаче в секунду (тепловая мощность), определяем по формуле

$$W = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30} \cdot (1 - \eta) = \frac{27,68 \cdot 3,14 \cdot 1450}{30} \cdot (1 - 0,832) = 705,75 \text{ Вт.} \quad (4.38)$$

Мощность теплоотдачи

$$W_1 = K \cdot (t_1 - t_0) \cdot A = 9 \cdot (75 - 20) \cdot 0,78 = 386,1 \text{ Вт}, \quad (4.39)$$

где K – коэффициент теплоотдачи. В закрытых помещениях при отсутствии вентиляции $K = 8 \dots 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. В помещениях с интенсивной вентиляцией $K = 14 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Принимаем $K = 9$; t_1 – внутренняя температура редуктора (температура масла), $^\circ\text{C}$. Выбираем промышленное редукторное масло, $t_1 = 60 \dots 90 \text{ }^\circ\text{C}$. Принимаем $t_1 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$; t_0 – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$. Считаем, что средняя температура помещения (отапливаемого зимой) $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; A – площадь поверхности охлаждения, м^2 . Ее значения ориентировочно можно определить по табл. 4.14 как площадь редуктора, которая изнутри омывается маслом, а снаружи – свободно циркулирующим воздухом A_0 . Принимаем $A = 0,78 \text{ м}^2$.

Табл. 4.14. К определению площади теплоотдачи

Межосевое расстояние a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
Площадь теплоотдачи A_0 , м^2	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Мощность отводимая (теплоотдачи) должна быть равной или больше мощности выделяемой. Это условие теплового баланса. В рассматриваемом случае должно выполняться неравенство

$$W \leq W_1. \quad (4.40)$$

Условие теплового баланса не выполняется.

Если данное условие не выполняется, то имеющегося охлаждения недостаточно. Необходимо: увеличивать поверхность охлаждения с помощью охлаждающих ребер; устанавливать дополнительные вентиляцион-

ные системы в помещении; применять обдув корпуса; использовать специальные циркуляционные системы смазки с охлаждением в холодильниках.

В рассматриваемом случае применяем охлаждающие ребра. Тогда площадь поверхности охлаждения

$$A = A_0 + k_p \cdot A_p = 0,78 + 0,312 = 1,092 \text{ м}^2, \quad (4.41)$$

где k_p – коэффициент охлаждения с помощью ребер; $k_p = 1$ – для вертикальных ребер, $k_p = 0,5$ – для горизонтальных. Принимаем $k_p = 1$; A_p – площадь ребер, м^2 . Принимаем $A_p = 0,4 \cdot A_0 = 0,4 \cdot 0,78 = 0,312 \text{ м}^2$.

Дополнительно устанавливаем интенсивную вентиляцию в помещении ($K = 15$). Тогда по формуле (4.39)

$$W_1 = 15 \cdot (75 - 20) \cdot 1,092 = 901 \text{ Вт}.$$

Условие (4.40) выполняется.

4.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать материалы и определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба для деталей червячной передачи. Заданными являются частота вращения ведущего вала (червяка) $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$ и передаточное отношение $i = 32$. На ведомый вал (вал червячного колеса) действует вращающий момент $T_2 = 560 \text{ Н·м}$. Режим нагружения средний нормальный. Режим работы двухсменный, срок службы – 6 лет, пятидневная рабочая неделя.

Задача 2. Провести проектный расчет червячной передачи (определить параметры d_1 , d_2 , a_w , m , q , x). Червяк изготовлен из стали 40Х, поверхность закалена до твердости 50 HRC. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения определены ранее и $[\sigma_H] = 200 \text{ МПа}$. На ведомый вал действует вращающий момент $T_2 = 496 \text{ Н·м}$, передаточное отношение $i = 34$. Частота вращения червяка 800 мин^{-1} . По результатам расчета окружной скорости сделать вывод о правильности назначения материалов деталей передачи. Перерасчет параметров при этом не проводить.

Задача 3. Проверить червячную передачу (с передаточным отношением $i = 19,5$) на прочность по контактным напряжениям. Материал вала – сталь 40Х, поверхность закалена до 48 HRC. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 208 \text{ МПа}$. На вал червячного колеса действует вращающий момент $T_2 = 518 \text{ Н·м}$. Из проектного расчета установлены значения параметров: число заходов червяка $z_1 = 2$, число зубьев колеса $z_2 = 32$, межосевое расстояние $a_w = 150 \text{ мм}$, модуль $m = 6,3 \text{ мм}$, коэффициент диаметра червяка $q = 10$. Режим нагрузки средний равновероятный, частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоит планетарная зубчатая передача?
2. В чем преимущества и недостатки планетарных передач?
3. Как определить передаточное отношение планетарной передачи?
4. Каким условиям должны отвечать числа зубьев колес планетарных передач?
5. По каким критериям работоспособности рассчитывают планетарную зубчатую передачу?
6. Для чего нужно выравнивание нагрузки по потокам в планетарных передачах?

5.1. Краткие теоретические сведения

Простая планетарная передача состоит из двух центральных колес (солнечного колеса a , корончатого колеса b), сателлитов g и водила h (рис. 5.1). По классификации проф. В. Н. Кудрявцева два центральных колеса K и водило H образуют схему $2K-H$.

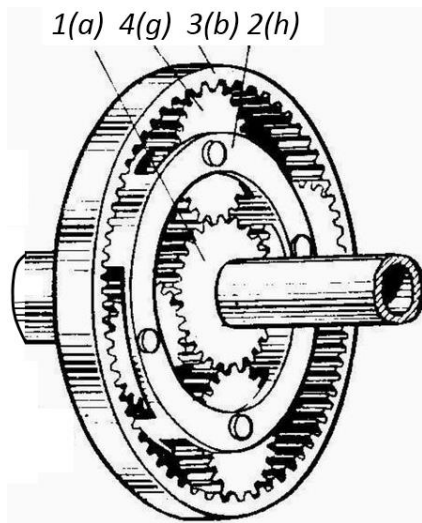
Преимущества планетарных передач:

- при тех же нагрузочных режимах планетарные передачи могут иметь массу и габариты в 2...4 раза меньшие, чем у обычных цилиндрических зубчатых передач. Это объясняется тем, что нагрузка в планетарных передачах передается одновременно по нескольким параллельным потокам (сателлитам), что снижает удельные нагрузки на зубья колес;
- возможно получение больших значений передаточных отношений в одноступенчатых передачах с малыми габаритами;
- подшипники качения в планетарных передачах и валы нагружены более равномерно и имеют большую долговечность, т. к. сателлиты расположены симметрично и силы в зацеплениях взаимно уравниваются;
- передачи имеют широкие кинематические возможности (возможности проектирования коробок скоростей, дифференциалов) и хорошие компоновочные свойства (соосность валов, компактность).

Недостатки:

- сложность конструкции, в т. ч. из-за необходимости проектирования механизма выравнивания нагрузки по потокам. Из-за неточностей изготовления нагрузку могут передавать не несколько, а один сателлит, что может привести к перегрузкам и заклиниванию;
- необходимость высокоточного изготовления и сборки деталей.

а)



б)

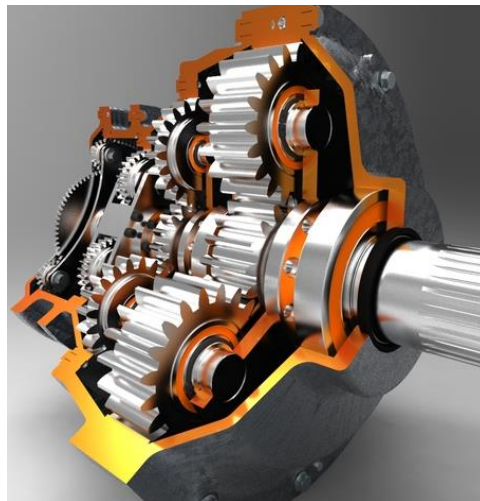


Рис. 5.1. Планетарная передача по схеме 2К–Н: а – схема 4-сателлитной передачи; 1 – центральное солнечное колесо; 2 – водило; 3 – центральное колесо (корончатое); 4 – сателлиты; б – общий вид многоступенчатого планетарного редуктора

Кинематика планетарных передач подчиняется формуле Виллиса. Из нее можно установить передаточное отношение по любой кинематической схеме:

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}, \quad (5.1)$$

где ω_a , ω_b , ω_h – угловые скорости звеньев; z_a , z_b – числа зубьев центральных колес.

Например, для передачи по схеме 2К–Н при ведущем центральном солнечном колесе a , ведомом водиле h и остановленном корончатом колесе $\omega_b = 0$ передаточное отношение определится из формулы (5.1):

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = \frac{z_b}{z_a} + 1. \quad (5.2)$$

Числа зубьев колес должны удовлетворять условиям симметричного расположения, соосности и соседства.

Зубья колес планетарной зубчатой передачи рассчитывают на контактную выносливость, определяя контактные напряжения (как для закрытых цилиндрических и конических передач). Этот критерий является основным, по нему проводят и проектный расчет. Расчет по напряжениям изгиба дополнительный и используется как проверочный.

При отсутствии в конструкции планетарного редуктора устройств для выравнивания нагрузки по потокам (плавающее солнечное колесо, установка сателлитов на сферических подшипниках и др.) его нагрузочная способность снижается.

5.2. Пример решения задачи

5.2.1. Исходные данные

По результатам энерго-кинематического расчета привода установлено, что необходимо спроектировать соосную планетарную зубчатую передачу. Частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 1462 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 266 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение $i = 5,5$ ($i = n_1/n_2$). Вращающие моменты на валах $T_1 = 143,7 \text{ Н·м}$ и $T_2 = 767 \text{ Н·м}$ определены с учетом принятого КПД (передачи и подшипников) $\eta = 0,97$. Степень точности зубчатых колес установить самостоятельно.

Как и в примере в подразделе 1.2, работа привода двухсменная, срок службы – 5 лет. Режим работы средний равновероятный. Привод не-реверсивный.

5.2.2. Определение числа зубьев колес

Выбираем прямозубое зацепление и схему 2К-Н (рис. 5.2).

Принимаем число сателлитов $n_w = 3$. Число сателлитов может быть 3...6. Наиболее распространены трехсателлитные передачи. Если степень точности деталей задана, то при 7-й и 8-й степенях точности рекомендовано $n_w = 3$; при 6-й и выше – $n_w = 3...4$. При значительных габаритах редуктора (диаметр корпуса более 200 мм) можно применять $n_w = 5...6$.

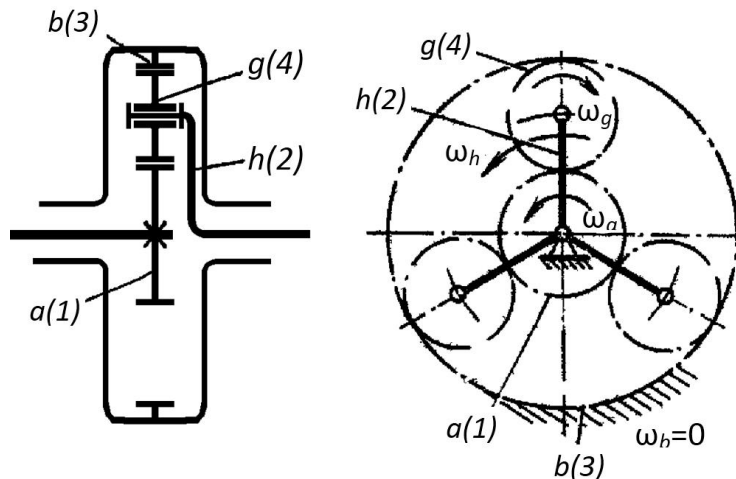


Рис. 5.2. Схема планетарной передачи

Определяем числа зубьев. Из условия отсутствия подрезания рекомендовано $z_a > 17$. Если габариты передачи изначально не заданы, то рекомендуют $z_a = 20...24$. При этом должно соблюдаться *условие симметричного размещения сателлитов*, т. е. число z_a должно быть кратным $n_w = 3$. Выбираем $z_a = 21$.

Из формулы (5.2) находим z_b :

$$z_b = (i_{ah}^b - 1) \cdot z_a = (5,5 - 1) \cdot 21 = 94,5.$$

Для соблюдения условия симметричного размещения сателлитов z_b также должно быть кратным $n_w = 3$. Ближайшие числа 93 и 96. Принимаем $z_b = 93$.

Число зубьев сателлита определяем из условия соосности:

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{93 - 21}{2} = 36. \quad (5.3)$$

Проверяем выполнение условия соседства:

$$(z_a + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) > (z_g + 2), \quad (5.4)$$

$$(21 + 36) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > (36 + 2) \text{ или } 49,36 > 38,$$

т. е. условие соседства выполняется.

Тогда действительное передаточное отношение по формуле (5.2)

$$i_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{93}{21} = 5,43.$$

Полученное значение отличается от заданного на

$$\Delta_i = \frac{5,5 - 5,43}{5,5} \cdot 100 \% = 1,27 \%. \quad (5.5)$$

Погрешность меньше допускаемого отклонения (4 %).

5.2.3. **Определение материалов и допускаемых напряжений**

Принимаем в качестве материалов для изготовления деталей передачи сталь 40Х, вид термообработки – улучшение. Твердость поверхности зубьев солнечной шестерни 260...280 НВ, твердость поверхностей зубьев сателлитов 230...260 НВ. Средняя твердость поверхности зубьев колеса a НВ_{ma} = 270 НВ, сателлита g – НВ_{mg} = 245 НВ.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2)

для сателлита как наиболее слабого элемента:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \cdot Z_N.$$

Предел контактной выносливости для материала сателлита $\sigma_{H\lim g}$ при нормализации, улучшении, согласно данным из табл. 2.4,

$$\sigma_{H\lim g} = 1,8 \cdot HB_{mg} + 65 = 1,8 \cdot 245 + 65 = 506 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности при улучшении колес $S_H = 1,1$ (см. комментарии к формуле (2.2)).

Коэффициент долговечности Z_N по формуле (2.3)

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где N_{HG} – базовое число циклов; N_{HE} – эквивалентное число циклов.

Базовое число циклов для колеса N_{HG2} можно найти по формуле (2.4) для зубчатых колес с твердостью поверхности менее 350 HB:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{mg}^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7.$$

Для определения эквивалентного числа циклов найдем ресурс работы передачи в часах по формуле (2.6):

$$t_\Sigma = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч.}$$

Эквивалентное число циклов для сателлита по формуле (2.7)

$$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_{go} \cdot t_\Sigma = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 698 \cdot 20400 = 21,36 \cdot 10^7,$$

где μ_H – коэффициент режима работы, определяемый по табл. 2.5 ($\mu_H = 0,25$); n_{go} – относительная частота вращения сателлита, мин^{-1} . Она определяется как $(n_1 - n_2) \cdot z_a/z_g = (1462 - 266) \cdot 21/36 = 698 \text{ мин}^{-1}$; c – количество колес, находящихся в зацеплении с данным колесом. Для сателлита $c = 1$, т. к. хоть он и зацепляется с колесами a и b , однако взаимодействует с ними разными боковыми сторонами. Для солнечного колеса $c = n_w$.

Коэффициент долговечности для сателлита по формуле (2.3)

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{21,36 \cdot 10^7}} = 0,649.$$

При условии $2,6 \geq Z_N \geq 1$ принимаем $Z_N = 1$.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2):

$$[\sigma_H] = \frac{506}{1,1} \cdot 1 = 460 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба находим по формуле (2.10):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_N,$$

где $\sigma_{F \lim}^0$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, МПа; S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,75$ при улучшении; Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. Несмотря на то, что привод нереверсивный, у сателлита работают обе стороны зуба. Поэтому $Y_A = 0,7$ (см. комментарии к формуле (2.10)); Y_N – коэффициент долговечности.

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F \lim}^0$ можно приближенно оценивать по табл. 2.6.

$$\sigma_{F \lim g}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{mcg} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа,}$$

где HB_{mcg} – среднее значение твердости сердцевины колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля, $\text{HB}_{mcg} = 245$. $\text{HB}_{mcg} = \text{HB}_{mg}$, т. к. у колеса термообработка производится равномерно по объему (улучшение) и твердость поверхности равна твердости сердцевины.

Коэффициент долговечности определяем по формуле (2.12):

$$Y_N = m_F \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}},$$

где N_{FG} – базовое число циклов (для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$); N_{FE} – эквивалентное число циклов; m_F – показатель степени, зависящий от вида термообработки (определяется по табл. 2.5). Для сателлита $m_F = 6$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для шестерни находим по формуле (2.13):

$$N_{FEg} = \mu_{Fg} \cdot 60 \cdot c \cdot n_g \cdot t_\Sigma = 0,143 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 698 \cdot 20400 = 12,2 \cdot 10^7,$$

где μ_{Fg} – коэффициент режима работы, для сателлита $\mu_{Fg} = 0,143$ по табл. 2.5.

Коэффициенты долговечности по формуле (2.12)

$$Y_{Ng} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{12,2 \cdot 10^7}} = 0,566.$$

При твердости поверхности колес $HВ \leq 350$ должно выполняться условие $1 \leq Y_N \leq 4$. Таким образом, $Y_{Ng} = 1,0$.

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса определяем отдельно по формуле (2.10):

$$[\sigma_F] = \frac{441}{1,75} \cdot 0,7 \cdot 1 = 176,4 \text{ МПа.}$$

5.2.4. Проектный расчет планетарной передачи

Определяем размеры пары колес $a-g$ из условия сопротивления усталости по контактным напряжениям:

$$d_a = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_a \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_w}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd} \cdot n_w} \cdot \left(\frac{u+1}{u}\right)}, \quad (5.6)$$

где T_a – вращающий момент на ведущем валу, $T_a = T_1 = 143,7 \text{ Н·м}$ по условию; E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа. Для стальных колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; K_w – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между сателлитами. При отсутствии устройств для выравнивания нагрузки по потокам $K_w = 1,2 \dots 2$, при наличии таких устройств $K_w = 1,1 \dots 1,2$. Принимаем $K_w = 1,6$; u – передаточное число пары колес ($a-g$), $u = z_g/z_a = 36/21 = 1,71$; ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра, $\psi_{bd} = b_w/d_a$. Рекомендовано $\psi_{bd} \leq 0,75$. Принимаем $\psi_{bd} = 0,5$; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Принимая для планетарной передачи схему V (рис. 2.5), по графику на рис. 2.4, а получаем $K_{H\beta} = 1,02$.

После подстановки всех данных в формулу (5.6) предварительно

$$d'_a = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot 1,6}{460^2 \cdot 0,5} \cdot \left(\frac{1,71+1}{1,71}\right)} = 84,58 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатых колес (предварительно)

$$b'_w = d'_a \cdot \psi_{bd} = 84,58 \cdot 0,5 = 42,29 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_w = 42 \text{ мм.}$

Предварительно определяем модуль зубьев:

$$m' = \frac{d'_a}{z_a} = \frac{84,58}{21} = 4,02 \text{ мм.}$$

По табл. 2.1 выбираем стандартный модуль $m = 4 \text{ мм}$ из первого (предпочтительного) ряда.

Уточняем делительные диаметры колес и межосевое расстояние:

$$d_a = m \cdot z_a = 4 \cdot 21 = 84 \text{ мм;}$$

$$d_g = m \cdot z_g = 4 \cdot 36 = 144 \text{ мм;}$$

$$d_b = m \cdot z_b = 4 \cdot 93 = 372 \text{ мм;}$$

$$a_w = \frac{m \cdot (d_a + d_g)}{2} = \frac{4 \cdot (84 + 144)}{2} = 456 \text{ мм.}$$

Дополнительно проверяем выполнение условия соседства:

$$(d_a + d_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) > (d_g + 2 \cdot m);$$

$$(84 + 144) \cdot \sin(60^\circ) > 144 + 2 \cdot 4;$$

$$197,45 > 152.$$

Условие соседства выполняется.

5.2.5. Проверочные расчеты планетарной передачи

Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по контактным напряжениям при стандартном значении угла зацепления $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ по формуле

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \frac{K_w}{n_w} \cdot \left(\frac{u+1}{u}\right)} \leq [\sigma_H], \quad (5.7)$$

где K_H – коэффициент расчетной нагрузки; d_{w1} – диаметр основной окружности. В данном случае для передачи с нулевым суммарным смещением $d_{w1} = d_a = 84$ мм.

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}, \quad (5.8)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Он найден ранее как $K_{H\beta} = 1,02$ (см. пояснения к формуле (5.6)); K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

Для определения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} необходимо рассчитать окружную скорость в зацеплении:

$$v = \frac{\pi \cdot d_a \cdot n_a}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 1462}{60 \cdot 10^3} = 6,43 \text{ м/с}. \quad (5.9)$$

По табл. 5.1 назначаем 7-ю степень точности.

Табл. 5.1. Степени точности зубчатых колес

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более	
	прямозубая	косозубая
6 (высокоточные, механизмы позиционирования станков, делительные, отсчетные и т. д.)	15	30
7 (точные)	10	15
8 (средней точности, передачи общего назначения)	6	10
9 (пониженной точности, тихоходные)	2	4

По табл. В.1 получаем результат интерполированием:

$$\begin{aligned}
 K_{Hv} &= K_{Hvmin} + \frac{K_{Hvmax} - K_{Hvmin}}{v_{max} - v_{min}} \cdot (v - v_{min}) = \\
 &= 1,21 + \frac{1,29 - 1,21}{8 - 6} \cdot (6,43 - 6) = 1,23, \quad (5.10)
 \end{aligned}$$

где v_{min} и v_{max} – минимальное и максимальное табличные значения скоростей (табл. В.1) из интервала, в который попадает скорость v ; K_{Hvmin} , K_{Hvmax} – минимальное и максимальное табличные значения коэффициентов динамической нагрузки, соответствующие указанным выше табличным значениям скоростей.

По формуле (5.8)

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,02 \cdot 1,23 = 1,25.$$

По формуле (5.7), с учетом $n_w = 3$ и $K_w = 1,6$, имеем

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{84^2 \cdot 42 \cdot \sin(40^\circ)} \cdot \frac{1,6}{3} \cdot \left(\frac{1,71+1}{1,71} \right)} = 482,75 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H > [\sigma_H] = 460 \text{ МПа.}$$

Перегрузка по формуле (2.34) составляет:

$$\Delta_{\sigma H} = \frac{482,75 - 460}{460} \cdot 100 \% = 4,95 \%,$$

что меньше допустимой, равной 5 %, значит, контактная прочность обеспечена. В случаях получения перегрузки больше 5 % или недогрузки более 20 % необходима корректировка параметров передачи. Чаще всего увеличивают или уменьшают ширину колес b_w , при этом проверяя условие $\psi_{bd} \leq 0,75$.

Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по *напряжениям изгиба* по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot Y_{FS} \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (5.11)$$

где F_t – окружная сила, Н; K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; Y_{FS} – коэффициент формы зуба.

Рассчитываем только зубья сателлита, т. к. они термообработаны на меньшую твердость и подвергаются знакопеременным напряжениям.

Окружная сила

$$F_t = F_{ta} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_w}{d_a \cdot n_w} = \frac{2 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{84 \cdot 3} \approx 1825 \text{ Н.} \quad (5.12)$$

Коэффициент расчетной нагрузки определяем по формуле

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (5.13)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

По графику (см. рис. 2.7, а, кривую V) $K_{F\beta} = 1,05$.

По табл. В.1 получаем результат интерполированием по аналогии с формулой (5.10):

$$\begin{aligned}
 K_{Fv} &= K_{Fv} + \frac{K_{Fvmax} - K_{Fvmin}}{v_{max} - v_{min}} \cdot (v - v_{min}) = \\
 &= 1,5 + \frac{1,67 - 1,5}{8 - 6} \cdot (6,43 - 6) = 1,54.
 \end{aligned}
 \tag{5.14}$$

Тогда по формуле (5.13)

$$K_F = 1,05 \cdot 1,54 = 1,62.$$

По графику (см. рис. 2.6) при $x = 0$, $z_v = z_g = 36$ получаем $Y_{FS} = 3,8$.

По формуле (5.11) окончательно

$$\sigma_F = \frac{3,8 \cdot 1825 \cdot 1,62}{42 \cdot 4} = 66,87 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 176,4 \text{ МПа}.$$

Условие изгибной прочности соблюдается.

Так как наблюдается недогрузка более чем в 2,5 раза, следует при практических расчетах уменьшить значение модуля и произвести заново проектный и проверочный расчеты. В данном случае (учебный пример) перерасчет не производим, т. к. проверка по напряжениям изгиба не является основной. При необходимости проводим расчет на заданную перегрузку (по примеру, приведенному в конце пункта 2.2.4).

5.2.6. Расчет геометрических параметров и оформление результатов вычислений

Определяем недостающие геометрические параметры для построения чертежей шестерни и колеса по формулам (2.44)...(2.47) с учетом того, что колеса изготавливаются прямозубыми без смещения.

$$d_{aa} = d_a + 2 \cdot m = 84 + 2 \cdot 4 = 92 \text{ мм};$$

$$d_{fa} = d_a - 2,25 \cdot m = 84 - 2,25 \cdot 4 = 75 \text{ мм};$$

$$d_{ab} = d_b + 2 \cdot m = 372 + 2 \cdot 4 = 380 \text{ мм};$$

$$d_{fb} = d_b - 2,25 \cdot m = 372 - 2,25 \cdot 4 = 363 \text{ мм};$$

$$d_{ag} = d_g + 2 \cdot m = 144 + 2 \cdot 4 = 152 \text{ мм};$$

$$d_{fg} = d_g - 2,25 \cdot m = 144 - 2,25 \cdot 4 = 135 \text{ мм}.$$

Результаты расчетов сводим в табл. 5.2.

Табл. 5.2. Результаты расчетов планетарной передачи

Параметр	Значение		
	Центральное солнечное колесо a	Центральное корончатое колесо b	Сател- лит g
Число зубьев z_a, z_b, z_g	21	93	36
Модуль, мм	4		
Делительные диаметры d_a, d_b, d_g , мм	84	372	144
Ширина зубчатого венца b_w	42		
Диаметры вершин d_{aa}, d_{ab}, d_{ag} , мм	92	380	152
Диаметры впадин d_{af}, d_{bf}, d_{gf} , мм	75	363	135

5.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое). Материал всех колес – сталь 45, вид термообработки – нормализация, твердость поверхности зубьев 170...217 НВ. Числа зубьев колес $z_a = 21$, $z_g = 30$, $z_b = 84$. Частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_a = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $n_h = 200 \text{ мин}^{-1}$. Работа привода двухсменная, срок службы – 6 лет. Режим работы средний равновероятный.

Задача 2. Определить число зубьев колес четырехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если задано передаточное отношение $i = 6$. Найти диаметр делительной окружности центрального солнечного колеса из условия контактной прочности, если допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$, а вращающий момент на ведущем валу $T_a = 150 \text{ Н·м}$.

Задача 3. Определить, выполняется ли условие прочности по контактным напряжениям трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если заданы: допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 490 \text{ МПа}$, вращающий момент на ведущем валу $T_a = 120 \text{ Н·м}$, числа зубьев колес $z_a = 21$, $z_g = 36$, $z_b = 93$, модуль $m = 3 \text{ мм}$, частота вращения ведомого вала $n_h = 130 \text{ мин}^{-1}$.

Задача 4. Определить, выполняется ли условие прочности по напряжениям изгиба трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если заданы: допускаемые контактные напряжения $[\sigma_F] = 190 \text{ МПа}$, вращающий момент на ведущем валу $T_a = 120 \text{ Н·м}$, числа зубьев колес $z_a = 20$, $z_g = 40$, $z_b = 100$, модуль $m = 2 \text{ мм}$, частота вращения ведомого вала $n_h = 250 \text{ мин}^{-1}$. Коэффициент ширины колеса $\psi_{bd} = 0,4$.

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоит передача с промежуточными телами качения планетарного типа?
2. Какие виды ППТК вы знаете?
3. В чем преимущества и недостатки передач с промежуточными телами качения, разрабатываемых в Белорусско-Российском университете?
4. Из каких основных звеньев состоит передача?
5. Назовите основные геометрические параметры ППТК.
6. Для чего ролики в передачах спроектированы составными?

6.1. Краткие теоретические сведения

Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) являются сравнительно новым видом механических передач. Они имеют множество разновидностей, каждая из которых обладает определенными преимуществами и недостатками. ППТК планетарного типа (одна секция) состоит из трех элементов: двух кулачков с замкнутыми беговыми дорожками (аналогично в планетарной зубчатой передаче – центральные колеса) и сепаратора (аналог – водило). Промежуточные тела качения выполняют функцию сателлитов.

Все ППТК можно условно классифицировать по виду поверхности, на которой располагаются траектории движения центров масс тел качения. Таким образом, существуют цилиндрические, конические, плоские, сферические и др. ППТК. По виду применяемых тел качения ППТК бывают шариковые и роликовые.

Рассмотрим роликовые передачи цилиндрического типа, которые разрабатываются в Белорусско-Российском университете [9].

Передача (рис. 6.1) состоит из внутренних кулачков 1 и наружных кулачков 3, образующих замкнутые периодические беговые дорожки на цилиндрических поверхностях. Между кулачками размещен сепаратор 2 с осевыми пазами. Внутренние кулачки соединены с ведущим валом 5, сепаратор является ведомым валом, а наружные кулачки закреплены в корпусе 6. По замкнутым периодическим беговым дорожкам и вдоль осевых пазов сепаратора 2 перемещаются тела качения 4, вынуждая сепаратор вращаться с уменьшенной угловой скоростью по сравнению со скоростью ведущего вала.

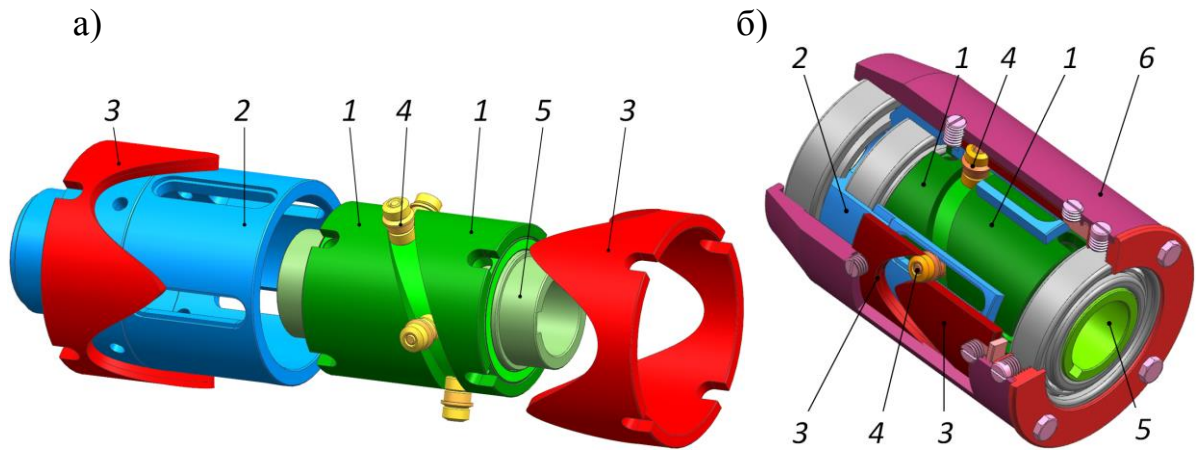


Рис. 6.1. Передача с промежуточными телами качения: а – основные детали; б – передача в сборе; 1 – внутренние кулачки; 2 – сепаратор (ведомый вал); 3 – наружные кулачки; 4 – составные ролики; 5 – ведущий вал; 6 – корпус

Внутренние, наружные кулачки и сепаратор образуют трехзвенный механизм с кинематикой, аналогичной кинематике зубчатой планетарной передачи. Одно из звеньев является ведущим, другое – ведомым, а третье – остановленным (стойкой) при работе в редукторном (мультипликаторном) режиме.

В модели передачи беговые дорожки заменяют центровыми кривыми, расположенными на цилиндрических поверхностях. По данным кривым движутся центры масс тел качения. Основными параметрами передачи являются: Z_1 и Z_3 – числа периодов центровых кривых внутренних и наружных кулачков соответственно, A – амплитуда кривых, R – радиус средней окружности, т. е. окружности, образующей цилиндрическую поверхность, на которой размещаются центровые кривые.

Ролики сконструированы составными. Каждая из трех составляющих ролика в процессе работы передачи контактирует с соответствующей рабочей поверхностью основных звеньев ППТК. Таким образом, трение скольжения заменяется на сопротивление качению, сопровождаемое значительно более низкими энергетическими потерями. Применение наружных составных кулачков позволяет производить регулировку зацепления и компенсировать износ их рабочих поверхностей постепенным перемещением одного из кулачков вдоль оси передачи с помощью специального механизма регулировки.

Преимущества данных передач:

- малые радиальные габариты, что позволяет их использовать для работы в трубах, скважинах, для передачи усилий в труднодоступные места;
- возможность проектирования центрального отверстия с диаметром до 40 % от диаметра корпуса.

Недостатком является сравнительно низкий КПД (около 0,7...0,85).

6.2. Пример решения задачи

6.2.1. Исходные данные

Рассчитать передачу с промежуточными телами качения для гайковерта с приводом от электродвигателя. Необходимо встроить редукторный узел в корпус трубчатой формы. Максимальный диаметр корпуса редуктора $D_{\max} = 100$ мм, диаметр центрального отверстия $D_0 = 40$ мм. Требуемое передаточное отношение $i = 5$. Номинальный передаваемый крутящий момент $T_{\text{вых}} = 63$ Н·м, нагрузка реверсивная. Номинальная частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000$ мин⁻¹. Режим работы редуктора кратковременный, периодический, с редкими пиковыми перегрузками. Материалы для изготовления сепаратора, кулачков, валов и тел качения – сталь 45, термообработка – улучшение (твердость поверхности 196...204 НВ), степень точности изготовления деталей – 8-я.

6.2.2. Расчет передачи

1. Определяем значения коэффициентов трения и допускаемые напряжения. До вычисления значений сил можно использовать значение приведенного коэффициента трения $f = 0,05 \dots 0,07$ для стальных деталей, работающих со смазкой. Принимаем $f = 0,05$. Угол трения

$$\phi = \arctg(f) = \arctg(0,05) = 0,05.$$

Находим параметры, характеризующие физико-механические свойства материалов и допускаемые напряжения.

Для сталей модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Для улучшенной стали 45 предел текучести $\sigma_T = 450$ МПа (см. табл. 2.3), однако, учитывая возможные перегрузки и сниженную твердость поверхности деталей, для дальнейших расчетов принимаем $\sigma_T = 360$ МПа как для материала без термообработки по табл. 9.1.

Допускаемые контактные напряжения определяем как для улучшенных и объемно-закаленных зубьев зубчатых передач, работающих в условиях редких или единичных пиковых нагрузок (см. примечание к табл. 2.4):

$$[\sigma_H] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 360 = 1008 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба находим по формуле (2.10) для зубчатых передач:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}}^0}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_N = \frac{360}{1,75} \cdot 0,75 \cdot 1 = 154,3 \text{ МПа,}$$

где $\sigma_{F \lim}^0$ – предел выносливости по напряжениям изгиба. По табл. 2.6 $\sigma_{F \lim}^0 = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 200 = 360$ МПа; S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,75$ (см. пояснение к формуле (2.10)); Y_N – коэффициент долговечности. Принимаем его равным единице, т. к. число рабочих циклов гайковерта гарантированно не превысит базовое число циклов; Y_A – коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки. $Y_A = 0,75$, т. к. передача реверсивная.

Пониженные допускаемые напряжения кручения $[\tau] = 20 \dots 30$ МПа – для валов коробок передач и трансмиссий, $[\tau] = 12 \dots 15$ МПа – для редукторных валов. Принимаем $[\tau] = 12$ МПа, а допускаемые напряжения смятия – по табл. 11.1 как для подвижных шпоночных соединений: $[\sigma_{см}] = 25$ МПа.

Допускаемые напряжения среза принимаем также по рекомендациям [1] как для болтов, поставленных без зазора при переменной нагрузке:

$$[\tau_{ср}] = 0,2 \cdot \sigma_T = 0,2 \cdot 360 = 72 \text{ МПа.}$$

2. Рассчитываем показатель удельной передаваемой мощности k_{ps} :

$$k_{ps} = \frac{133 \cdot T_{\text{блх}} \cdot n_1}{i \cdot (D_{\text{max}}^2 - D_0^2)} = \frac{133 \cdot 63 \cdot 1000}{5 \cdot (100^2 - 40^2)} = 199,5 \text{ кВт/м}^2. \quad (6.1)$$

Предельное значение данного параметра

$$[k_{ps}] = 9 \cdot D_{\text{max}} + 1550 = 2450 \text{ кВт/м}^2. \quad (6.2)$$

Так как $k_{ps} < [k_{ps}]$, передача заданной мощности в заданных габаритах осуществима с помощью одной секции передачи.

Если $k_{ps} \geq [k_{ps}]$, исходные параметры таковы, что проектировать необходимо передачу с техническими характеристиками, превышающими характеристики наиболее эффективных образцов редукторов, серийно выпускаемых мировыми лидерами производства редукторной техники. В таком случае нужно либо скорректировать исходные данные, либо проектировать многосекционную передачу.

При проектировании передачи в многосекционном исполнении (с несколькими параллельными потоками) число секций n_s можно ориентировочно определить по формуле $S_n = k_{ps} / [k_{ps}]$ с округлением полученного значения до ближайшего большего целого числа. Момент, действующий на ведомый вал одной секции, находим по следующей зависимости:

$$T'_{\text{вблх}} = \frac{T_{\text{вблх}}}{S_n \cdot k_{ns}},$$

где k_{ns} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между секциями, $k_{ns} = 0,7 \dots 0,8$.

Далее продолжаем рассчитывать односекционную передачу по нижеприведенной методике.

3. Выбираем тип передачи. Предпочтительным является цилиндрический тип. В случае установленных ограничений на осевые габариты передачи рекомендуется принимать плоский тип. При разработке механизмов с пересекающимися осями валов целесообразно использовать сферический тип передач. В редких случаях, с учетом специфических компоновочных требований, может применяться конический тип ППТК.

В соответствии с исходными данными (встраивание передачи в корпус трубчатой формы) принимаем цилиндрический тип ППТК.

4. Выбираем кинематическую схему передачи по табл. 6.1. Элементы (звенья) передачи 1 и 3 содержат замкнутые беговые дорожки, а элемент 2 имеет пазы, равномерно расположенные относительно оси передачи. Кинематическая схема выбирается с учетом заданного значения передаточного отношения i . Z_1 и Z_3 – числа периодов центровых кривых – целые числа, выбираемые из диапазона $1 \dots 10$.

Табл. 6.1. Кинематические схемы (КС) ППТК

Номер КС	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Передаточное отношение
1	1	2	3	$i_{12}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$
2	1	3	2	$i_{13}^{(2)} = -\frac{Z_3}{Z_1}$
3	2	1	3	$i_{21}^{(3)} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$
4	2	3	1	$i_{23}^{(1)} = \frac{Z_3}{Z_1 + Z_3}$
5	3	1	2	$i_{31}^{(2)} = -\frac{Z_1}{Z_3}$
6	3	2	1	$i_{32}^{(1)} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3}$

Первая КС позволяет получить максимальное значение передаточного отношения при высоком КПД относительно других кинематических

схем. Для механизмов отвинчивания труб применимы кинематические схемы № 2 и 5, которые обеспечивают разнонаправленность вращений ведущего и ведомого валов.

Выбираем первую кинематическую схему. При этом передаточное отношение i будет обозначено $i_{12}^{(3)}$. $T_{вых} = T_2$.

Определяем конструктивную схему передачи по табл. 6.2.

Наиболее целесообразным (для первой кинематической схемы) является использование первой конструктивной схемы, при которой внутреннее звено – внутренние кулачки, промежуточное – сепаратор, наружное – наружные кулачки.

Табл. 6.2. Конструктивные исполнения секции ППТК

Конструктивная схема	Внутреннее звено	Промежуточное звено	Наружное звено
1	1(3)	2	3(1)
2	1(3)	3(1)	2
3	2	1(3)	3(1)

Выбираем первую конструктивную схему.

5. Исходя из заданных частоты вращения и закона движения выходного звена механизма выбираем тип центральных кривых. Параметрические уравнения двух типов кривых, применяемых при изготовлении ППТК наиболее часто, приведены в табл. 6.3.

Табл. 6.3. Уравнения двух типов центральных кривых на цилиндрических поверхностях

Тип кривой	Параметрические уравнения (s – параметр, $s = 0 \dots 2 \cdot \pi \cdot R$)	Рекомендации по использованию
Синусоидальная	$x_{1,3} = R \cdot \cos\left(\frac{s}{R}\right);$ $y_{1,3} = R \cdot \sin\left(\frac{s}{R}\right);$ $z_{1,3} = A \cdot \sin\left(\frac{Z_{1,3} \cdot s}{R}\right)$	Скоростной привод
Кусочно-винтовая	$x_{1,3} = R \cdot \cos\left(\frac{s}{R}\right);$ $y_{1,3} = R \cdot \sin\left(\frac{s}{R}\right);$ $z_{1,3} = \left(\frac{2 \cdot A}{\pi}\right) \cdot \arcsin\left(\sin\left(\frac{Z_{1,3} \cdot s}{R}\right)\right)$	Ручной привод

Выбираем синусоидальный тип центровых кривых.

6. Предварительно рассчитываем основные геометрические параметры передачи. Радиус средней окружности

$$R = 0,8 \cdot \frac{D_{\max}}{2} = 0,8 \cdot \frac{100}{2} = 40 \text{ мм.} \quad (6.3)$$

Радиус ролика рекомендовано определять по формуле $r_s = (0,12 \dots 0,18) \cdot D_{\max}/2$. Первоначально принимаем минимальное значение 0,12 множителя для повышения коэффициента перекрытия.

$$r_s = 0,12 \cdot \frac{D_{\max}}{2} = 0,12 \cdot \frac{100}{2} = 6 \text{ мм.} \quad (6.4)$$

Число периодов центральной кривой внутреннего кулачка, как правило, принимаем $Z_1 = 1$. Тогда по формуле из табл. 6.1

$$Z_3 = i_{12}^{(3)} - 1 = 5 - 1 = 4. \quad (6.5)$$

Число тел качения (пазов сепаратора)

$$n = Z_1 + Z_3 = 1 + 4 = 5. \quad (6.6)$$

Оптимальное значение амплитуды по критерию максимального КПД (с округлением до целого числа)

$$A = \frac{\pi \cdot R \cdot \sqrt{2 \cdot Z_3 \cdot Z_1 - \operatorname{tg}^2(\phi)}}{4 \cdot Z_3} = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot \sqrt{2 \cdot 4 \cdot 1 - 0,05^2}}{4 \cdot 4} = 22 \text{ мм.} \quad (6.7)$$

Средние углы подъема центровых кривых

$$\alpha_{m1} = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot Z_1 \cdot A}{\pi \cdot R}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot 1 \cdot 22}{3,14 \cdot 40}\right) = 0,337; \quad (6.8)$$

$$\alpha_{m3} = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot Z_3 \cdot A}{\pi \cdot R}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot 4 \cdot 22}{3,14 \cdot 40}\right) = 0,951. \quad (6.9)$$

7. Проводим силовой анализ передачи.

Определяем среднее значение отношения количества роликов, передающих нагрузку, к общему их числу в одной секции:

$$K_p = 1 - \frac{r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3}) \cdot \sin(\alpha_{m3})}{A} = 1 - \frac{6 \cdot \operatorname{tg}(0,951) \cdot \sin(0,951)}{22} = 0,689. \quad (6.10)$$

Коэффициент $K_n \leq 1$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по параллельным потокам мощности (телам качения),

$$K_n = 1,6 - 0,1 \cdot n_{st} = 1,6 - 0,1 \cdot 8 = 0,8, \quad (6.11)$$

где n_{st} – степень точности изготовления деталей (согласно исходным данным $n_{st} = 8$).

Средние значения сил, действующих на тело качения со стороны основных звеньев передачи,

$$N_2 = \frac{T_2}{R \cdot n \cdot K_p \cdot K_n} = \frac{63}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 0,698 \cdot 0,8} = 571,4 \text{ Н}; \quad (6.12)$$

$$N_1 = \frac{N_2 \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_{m3}) + f \cdot \sin(\alpha_{m3})}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} - f \right)}{\cos(\alpha_{m1}) - f \cdot \sin(\alpha_{m1}) + \frac{\sin(\alpha_{m1}) + f \cdot \cos(\alpha_{m1})}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} \cdot (\cos(\alpha_{m3}) + f \cdot \sin(\alpha_{m3}))} =$$

$$= \frac{571,4 \cdot \left(\frac{\cos(0,951) + 0,05 \cdot \sin(0,951)}{\sin(0,951) - 0,05 \cdot \cos(0,951)} - 0,05 \right)}{\left(\cos(0,337) - 0,05 \cdot \sin(0,337) + \frac{\sin(0,337) + 0,05 \cdot \cos(0,337)}{\sin(0,951) - 0,05 \cdot \cos(0,951)} \cdot (\cos(0,951) + 0,05 \cdot \sin(0,951)) \right)} = 345,8 \text{ Н}; \quad (6.13)$$

$$N_3 = \frac{N_2 - N_1 \cdot (\sin(\alpha_{m1}) + f \cdot \cos(\alpha_{m1}))}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} =$$

$$= \frac{571,4 - 345,8 \cdot (\sin(0,337) + 0,05 \cdot \cos(0,337))}{\sin(0,951) - 0,05 \cdot \cos(0,951)} = 561,7 \text{ Н}. \quad (6.14)$$

Средний КПД передачи определяем по табл. 6.4.

Табл. 6.4. Выражения для определения среднего КПД ППТК

КС	КПД	КС	КПД
1	$\frac{\sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3}) \cdot \cos(\phi)}{i_{12}^{(3)} \cdot \sin(\alpha_{m1} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} - 2 \cdot \phi)}$	4	$\frac{\sin(\alpha_{m3} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} + 2 \cdot \phi)}{i_{23}^{(1)} \cdot \cos(\phi) \cdot \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3})}$
2	$\frac{\sin(\alpha_{m3} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} + 2 \cdot \phi)}{i_{13}^{(2)} \cdot \sin(\alpha_{m1} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} - 2 \cdot \phi)}$	5	$\frac{\sin(\alpha_{m1} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} + 2 \cdot \phi)}{i_{31}^{(2)} \cdot \sin(\alpha_{m3} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} - 2 \cdot \phi)}$
3	$\frac{\sin(\alpha_{m1} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} + 2 \cdot \phi)}{i_{21}^{(3)} \cdot \cos(\phi) \cdot \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3})}$	6	$\frac{\sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3}) \cdot \cos(\phi)}{i_{32}^{(1)} \cdot \sin(\alpha_{m3} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} - 2 \cdot \phi)}$

В рассматриваемом случае для первой КС

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3}) \cdot \cos(\phi)}{i_{12}^{(3)} \cdot \sin(\alpha_{m1} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} - 2 \cdot \phi)} = \\ &= \frac{\sin(0,337 + 0,951) \cdot \cos(0,05)}{5 \cdot \sin(0,337 + 0,05) \cdot \cos(0,951 - 2 \cdot 0,05)} = 0,771. \end{aligned} \quad (6.15)$$

Моменты, действующие на основные звенья передачи, определяем исходя из уравнения баланса моментов:

$$T_2 = 63 \text{ Н} \cdot \text{м (по исходным данным);}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i_{12}^{(3)} \cdot \eta} = \frac{63}{5 \cdot 0,771} = 16,3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.16)$$

$$T_3 = T_2 - T_1 = 63 - 16,3 = 46,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8. Проводим проектные расчеты геометрических параметров передачи (рис. 6.2 и 6.3).

Минимальный диаметр входного вала $D_{1\min}$ исходя из условия прочности на кручение

$$D_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1 \cdot 10^3}{[\tau] \cdot \pi \cdot (1 - \xi)}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 63 \cdot 10^3}{12 \cdot 3,14 \cdot (1 - 0,72)}} = 29 \text{ мм}, \quad (6.17)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий наличие центрального отверстия у ведущего вала ($\xi = 0,70 \dots 0,73$). Принимаем $\xi = 0,72$.

Минимальный диаметр ведущего вала $D_{1\min}$ не должен превышать значение $0,7 \cdot D_{\max}$. Проверка условия $D_{1\min} \leq 0,7 \cdot D_{\max} : 29 \leq 0,7 \cdot 100 = 70$. Условие выполняется.

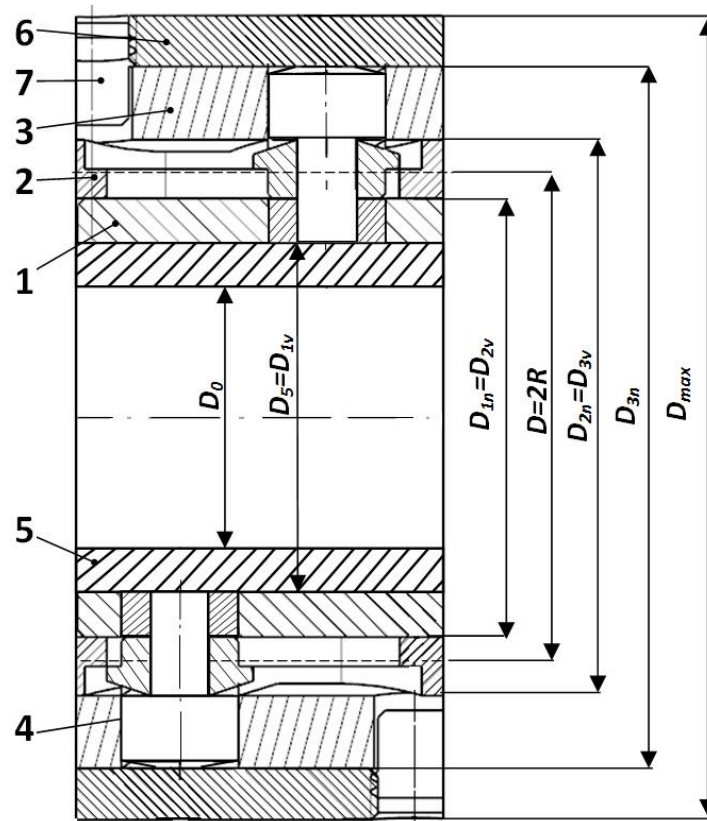


Рис. 6.2. Геометрические параметры секции ППТК: 1 – внутренние кулачки; 2 – сепаратор; 3 – наружные кулачки; 4 – ролики; 5 – ведущий вал; 6 – корпус; 7 – винты, стопорящие наружные кулачки в корпусе

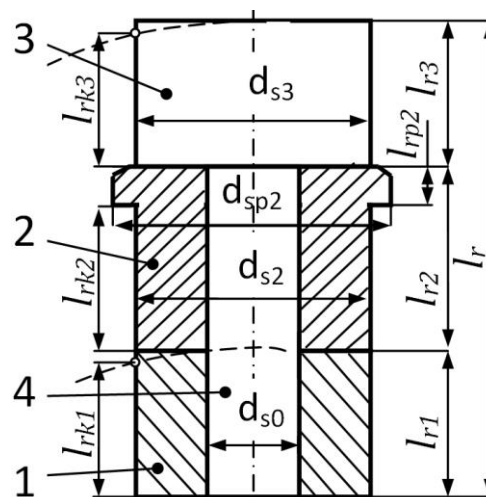


Рис. 6.3. Геометрические параметры ролика: 1 – втулка, контактирующая с внутренними кулачками; 2 – втулка, контактирующая с пазами сепаратора; 3 – втулка, контактирующая с наружными кулачками; 4 – стержень

Толщину корпуса редуктора принимаем $\delta_k = 5$ мм.

Максимальная длина ролика

$$l_{r \max} = 0,5 \cdot (D_{\max} - D_{1\min}) - \delta_k = 0,5 \cdot (100 - 29) - 5 = 17 \text{ мм.} \quad (6.18)$$

Проверяем выполнение необходимого условия $l_{r\max} \leq 0,5 \cdot R$: $17 \leq 0,5 \cdot 40 = 20$. Условие выполняется. Принимаем длину ролика $l_r = 17$ мм.

При разбиении общей длины ролика l_r по ступеням рекомендуется увеличить длины средней и верхней ступеней как наиболее нагруженных. При этом на втулке, контактирующей с сепаратором, необходимо проектировать выступ для устранения перекосов оси ролика. Таким образом, $l_{r1} = 0,3 \cdot l_r$, $l_{r2} = l_{r3} = 0,35 \cdot l_r$. Определяем длины ступеней ролика (с округлением до целых чисел):

$$l_{r1} = 0,3 \cdot l_r = 0,3 \cdot 17 = 5 \text{ мм}; l_{r2} = l_{r3} = 0,35 \cdot l_r = 0,5 \cdot 17 = 6 \text{ мм.} \quad (6.19)$$

Высоту l_{rp2} и диаметр d_{sp2} буртика для устранения перекосов оси ролика (см. рис. 6.3), как и толщину корпуса δ_k , принимаем конструктивно: $l_{rp2} = 1,5$ мм, $d_{sp2} = 15$ мм.

Длина контактной линии втулки ролика и паза сепаратора, скорректированная с учетом высоты буртика,

$$l_{r2k} = l_{r2} - l_{rp2} = 6 - 1,5 = 4,5 \text{ мм.} \quad (6.20)$$

Коэффициент диаметра стержня $k_{st} = d_0/d_s$ (для роликов с радиусом $r_s \leq 7$ мм рекомендуется $k_{st} = 0,5 \dots 0,6$). Принимаем коэффициент диаметра стержня $k_{st} = 0,5$.

Минимальный радиус втулок ролика

$$r_{s2} = \frac{A \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot M_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3}) \cdot \sin(\alpha_{m3})}{R \cdot A \cdot n \cdot K_n \cdot l_{r2k} \cdot k_{st} \cdot [\sigma_{cm}]}} \right)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3}) \cdot \sin(\alpha_{m3})} =$$

$$= \frac{22 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 63 \cdot \operatorname{tg}(0,951) \cdot \sin(0,951)}{40 \cdot 22 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 4,5 \cdot 0,5 \cdot 25}} \right)}{2 \cdot \operatorname{tg}(0,951) \cdot \sin(0,951)} = 6 \text{ мм.} \quad (6.21)$$

Окончательно принимаем радиусы втулок равными у всех ступеней: $r_s = r_{s1} = r_{s2} = r_{s3}$ (диаметр ролика $d_s = 2 \cdot r_s$), $r_s = r_{s1} = r_{s2} = r_{s3} = 6$ мм.

Диаметр ролика $d_s = 2 \cdot r_s = 2 \cdot 6 = 12$ мм.

Проверяем выполнение необходимого условия $d_s \leq 0,2 \cdot D_{\max}$: $12 \leq 0,2 \cdot 100 = 20$. Условие выполняется.

9. Проводим расчет геометрии основных элементов передачи.

Внутренние и наружные диаметры сепаратора и кулачков

$$D_{3n} = D_{\max} - 2 \cdot \delta_k = 100 - 2 \cdot 5 = 90 \text{ мм};$$

$$D_{3v} = D_{3n} - 2 \cdot l_{r3} = 90 - 2 \cdot 6 = 78 \text{ мм};$$

$$D_{2n} = D_{3v} = 78 \text{ мм};$$

$$D_{2v} = D_{2n} - 2 \cdot l_{r2} = 78 - 2 \cdot 6 = 66 \text{ мм}; \quad (6.22)$$

$$D_{1n} = D_{2v} = 66 \text{ мм};$$

$$D_{1v} = D_{1n} - 2 \cdot l_{r1} = 66 - 2 \cdot 5 = 56 \text{ мм}.$$

Корректируем радиус средней окружности (с округлением до целого числа) с учетом изменившейся длины ролика:

$$\begin{aligned} R &= 0,5 \cdot D_{\max} - \delta_k - l_{r3} - l_{rp2} - 0,5 \cdot l_{r2k} = \\ &= 0,5 \cdot 100 - 5 - 6 - 1,5 - 0,5 \cdot 4,5 = 35 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (6.23)$$

Сравниваем рассчитанные значения r_s и R с принятыми значениями в пункте 6. Значение r_s не изменилось (6 мм). Значение $R = 35$ мм отличается от принятого в пункте 6 ($R = 40$ мм). Значит, необходимо скорректировать значения геометрических и силовых параметров, рассчитанных по пунктам 6 и 7.

$$A = \frac{\pi \cdot R \cdot \sqrt{2 \cdot Z_3 \cdot Z_1 - \operatorname{tg}^2(\phi)}}{4 \cdot Z_3} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot \sqrt{2 \cdot 4 \cdot 1 - 0,05^2}}{4 \cdot 4} = 19 \text{ мм}.$$

$$\alpha_{m1} = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot Z_1 \cdot A}{\pi \cdot R}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot 1 \cdot 19}{3,14 \cdot 35}\right) = 0,381.$$

$$\alpha_{m3} = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot Z_3 \cdot A}{\pi \cdot R}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot 4 \cdot 19}{3,14 \cdot 35}\right) = 0,945.$$

$$K_p = 1 - \frac{r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3}) \cdot \sin(\alpha_{m3})}{A} = 1 - \frac{6 \cdot \operatorname{tg}(0,945) \cdot \sin(0,945)}{19} = 0,646.$$

$$N_2 = \frac{T_2}{R \cdot n \cdot K_p \cdot K_n} = \frac{63}{35 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 0,646 \cdot 0,8} = 696,3 \text{ Н}.$$

$$N_1 = \frac{N_2 \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_{m3}) + f \cdot \sin(\alpha_{m3})}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} - f \right)}{\cos(\alpha_{m1}) - f \cdot \sin(\alpha_{m1}) + \frac{\sin(\alpha_{m1}) + f \cdot \cos(\alpha_{m1})}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} \cdot (\cos(\alpha_{m3}) + f \cdot \sin(\alpha_{m3}))} =$$

$$= \frac{571,4 \cdot \left(\frac{\cos(0,945) + 0,05 \cdot \sin(0,945)}{\sin(0,945) - f \cdot \cos(0,945)} - 0,05 \right)}{\left(\cos(0,381) - 0,05 \cdot \sin(0,381) + \frac{\sin(0,381) + 0,05 \cdot \cos(0,381)}{\sin(0,945) - 0,05 \cdot \cos(0,945)} \cdot (\cos(0,945) + 0,05 \cdot \sin(0,945)) \right)} = 420,7 \text{ Н.}$$

$$N_3 = \frac{N_2 - N_1 \cdot (\sin(\alpha_{m1}) + f \cdot \cos(\alpha_{m1}))}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} =$$

$$= \frac{696,3 - 420,7 \cdot (\sin(0,381) + 0,05 \cdot \cos(0,381))}{\sin(0,945) - 0,05 \cdot \cos(0,945)} = 666,4 \text{ Н.}$$

$$\eta = \frac{\sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3}) \cdot \cos(\phi)}{i_{12}^{(3)} \cdot \sin(\alpha_{m1} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} - 2 \cdot \phi)} =$$

$$= \frac{\sin(0,381 + 0,945) \cdot \cos(0,05)}{5 \cdot \sin(0,381 + 0,05) \cdot \cos(0,945 - 2 \cdot 0,05)} = 0,699.$$

$$T_2 = 63 \text{ Н} \cdot \text{м (из исходных данных); } T_1 = \frac{T_2}{i_{12}^{(3)} \cdot \eta} = \frac{63}{5 \cdot 0,699} = 18,025 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$T_3 = T_2 - T_1 = 63 - 18,025 = 44,975 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

10. Проводим проверочные расчеты передачи на прочность.

Определяем напряжения смятия на поверхности втулки, контактирующей с сепаратором, как наиболее нагруженной:

$$\sigma_{см} = \frac{N_2}{2 \cdot k_{st} \cdot r_{s2} \cdot l_{rp2}} = \frac{696,3}{2 \cdot 0,5 \cdot 6 \cdot 4,5} = 25,8 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 25 \text{ МПа. (6.24)}$$

Однако перегрузка $((25,8 - 25)/25) \cdot 100 = 3,2 \% < 5 \%$ – в допустимых пределах. Условие прочности на смятие выполняется.

Напряжения среза при двух поверхностях сдвига

$$\tau_N = \frac{N_2}{2 \cdot \pi \cdot k_{st2}^2 \cdot r_{s2}^2} = \frac{696,3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,5^2 \cdot 6^2} = 12,3 \text{ МПа} > [\tau_{cp}] = 12 \text{ МПа}. \quad (6.25)$$

Однако перегрузка $((12,3 - 12)/12) \cdot 100 = 2,5 \% < 5 \%$ – в допустимых пределах. Условие прочности на срез выполняется.

Контактные напряжения вычисляем во взаимодействующей паре втулки ролика и сепаратора как наиболее нагруженной:

$$\begin{aligned} \sigma_{H2} &= 191,7 \cdot \sqrt{\frac{N_2}{r_{s2} \cdot l_{rp2}}} = 191,7 \cdot \sqrt{\frac{696,3}{6 \cdot 4,5}} = \\ &= 973,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 1008 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (6.26)$$

Условие контактной прочности выполняется.

Высота срезаемого участка выступов наружного кулачка

$$\begin{aligned} h_{f \min} &= \frac{N_3 \cdot \sin(\alpha_{m3})}{2 \cdot l_{r3} \cdot [\sigma_F]} \cdot (3 \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha_{m3}) - 1) = \\ &= \frac{666,4 \cdot \sin(0,945)}{2 \cdot 6 \cdot 154,3} \cdot (3 \cdot \operatorname{tg}^2(0,945) - 1) = 1,35 \text{ мм} \leq [h_{f \min}], \end{aligned} \quad (6.27)$$

где $[h_{f \min}]$ – допускаемое значение срезаемого участка, $[h_{f \min}] = 0,2 \cdot A = 0,2 \cdot 19 = 3,8 \text{ мм}$.

Условие $h_{f \min} < [h_{f \min}]$ выполнено.

При невыполнении одного из условий прочности в пункте 10 принимаем решение об изменении материалов и их термообработки либо об увеличении числа секций редуктора и производим перерасчет.

11. Определяем передаваемую мощность P :

$$P = T_1 \cdot \omega_1 = 18,025 \cdot 104,67 = 1886,67 \text{ Вт} = 1,89 \text{ кВт}, \quad (6.28)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения ведущего вала, $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3,14 \cdot 1000 / 30 = 104,67 \text{ с}^{-1}$.

6.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. На основе передачи с промежуточными телами качения спроектировать редукторную ступень для винтового домкрата с диаметром корпуса 80 мм, диаметром центрального отверстия под винт 22 мм. Материал изготовления деталей – сталь 40Х с поверхностной закалкой ТВЧ до

42...44 HRC. Степень точности изготовления деталей – 7-я. Режим работы передачи кратковременный, периодический. Необходимо обеспечить вращающий момент на ведомом валу 60 Н·м и передаточное отношение $i = 4$.

Задача 2. Рассчитать и спроектировать механизм ручной лебедки с передачей с промежуточными телами качения с диаметром барабана 120 мм. Необходимо спроектировать барабан как ведомый вал передачи (наружное звено) и центральное отверстие для облегчения массы диаметром 40 мм. Материал изготовления деталей – сталь 45, улучшенная (твердость поверхности 220...228 HB). Степень точности изготовления деталей – 8-я. Режим работы передачи кратковременный, периодический. Обеспечить грузоподъемность лебедки 200 кг при передаточном отношении $i = 6$.

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены валы? Чем вал отличается от оси?
2. Как классифицируются валы и оси?
3. По каким напряжениям оценивают диаметр вала первоначально?
Запишите формулу проектного расчета среднего диаметра вала.
4. По каким критериям проводят проверочный расчет вала? Какой параметр при этом определяют, с чем сравнивают его значение?
5. Как влияют на прочность вала шпоночные пазы и галтели?
6. Из каких материалов изготавливают валы?

7.1. Краткие теоретические сведения

Валы служат для поддержания установленных на них деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек, муфт и т. д.), передачи крутящих моментов и восприятия растягивающих или сжимающих сил. Оси, в отличие от валов, не передают вращающих моментов.

Валы и оси бывают гладкие и ступенчатые. По виду оси они подразделяются на валы с прямой осью, коленчатые и гибкие, сплошные и полые. По расположению в приводе: ведущие и ведомые, быстроходные, промежуточные и тихоходные.

Предварительный расчет валов производится по напряжениям кручения с уменьшением допускаемых напряжений в 3...4 раза, т. к. не учитывается действие изгиба. При этом определяется средний диаметр вала d_{cp} , мм:

$$d_{cp} = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (7.1)$$

где T – момент на валу, Н·м; $[\tau]$ – допускаемые напряжения кручения, МПа (табл. 7.1).

Табл. 7.1. Допускаемые напряжения кручения для предварительного расчета среднего диаметра вала

Вал	[τ], МПа	
	Быстроходные валы	Тихоходные и промежуточные валы
Редукторный	12...13	14...15
Трансмиссионный (с перемещающимися блоками шестерен)	20...25	26...30

Проверочный расчет производится на усталостную выносливость. Также валы рассчитываются на статическую прочность, жесткость и колебания.

Шпоночные пазы, шлицы, ступени, отверстия ослабляют прочность вала, т. к. являются концентраторами напряжений.

Прямые валы изготавливают из углеродистых и легированных сталей. В качестве термообработки применяются улучшения (сталь 45, сталь 40Х). Без термообработки – сталь Ст 5. Для тихоходных валов (сталь 20) поверхности под установку подшипников скольжения цементируют.

7.2. Пример решения задачи

7.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассчитаем тихоходный вал двухступенчатого редуктора в составе привода (см. рис. 1.1), энерго-кинематический расчет которого проведен в подразделе 1.2. Из табл. 1.4 принимаем вращающий момент, действующий на тихоходный вал, $T = 860,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и частоту вращения вала $n = 16,71 \text{ мин}^{-1}$.

На валу установлены (см. рис. 1.1) косозубое зубчатое колесо, подшипники и полумуфта. Из предыдущих расчетов (см. табл. 2.9) делительный диаметр колеса $d_2 = 256,023 \text{ мм}$, ширина колеса $b_w = 58 \text{ мм}$.

7.2.2. Алгоритм расчета вала

1. В качестве материала принимаем сталь 45, улучшенную.
2. Определяем средний диаметр редукторного тихоходного вала при $[\tau] = 14 \text{ МПа}$ (табл. 7.1) по формуле (7.1):

$$d_{cp} = \sqrt[3]{\frac{860,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 14}} = 67,5 \text{ мм}.$$

3. Проектируем конструкцию вала (рис. 7.1, а).

- 3.1. Определяем диаметры поверхностей ступеней вала.

При этом руководствуемся следующими правилами:

- разница диаметров между ступенями не должна превышать 10 мм;
- диаметр вала в месте посадки муфты принимаем меньше, а в месте посадки колеса – больше, чем средний диаметр;
- если средний диаметр вала больше, чем 20 мм, диаметр под подшипники должен быть кратен 5 мм;
- с одной стороны зубчатое колесо должно упираться в буртик, диаметр которого больше, чем диаметр отверстия в колесе d_k .

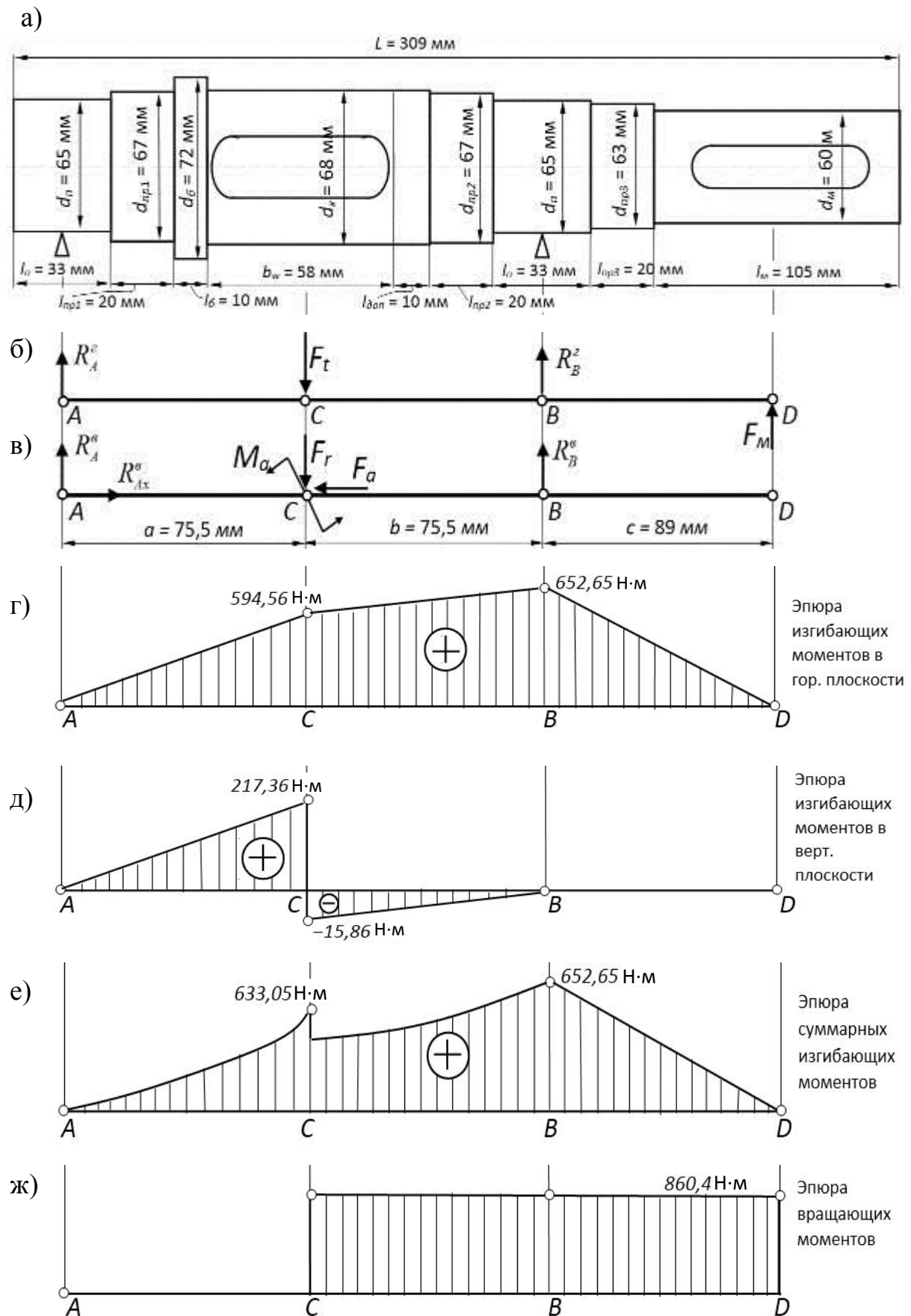


Рис. 7.1. Эскиз вала, расчетные схемы и эпюры моментов

Принимаем:

- диаметр в месте посадки зубчатого колеса $d_k = 68$ мм;
- диаметр буртика $d_\delta = 72$ мм;
- диаметр в месте посадки подшипников $d_n = 65$ мм (если этот диаметр ≥ 20 мм, его принимают кратным пяти);
- диаметр в месте посадки муфты $d_m = 60$ мм. Согласуем размер с данными из табл. 7.2, т. к. это выходной участок (конец) вала;
- диаметр промежуточных участков d_{np} , один из которых располагается слева между буртиком и участком под подшипник ($d_n < d_{np1} < d_\delta$), второй – справа между участком под зубчатое колесо и участком под подшипник ($d_k > d_{np2} > d_n$). Принимаем $d_{np1} = d_{np2} = 67$ мм. Третий промежуточный участок (для выхода вала из корпуса с крышкой, участок под манжетное уплотнение) находится между участком под правый подшипник и участком под муфту ($d_n > d_{np3} > d_m$). Принимаем $d_{np3} = 63$ мм.

Табл. 7.2. Длины цилиндрических концов валов (ГОСТ 12080–66)

Диаметр d , мм		Поле допуска	Длина l , мм		Галтель r , мм	Фаска c , мм
Ряд 1	Ряд 2		Исполнение			
			1	2		
6; 7	—	j6	16	—	0,4	0,2
8; 9	—		20	—	0,6	0,4
10; 11	—		23	20	0,6	0,4
12; 14	—		30	25	1,0	0,6
16; 18	19		40	28	1,0	0,6
20; 22	24		50	36	1,6	1,0
25; 28	—		60	42	1,6	1,0
—	30		80	58	2,0	1,6
32; 36	(35); 38		k6	80	58	2,0
40; 45	42; 48	110		82	2,0	1,6
50	—	110		82	2,5	2,0
55	(52); 53; (56)	m6	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; (71); 75		140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95		170	130	3,0	2,5
100; 110; 125	105; 120		210	165	3,0	2,5
140	130; 150		250	200	4,0	3,0
160; 180	170		300	240	4,0	3,0

При расчете быстроходного вала редуктора, соединенного непосредственно (муфтой) с валом электродвигателя, диаметр его участка под муфту необходимо принимать равным диаметру вала электродвигателя.

Остальные участки вала увеличивать пропорционально.

Также выходной конец тихоходного вала рекомендуется согласовывать с диаметром отверстия устанавливаемой на него муфты. В рассматриваемом примере считаем, что можно применить муфту нестандартную и допускается не согласовывать эти диаметры.

3.2. Предварительно подбираем подшипники качения для вала. Их выбор зависит от сил, действующих в зацеплении. При курсовом проектировании для колес цилиндрических прямозубых зубчатых передач выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии. Для колес цилиндрических косозубых, червячных передач принимаем шариковые радиально-упорные подшипники средней серии. Параметры подшипников впоследствии могут быть уточнены.

В рассматриваемом случае выбираем подшипники радиально-упорные шариковые 36313 с углом $\alpha = 12^\circ$ (табл. Г.2). Их размеры: внутренний диаметр $d_n = 65$ мм, наружный диаметр $D_n = 140$ мм, ширина $b_n = 33$ мм.

3.3. Определяем длины участков вала:

- длина участка под размещение колеса l_k равна ширине колеса b_w и длине дополнительного участка l_{don} под размещение стопорного кольца и (или) ступицы увеличенной ширины. Принимаем $l_{don} = 10$ мм. Получаем $l_k = b_w + l_{don} = 58 + 10 = 68$ мм;

- для обеспечения симметричности приложения реакций опор относительно колеса принимаем длину буртика $l_\delta = l_{don} = 10$ мм;

- длины участков под подшипники равны ширине подшипников $b_n = 33$ мм;

- длину выходного участка вала l_m определяем по табл. 7.2. При $d_m = 60$ мм принимаем $l_m = 105$ мм (короткое исполнение);

- длины промежуточных участков предварительно принимаем $l_{np1} = l_{np2} = l_{np3} = 20$ мм.

Вышеприведенное определение размеров валов (особенно длин участков) является предварительным и необходимо для дальнейшего рассмотрения примера. Окончательно размеры вала уточняем с учетом компоновки редуктора.

4. Определяем нагрузки, действующие на вал. Составляющие нормальной силы в зацеплении зубчатых колес получаем по результатам расчета тихоходной зубчатой передачи: окружная сила $F_t = 7106$ Н, радиальная сила $F_r = 2669$ Н, осевая сила $F_a = 1822$ Н.

На выходной конец вала действует сила от муфты, которую ориентировочно находим по формуле

$$F_M = K_M \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{860,4} = 7333,14 \text{ Н}, \quad (7.2)$$

где K_M – коэффициент, равный 125 – для одноступенчатого редуктора и

250 – для многоступенчатого. В рассматриваемом редукторе две ступени (см. рис. 1.1), поэтому $K_M = 250$.

Осевая сила F_a создает изгибающий момент

$$M_a = F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 1822 \cdot \frac{256,023}{2} = 233,24 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}, \quad (7.3)$$

где d_2 – делительный диаметр зубчатого колеса, установленного на валу, мм (см. табл. 2.9).

5. Составляем расчетные схемы вала как балки, расположенной на двух опорах с приложением сил, действующих на вал в горизонтальной (см. рис. 7.1, б) и вертикальной (см. рис. 7.1, в) плоскостях.

В горизонтальной плоскости действуют силы F_t и F_M , направленные в разные стороны (худший случай).

В вертикальной плоскости действуют радиальная сила F_r и изгибающий момент M_a от действия осевой силы F_a . Также переносим линию действия силы F_a на ось вала параллельным переносом.

Точкой приложения сил F_t , F_r и F_a является точка C – середина участка вала, на котором устанавливается зубчатое колесо. Вследствие параллельного переноса вектора силы F_a возникает пара сил с моментом M_a , месторасположение которой на вертикальной плоскости не имеет значения. В местах установки подшипников (опор) наблюдаются реакции в горизонтальной (R_A^z и R_B^z) и вертикальной (R_A^y и R_B^y) плоскостях. Они прилагаются посередине участков, где размещены подшипники (в точках A и B). В вертикальной плоскости в точке B приложим горизонтальную реакцию R_{Ax}^y , считая условно, что левая опора шарнирно-неподвижная, а правая – шарнирно-подвижная.

6. Определяем реакции в опорах из условий равновесия (сумма моментов сил равна нулю относительно одной и второй опор).

6.1. Находим реакции опор в горизонтальной плоскости (рис. 7.1, б).

В горизонтальной плоскости сумма моментов относительно точки A равна нулю:

$$\sum M_A^z = 0.$$

$$-F_t \cdot a + R_B^z \cdot (a + b) + F_M \cdot (a + b + c) = 0.$$

$$R_B^z = \frac{F_t \cdot a - F_M \cdot (a + b + c)}{a + b} =$$

$$= \frac{7106 \cdot 75,5 - 7333,14 \cdot (75,5 + 75,5 + 89)}{75,5 + 75,5} = -8102 \text{ Н.}$$

В *горизонтальной* плоскости сумма моментов относительно точки *B* равна нулю:

$$\sum M_B^z = 0.$$

$$-R_A^z \cdot (a + b) + F_t \cdot b + F_M \cdot c = 0.$$

$$R_A^z = \frac{F_t \cdot b + F_M \cdot c}{a + b} = \frac{7106 \cdot 75,5 + 7333,14 \cdot 75,5}{75,5 + 75,5} = 7875 \text{ Н.}$$

В качестве проверки записываем уравнение равенства нулю суммы всех сил на ось *OY* в *горизонтальной* плоскости:

$$\sum F_y^z = 0.$$

$$R_A^z + R_B^z - F_t + F_M = 7875 - 8102 - 7106 + 7333,14 = 0,14 \approx 0.$$

Погрешность, не превышающую 0,5, считаем допустимой.

6.2. Находим реакции опор в *вертикальной* плоскости (рис. 7.1, в).

В *вертикальной* плоскости сумма моментов относительно точки *A* равна нулю:

$$\sum M_A^y = 0.$$

$$-F_r \cdot a + R_B^y \cdot (a + b) + M_a = 0.$$

$$R_B^y = \frac{F_r \cdot a - M_a}{a + b} = \frac{2669 \cdot 75,5 - 233,24 \cdot 10^3}{75,5 + 75,5} = -210 \text{ Н.}$$

В *вертикальной* плоскости сумма моментов относительно точки *B* равна нулю:

$$\sum M_B^y = 0.$$

$$-R_A^y \cdot (a + b) + F_r \cdot b + M_a = 0.$$

$$R_A^e = \frac{F_r \cdot b + M_a}{a + b} = \frac{2669 \cdot 75,5 + 233,24 \cdot 10^3}{75,5 + 75,5} = 2879 \text{ Н.}$$

В качестве проверки записываем уравнение равенства нулю суммы всех сил на ось OY в вертикальной плоскости:

$$\sum F_y^e = 0.$$

$$R_A^e + R_B^e - F_r = 2879 + (-210) - 2669 \approx 0.$$

Из уравнения $\sum F_x^e = 0$ $R_{Ax}^e = F_a = 1822 \text{ Н.}$

6.3. Находим суммарные радиальные реакции опор:

$$R_A = \sqrt{(R_A^z)^2 + (R_A^e)^2} = \sqrt{7875^2 + 2879^2} = 8385 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^z)^2 + (R_B^e)^2} = \sqrt{(-8102)^2 + (-210)^2} = 8105 \text{ Н.}$$

7. Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 7.1, г–ж) по узловым точкам.

Эпюру изгибающих моментов в *горизонтальной* плоскости (расчетная схема на рис. 7.1, б) строим следующим образом. Положительные значения откладываем на сжатых волокнах. В крайних точках вала A и D момент равен нулю. Если расчет вести от опоры A (слева направо), то момент в точке C будет возникать от действия реакции R_A^z . Его модуль будет

$$M_C^z = R_A^z \cdot a = 7875 \cdot 0,075 = 594,56 \text{ Н·м.}$$

Далее расчет ведем от середины выходного участка (точки C) справа налево. Сила F_M создаст момент в точке B

$$M_B^z = F_M \cdot c = 7333,14 \cdot 0,089 = 652,65 \text{ Н·м.}$$

Соединив четыре узловые точки отрезками, получим эпюру изгибающих моментов, действующих на вал в горизонтальной плоскости (рис. 7.1, г).

При построении эпюры изгибающих моментов в *вертикальной* плоскости (расчетная схема на рис. 7.1, в) нужно учесть, что выходной конец вала не нагружен, поэтому расчет ведем от опоры A (слева направо) и от опоры B (справа налево), определяя момент в точке C :

$$M_{C'}^e = R_A^e \cdot a = 2879 \cdot 0,0755 = 217,36 \text{ Н·м;}$$

$$M_{C''}^e = R_B^e \cdot b = (-210) \cdot 0,0755 = -15,86 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости аналогичным образом (рис. 7.1, д) по узловым точкам.

Несовпадение значений моментов в точке C при расчете от опоры A и от опоры B не случайно. В качестве проверки определяем разницу этих значений: $217,36 - (-15,86) = 233,22 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что соответствует моменту M_a , рассчитанному по формуле (7.3) с учетом единиц измерения и погрешности вычислений.

Строим *суммарную* эпюру изгибающих моментов (рис. 7.1, е). Момент снова определяем в каждой из четырех точек как геометрическую сумму моментов в этих точках в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$M_A = \sqrt{(M_A^z)^2 + (M_A^e)^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_C = \sqrt{(M_C^z)^2 + (M_C^e)^2} = \sqrt{594,56^2 + 217,36^2} = 633,046 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = \sqrt{(M_B^z)^2 + (M_B^e)^2} = \sqrt{652,65^2 + 0^2} = 652,65 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = \sqrt{(M_D^z)^2 + (M_D^e)^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При подстановке момента в точке C в вертикальной плоскости можно подставить только максимальное значение.

Изменение суммарного момента вдоль оси вала нелинейное, поэтому узловые точки соединяем кривыми дугообразной формы (условно обозначающими квадратичные зависимости).

Эпюра крутящих моментов (рис. 7.1, ж) имеет форму прямоугольника. Момент передается от шестерни, установленной на предыдущем валу, на колесо (в точке C) и далее – на полумуфту в точке D . Величина момента на участке CD $T = 860,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

8. Определяем опасное сечение (опасные сечения).

Опасным является то сечение, где действуют максимальные значения суммарного изгибающего и крутящего моментов. Как правило, это сечения в точках B и C . Кроме моментов, на установление опасного сечения оказывает влияние диаметр вала.

Бывает так: наибольший суммарный изгибающий момент действует в сечении под колесом (точка C), а в сечении под подшипником (точка B) его значение меньше. Крутящие моменты в данных сечениях равны T . В этом случае опасными являются оба сечения, т. к. несмотря на то, что в точке B действует меньший суммарный изгибающий момент, диаметр вала

там также меньше.

В рассматриваемом примере достаточно проверить только сечение в точке B , т. к. там суммарный изгибающий момент является максимальным, а диаметр вала меньше, чем в сечении с точкой C . Поэтому, если прочность вала в сечении под подшипником будет обеспечена, она также заведомо будет обеспечена в сечении под колесом.

Таким образом, в опасном сечении изгибающий момент $M_u = 652,65 \text{ Н·м}$, вращающий (крутящий) момент $T = 860,4 \text{ Н·м}$.

9. Определяем напряжения изгиба и кручения.

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{652,65 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 65^3} = 23,77 \text{ МПа}, \quad (7.4)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении ($d = d_n$), мм.

Напряжения кручения

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{860,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 65^3} = 15,66 \text{ МПа}. \quad (7.5)$$

10. Определяем пределы выносливости, прочности и составляющие действующих напряжений.

Пределы выносливости по напряжениям изгиба σ_{-1} , кручения τ_{-1} и предел прочности по напряжениям кручения τ_B определяем по приближенным зависимостям

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 750 = 300 \text{ МПа}; \\ \tau_{-1} &\approx 0,2 \cdot \sigma_B = 0,2 \cdot 750 = 150 \text{ МПа}; \\ \tau_B &\approx 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (7.6)$$

где σ_B – предел прочности материала, МПа. Для стали 45 $\sigma_B = 750 \text{ МПа}$ (см. табл. 2.3).

Амплитудные и средние составляющие действующих напряжений

$$\begin{aligned} \sigma_m &= 0; \quad \sigma_a = \sigma_u = 23,77 \text{ МПа}; \\ \tau_a &= \tau_m = 0,5 \cdot \tau = 0,5 \cdot 15,66 = 7,83 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (7.7)$$

11. Находим коэффициенты, входящие в формулы для определения запасов сопротивления усталости.

Коэффициент (показатель степени) в формуле для расчета масштабного фактора при изгибе

$$v_1 = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,096. \quad (7.8)$$

При кручении

$$v_2 = 1,5 \cdot v_1 = 1,5 \cdot 0,096 = 0,144. \quad (7.9)$$

Масштабный фактор при изгибе

$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_1} \right) = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,096} \right) = 0,83, \quad (7.10)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении, мм.

Масштабный фактор при кручении

$$K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_2} \right) = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,144} \right) = 0,768. \quad (7.11)$$

Устанавливаем шероховатость поверхности вала $R_z = 3,2$ мкм, кроме поверхностей под колесо, подшипники и полумуфту, где $R_z = 1,6$ мкм. Коэффициент, учитывающий качество (шероховатость) поверхности по изгибу,

$$\begin{aligned} K_{F\sigma} &= 1 - 0,22 \cdot \left(\lg \left(\frac{\sigma_B}{20} \right) - 1 \right) \cdot \lg(R_z) = \\ &= 1 - 0,22 \cdot \left(\lg \left(\frac{750}{20} \right) - 1 \right) \cdot \lg(1,6) = 0,974. \end{aligned} \quad (7.12)$$

Если $R_z \leq 1,0$ мкм, необходимо принимать $K_{F\sigma} = 1,0$.

Коэффициент, учитывающий качество (шероховатость) поверхности по кручению,

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,974 + 0,425 = 0,985. \quad (7.13)$$

Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений по изгибу K_σ и кручению K_τ . Они зависят от вида концентраторов напряжений в опасном сечении. Возможны несколько вариантов.

Случай 1. Если исследуется сечение вала, где с натягом установлена какая-нибудь деталь (зубчатое колесо, шкив, полумуфта и др.), то определяется отношение

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (7.14)$$

где K_1 – коэффициент, $K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg(d)$, если $d < 150$ мм, $K_1 = 3,6$ при $d \geq 150$ мм; K_2 – коэффициент, $K_2 = 0,305 + 0,0014 \cdot \sigma_B$; K_3 – коэффициент, $K_3 = 0,65 + 0,014 \cdot p$, если $p \leq 25$ МПа, $K_3 = 1$ при $p > 25$ МПа.

Давление должно определяться исходя из прочности прессового соединения. Предварительно можно считать, что $p > 25$ МПа, если передаваемый момент $T \geq 900$ Н·м.

При изгибе отношение (7.14) будет

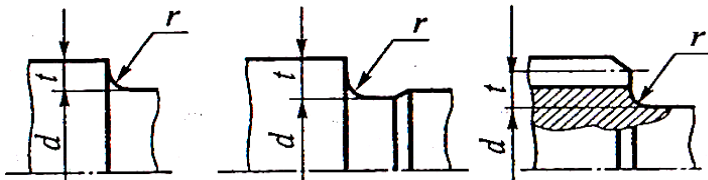
$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = 0,6 \cdot \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}. \quad (7.15)$$

Случай 2. Если исследуется сечение вала, где имеется *ступенчатый галтельный переход*, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений по изгибу K_{σ} и кручению K_{τ} определяются по табл. 7.3.

Случай 3. Если исследуется сечение вала, где имеется *шпоночный паз*, то коэффициенты K_{σ} и K_{τ} определяются по табл. 7.4.

Случай 4. Если исследуется сечение вала, где имеются *шлицевые пазы или резьба*, то коэффициенты K_{σ} и K_{τ} определяются по табл. 7.5.

Табл. 7.3. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для ступенчатых галтельных переходов

									
$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_{σ}				K_{τ}			
		при σ_B , МПа							
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9

Окончание табл. 7.3

$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_{σ}				K_{τ}			
		при σ_B , МПа							
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Табл. 7.4. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шпоночных пазов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ
	Паз выполнен концевой фрезой	Паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,6	1,9	2,4

Табл. 7.5. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для прямобоочных шлицев	для эвольвентных шлицев	для резьбы
500	1,45	1,8	2,25	1,45	1,35
700	1,6	2,2	2,45	1,5	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Если на валу имеются несколько концентраторов напряжений (*случай 1 – случай 4*), то в качестве K_σ и K_τ устанавливаются максимальные значения этих коэффициентов.

В рассматриваемом примере для сечения B под подшипником (рис. 7.1, а) имеем один концентратор напряжений – ступенчатый галтельный переход (*случай 3*). По табл. 7.2 принимаем радиус галтели $r = 2,5$ мм при диаметре вала $d_n = 65$ мм. По данным табл. 7.3, с учетом рис. 7.1, а, имеем

$$t = \frac{d_{np2} - d_n}{2} = \frac{67 - 65}{2} = 1 \text{ мм.}$$

Так как радиус галтели r не может быть больше, чем перепад высот ступеней t , принимаем нестандартное значение $r = 0,5$ мм. Отношения $t/r = 2$, $r/d = 0,5/65 = 0,008$. По табл. 7.3 получаем ориентировочно $K_\sigma = 1,61$

и $K_\tau = 1,41$.

Определяем коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения, по табл. 7.6.

Табл. 7.6. Коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения

Способ упрочнения поверхности	K_V		
	$K_\sigma = 1$	$K_\sigma = 1,1...1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Обработка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

Если поверхностное упрочнение отсутствует (как в рассматриваемом случае), $K_V = 1,0$.

Определяем коэффициенты концентрации напряжений в опасном сечении при изгибе и кручении соответственно:

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = \frac{\frac{1,61}{0,83} + \frac{1}{0,974} - 1}{1} = 1,966; \quad (7.16)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1}{K_V} = \frac{\frac{1,41}{0,768} + \frac{1}{0,985} - 1}{1} = 1,851. \quad (7.17)$$

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости по изгибу и кручению,

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,17; \quad (7.18)$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,17 = 0,085.$$

12. Определяем запасы сопротивления усталости.

Запас сопротивления усталости при изгибе

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{300}{1,966 \cdot 23,77 + 0,17 \cdot 0} = 6,42. \quad (7.19)$$

Запас сопротивления усталости при кручении

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{150}{1,851 \cdot 7,83 + 0,085 \cdot 7,83} = 9,895. \quad (7.20)$$

Общий запас сопротивления усталости

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{6,42 \cdot 9,895}{\sqrt{6,42^2 + 9,895^2}} = 5,386 \geq [s] \approx 1,5, \quad (7.21)$$

где $[s]$ – минимальный допускаемый запас сопротивления усталости.
Усталостная прочность вала обеспечена.

7.2.3. Расчет вала на статическую прочность и жесткость

При статических перегрузках напряжения, рассчитанные по формулам (7.4) и (7.5), удваиваются:

$$\sigma_u = 23,77 \cdot 2 = 47,54 \text{ МПа}; \quad \tau = 15,66 \cdot 2 = 31,32 \text{ МПа}.$$

Допускаемые значения напряжений принимаем

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ МПа}, \quad (7.22)$$

где σ_T – предел текучести материала вала. Для стали 45 по табл. 9.1 $\sigma_T = 450$ МПа.

Проверяем условие статической прочности при перегрузках, вычисляя эквивалентные напряжения:

$$\sigma_\vartheta = \sqrt{\sigma_u^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{47,54^2 + 3 \cdot 31,32^2} = 72,131 \text{ МПа} \leq [\sigma]. \quad (7.23)$$

Условие статической прочности выполняется.

Проверяем жесткость вала. Опасным является прогиб вала под колесом. Момент инерции

$$J = \frac{\pi \cdot d_\kappa^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 68^4}{64} = 105 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \quad (7.24)$$

Прогиб в горизонтальной плоскости от силы F_t

$$\begin{aligned} y_\Gamma &= \frac{F_t \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot (a + b)} = \\ &= \frac{7106 \cdot 75,5^2 \cdot 75,5^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot 10^4 \cdot (75,5 + 75,5)} = 2,312 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \end{aligned} \quad (7.25)$$

Прогиб в вертикальной плоскости от силы F_r

$$y_B = \frac{F_r \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot (a + b)} =$$

$$= \frac{2669 \cdot 75,5^2 \cdot 75,5^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot 10^4 \cdot (75,5 + 75,5)} = 0,868 \cdot 10^{-3} \text{ мм.} \quad (7.26)$$

Прогиб в вертикальной плоскости от силы F_r

$$y_M = \frac{F_M \cdot c \cdot a \cdot ((a + b)^2 - a^2)}{6 \cdot E \cdot J \cdot (a + b)} =$$

$$= \frac{7333,14 \cdot 89 \cdot 75,5 \cdot ((75,5 + 75,5)^2 - 75,5^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot 10^4 \cdot (75,5 + 75,5)} = 4,218 \cdot 10^{-3} \text{ мм.} \quad (7.27)$$

Момент M_a прогиб в сечении под колесом не создает.

Суммарный максимально возможный прогиб

$$y = \sqrt{y_r^2 + y_B^2} + y_M =$$

$$= \sqrt{(2,312 \cdot 10^{-3})^2 + (0,868 \cdot 10^{-3})^2} + 4,218 \cdot 10^{-3} = 6,688 \cdot 10^{-3} \text{ мм.} \quad (7.28)$$

Допускаемый прогиб можно ориентировочно определить по формуле

$$[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 2 = 0,02 \text{ мм,} \quad (7.29)$$

где m – модуль зубчатой передачи, $m = 2$ мм (см. табл. 2.9).

Так как $y = 0,006688 \text{ мм} \leq [y] = 0,02 \text{ мм}$, жесткость вала обеспечена.

7.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить суммарные реакции подшипниковых опор A и B вала, схема которого показана на рис. 7.2. Зубчатое колесо, закрепленное на валу, расположено симметрично относительно опор. Вращающий момент, действующий на вал, $T = 1100 \text{ Н·м}$. Зубчатое колесо имеет следующие параметры: модуль $m = 2 \text{ мм}$, число зубьев $z = 32$, угол наклона зубьев $\beta = 0^\circ$. Материал вала – сталь 45, термообработка – нормализация.

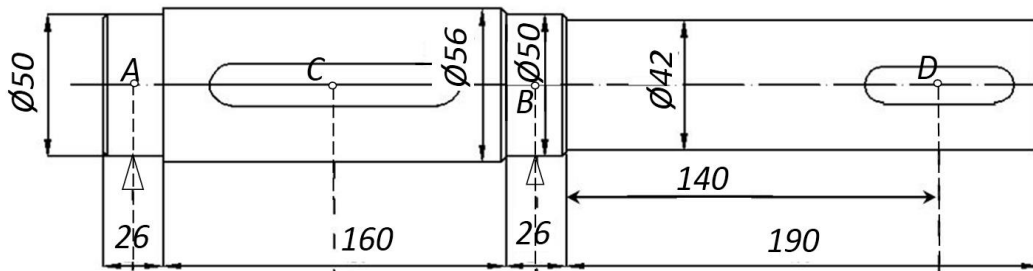


Рис. 7.2. Схема вала к задаче 1

Задача 2. На валу с помощью призматической шпонки без натяга установлено зубчатое колесо. Рассчитать вал на усталостную прочность в сечении под колесом. Диаметр вала в сечении $d_k = 68$ мм. По результатам предварительных расчетов установлено, что в рассматриваемом сечении действуют напряжения изгиба $\sigma_u = 54$ МПа и кручения $\tau = 20$ МПа. Материал вала – сталь 45, улучшенная.

Задача 3. Рассчитать вал одноступенчатого червячного редуктора, изготовленного из стали 40Х (улучшение до твердости 240 НВ), на статическую прочность и жесткость. Опасным является сечение под правым подшипником, где действует максимальный изгибающий момент $M_u = 800$ Н·м. Диаметр вала в этом сечении $d_n = 60$ мм. На валу установлено червячное зубчатое колесо (модуль $m = 4$ мм, число зубьев $z = 40$). Известно окружное усилие на колесе $F_{t2} = 1200$ Н.

8. ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены подшипники? Какие они бывают по виду трения?
2. В чем преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. Из каких основных элементов состоит радиальный подшипник качения? Для чего нужен сепаратор?
4. Как классифицируются подшипники качения?
5. На какие типы подразделяются подшипники качения по воспринимаемой нагрузке? Какую нагрузку воспринимает радиально-упорный подшипник? Упорный?
6. Обоснуйте выбор подшипников приводных валов.
7. Как подбирают подшипники (по каким параметрам)? Какие параметры определяют при проверочном расчете подобранного подшипника?
8. Назовите основные принципы маркировки подшипников.

8.1. Краткие теоретические сведения

Подшипники – опоры для вращающихся осей и валов. В зависимости от вида трения они подразделяются на подшипники качения и скольжения. В подшипниках качения трение скольжения заменено трением качения, которое сопровождается меньшими потерями мощности (у подшипников качения высокий КПД). Они хорошо работают в режиме частых пусков и остановок. Недостатки: увеличенные радиальные размеры, шум, плохая восприимчивость к ударным нагрузкам. Из-за больших сил инерции неработоспособны при очень высоких скоростях вращения, а также в агрессивных средах.

Радиальный подшипник качения состоит из внутреннего кольца 1, наружного кольца 2, тел качения 3 и сепаратора 4 (рис. 8.1). Сепаратор предназначен для разделения тел качения и обеспечения постоянного расстояния между их центрами.

По виду тел качения подшипники качения подразделяются на шариковые и роликовые, в т. ч. игольчатые. По числу рядов – однорядные и многорядные. По габаритам при одинаковом внутреннем диаметре – на серии: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю и тяжелую. По ширине подшипника – узкие, нормальные, широкие и особо широкие. Согласно ГОСТ 520-2002 существуют девять классов точности подшипников качения. В порядке увеличения класса: 8, 7, 0 (нормальный), 6X, 6, 5, 4, Т, 2.

По воспринимаемой нагрузке подшипники подразделяются на *радиальные* (воспринимают, в основном, радиальную нагрузку, а могут – и

часть осевой), *радиально-упорные* (воспринимают, в основном, радиальную нагрузку и значительную часть осевой), *упорно-радиальные* (воспринимают, в основном, осевую нагрузку, а могут – и незначительную часть радиальной) и *упорные* (воспринимают только осевую нагрузку).

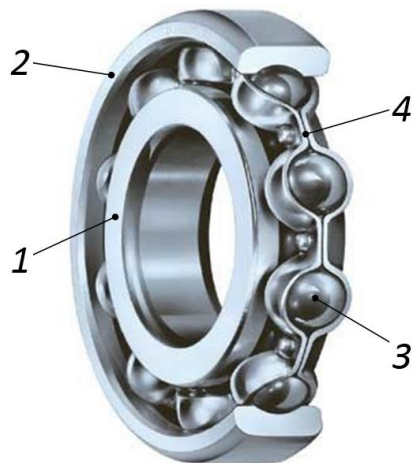


Рис. 8.1. Шариковый радиальный подшипник качения

Для приводных валов часто применяют сферические радиальные двухрядные шариковые подшипники (рис. 8.2, а). Благодаря внутренним сферическим поверхностям колец (обойм) они позволяют валу самоустанавливаться, компенсируя таким образом погрешности сборки и монтажа подшипниковых опор. Для этих же целей используют двухрядные подшипники с бочкообразными роликами (рис. 8.2, б).

а)



б)



Рис. 8.2. Самоустанавливающиеся сферические двухрядные подшипники качения: а – шариковый; б – роликовый

Подшипники подбирают по диаметру вала в зависимости от характера и величины действующих сил. Определяют статическую и динамиче-

скую грузоподъемность, сравнивая с табличными значениями (допускаемыми). Расшифровывать обозначение подшипника качения нужно справа налево. Последние две цифры указывают на диаметр отверстия. Значение диаметра отверстия (≥ 20 мм) получают, умножив двузначное число (две последние цифры в обозначении) на пять. Третья цифра справа – серия подшипника, четвертая – его тип. Если тип подшипника нулевой, цифра «0» может не проставляться.

8.2. Пример решения задачи

8.2.1. Исходные данные

В примере расчета тихоходного вала редуктора (подраздел 7.2) были подобраны подшипники радиально-упорные шариковые 36313 с углом $\alpha = 12^\circ$ (табл. Г.2). Внутренний диаметр $d_n = 65$ мм, наружный диаметр $D_n = 140$ мм, ширина $b_n = 33$ мм. Необходимо обосновать выбор подшипников и проверить на статическую и динамическую грузоподъемность. Нагрузка с умеренными толчками, температура подшипника не превышает 100°C .

Из примера расчета привода (подраздел 1.2, табл. 1.4) частота вращения тихоходного вала редуктора (вала IV) $n = 16,71$ мин⁻¹.

Из примера расчета тихоходной передачи редуктора (пункт 2.2.1, исходные данные) ресурс привода $t_\Sigma = 20400$ ч определен по формуле (2.6). Режим нагружения средний равновероятный (режим II по табл. 2.5), допускается трехкратная перегрузка (согласно исходным данным в пункте 2.2.1).

Из примера расчета вала (подраздел 7.2) осевая реакция левого подшипника равна осевой силе в зубчатом зацеплении $R_{Ax}^e = F_a = 1822$ Н, суммарные радиальные реакции опор $R_A = 8385$ Н, $R_B = 8105$ Н.

8.2.2. Алгоритм расчета подшипника

1. Для выбранного подшипника 36313 уточняем по справочным данным (см. табл. Г.2) паспортные (базовые) значения динамической грузоподъемности $C = 94,1$ кН, статической грузоподъемности $C_0 = 83,2$ кН.

Определяем коэффициент эквивалентности в зависимости от режима нагрузки по табл. 8.1.

Табл. 8.1. Коэффициент эквивалентности

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
K_E	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

Так как задан режим работы II, принимаем $K_E = 0,63$.
Определяем средние величины реакций опор:

$$R_{Axm} = K_E \cdot R_{Ax}^e = 0,63 \cdot 1822 = 1148 \text{ Н}; \quad (8.1)$$

$$R_{Am} = K_E \cdot R_A = 0,63 \cdot 8385 = 5283 \text{ Н}; \quad (8.2)$$

$$R_{Bm} = K_E \cdot R_B = 0,63 \cdot 8185 = 5106 \text{ Н}. \quad (8.3)$$

Находим отношение осевой реакции левой опоры к базовой статической грузоподъемности:

$$\frac{R_{Axm}}{C_0} = \frac{1148}{83200} = 0,014. \quad (8.4)$$

Коэффициент $V = 1$, если у подшипника вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$, если наружное. В рассматриваемом случае подшипники устанавливаются на вал по переходной посадке и внутреннее кольцо вращается вместе с валом. Наружное кольцо неподвижно, оно размещается в корпусе редуктора и фиксируется крышкой. Принимаем $V = 1$.

Находим отношение сил для левого подшипника, где действует осевая реакция:

$$\frac{R_{Axm}}{V \cdot R_{Am}} = \frac{1148}{1 \cdot 5283} = 0,217. \quad (8.5)$$

Определяем коэффициенты X , Y по табл. 8.2. Сила F_a является осевой и в данном примере соответствует R_{Axm} ; сила F_r радиальная и соответствует R_{Am} .

Если полученное по формуле (8.4) отношение отличается от приведенных в табл. 8.2, поиск параметров Y и e осуществляем линейной интерполяцией (по примеру формулы (5.10)).

Имеем $e = 0,19$. При этом $F_a / (V \cdot F_r) = R_{Axm} / (V \cdot R_{Am}) = 0,217 < e = 0,30$. Соответственно, $X = 1$, $Y = 0$.

Если рассматриваем радиальные шариковые подшипники, установленные на валу, где не действуют осевые силы ($F_a = 0$), или отношение F_a / C_0 меньше имеющегося в табл. 8.2 ($< 0,014$), то $X = 1$, $Y = 0$.

Коэффициент безопасности принимаем $K_B = 1$ – при спокойной нагрузке, $K_B = 1,3 \dots 1,5$ – при умеренных толчках, $K_B = 1,3 \dots 1,5$ – при сильных ударах. В рассматриваемом случае (по исходным данным) $K_B = 1,4$.

Температурный коэффициент K_T принимаем $K_T = 1$, если температура подшипника в процессе работы не превышает 100°C , $K_T = 1,05$ – при

температуре 125 °С, $K_T = 1,4$ – при температуре 250 °С. В соответствии с исходными данными $K_T = 1$.

Табл. 8.2. К определению параметров X , Y и e

Тип подшипника	α , град	F_a/C_0	$F_a/(V \cdot F_r) \leq e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	26	—	1	0	0,41	0,87	0,68
	36	—	1	0	0,37	0,66	0,95
Роликовый конический однорядный	—	—	1	0	0,4	$0,4 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)$	$1,5 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)$

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку, действующую на левый подшипник, т. к. он более нагружен (на него действует большая средняя радиальная нагрузка, $R_{Am} > R_{Bm}$):

$$\begin{aligned}
 P_r &= (X \cdot V \cdot R_{Bm} + Y \cdot R_{Axm}) \cdot K_B \cdot K_T = \\
 &= (1 \cdot 1 \cdot 5823 + 0 \cdot 1148) \cdot 1,4 \cdot 1 = 8152,2 \text{ Н.}
 \end{aligned}
 \tag{8.6}$$

Коэффициент долговечности a_1 зависит от коэффициента надежности $P(t)$ и определяется по табл. 8.3. Значение коэффициента надежности $P(t) = 0,9$ считаем достаточным для инженерных расчетов.

Табл. 8.3. К определению коэффициента долговечности

$P(t)$	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Принимаем коэффициент долговечности $a_1 = 1$ при коэффициенте надежности $P(t) = 0,9$.

Определяем обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла, особенностей технологии производства, конструкции и условий эксплуатации a_{23} по табл. 8.4 (для обычных условий применения).

Табл. 8.4. К определению коэффициента a_{23}

Тип подшипника	a_{23}
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7...0,8
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5...0,6
Для роликоподшипников конических	0,6...0,7
Для роликоподшипников сферических двухрядных	0,3...0,4

Для шарикоподшипников $a_{23} = 0,75$.

Ресурс подшипника (в миллионах оборотов)

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot t_{\Sigma}}{10^6} = \frac{60 \cdot 16,71 \cdot 20400}{10^6} = 20,453 \text{ млн об.} \quad (8.7)$$

Расчетная (потребная) динамическая грузоподъемность

$$C_p = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}} = 8152,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{20,453}{1 \cdot 0,75}} = 24538 \text{ Н,} \quad (8.8)$$

где p – показатель степени, который для шарикоподшипников принимается $p = 3$, для роликоподшипников $p = 3,33$.

Должно выполняться условие

$$C_p \leq C. \quad (8.9)$$

Данное условие выполняется: $C_p = 24,5 \text{ кН} \leq C = 94,1 \text{ кН}$, т. е. расчетная динамическая грузоподъемность не превышает базовую (паспортную), значит, динамическая грузоподъемность подшипника обеспечена.

Если условие не выполняется, необходимо подбирать подшипник другого типа или другой серии с большим значением C .

В рассматриваемом случае имеет место значительная недогрузка, в

связи с чем делаем вывод, что можно было устанавливать подшипники не средней, а легкой серии. Перерасчет не производим.

С учетом трехкратной перегрузки проверяем подшипник 36313 по статической грузоподъемности.

Коэффициенты радиальной и осевой статических сил находим по табл. 8.5.

Табл. 8.5. К определению коэффициентов X_0 и Y_0

Тип подшипника	X_0	Y_0
Радиальные шарикоподшипники однорядные и двухрядные	0,6	0,5
Радиально-упорные шарикоподшипники	0,5	0,47 ($\alpha = 12^\circ$) 0,28 ($\alpha = 36^\circ$)
Конические и самоустанавливающиеся шарико- и роликоподшипники	0,5	$0,22 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)$

Для рассматриваемого примера $X_0 = 0,5$, $Y_0 = 0,47$.

Определяем эквивалентную статическую нагрузку с учетом большей нагруженности левой опоры A . Используем максимальные, а не средние значения реакций.

$$\begin{aligned}
 P_0 &= X_0 \cdot F_{rn} + Y_0 \cdot F_a = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot R_{Ax} = \\
 &= 0,5 \cdot 8385 + 0,47 \cdot 1822 = 5049 \text{ Н},
 \end{aligned}
 \tag{8.10}$$

где F_{rn} – радиальная нагрузка на наиболее нагруженный подшипник.

При этом должно выполняться условие $P_0 \geq F_{rn} = R_A$. Данное условие не выполняется, поэтому принимаем $P_0 = R_A = 8385 \text{ Н}$.

С учетом трехкратной перегрузки $P_{0\text{II}} = 3 \cdot P_0 = 3 \cdot 8385 = 25115 \text{ Н}$.

Должно выполняться условие

$$P_{0\text{II}} \leq C_0. \tag{8.11}$$

Условие (8.11) выполняется: $25,2 \text{ кН} \leq 83,2 \text{ кН}$.

Статическая грузоподъемность подшипника обеспечена.

8.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать подшипники качения (средней серии) для вала червячного колеса с радиальными реакциями опор $R_A = 8000 \text{ Н}$, $R_B = 9000 \text{ Н}$. В червячном зацеплении действует осевая сила $F_a = 1100 \text{ Н}$. Диаметр вала под подшипник $d_n = 50 \text{ мм}$. Проверить подобранные под-

шипники *по динамической грузоподъемности*, если частота вращения вала $n = 100 \text{ мин}^{-1}$, заданный ресурс $L = 30$ млн об, режим нагружения средний нормальный, нагрузка с умеренными толчками, рабочая температура подшипника 80°C .

Задача 2. Проверить, обеспечена ли *динамическая грузоподъемность* радиального подшипника 209 с реакциями опор $R_A = 8200 \text{ Н}$, $R_B = 9400 \text{ Н}$. Частота вращения вала $n = 200 \text{ мин}^{-1}$. Заданный ресурс привода – 5 лет, режим работы пятидневный, двухсменный, режим нагружения средний равновероятный. Нагрузка спокойная, без толчков, рабочая температура подшипника не выше 95°C .

Задача 3. Подобрать подшипники качения (легкой серии) для вала с зубчатым косозубым колесом (нормальный модуль $m_n = 2 \text{ мм}$, число зубьев $z = 60$). Угол наклона линии зуба $\beta = 12^\circ$. На вал с колесом действует вращающий момент $T = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Радиальные реакции опор $R_A = 9000 \text{ Н}$, $R_B = 11000 \text{ Н}$. Диаметр вала под подшипник $d_n = 60 \text{ мм}$. Необходимо проверить подшипники *по статической грузоподъемности*.

9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Контрольные вопросы

1. В чем преимущества и недостатки сварных соединений?
2. Назовите виды сварки и сварных соединений.
3. Какие бывают виды сварных швов? Назовите геометрические параметры углового шва.
4. По каким напряжениям рассчитывают различные виды сварных швов?
5. Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
6. От чего зависят допускаемые напряжения для сварных швов?
7. Назовите виды контактной сварки.

9.1. Краткие теоретические сведения

Неразъемные сварные соединения. Наиболее распространена электрическая сварка: дуговая и контактная. Процесс сварки имеет высокую производительность и низкую стоимость. Недостатками являются температурные деформации деталей, трудность контроля шва, зависимость качества от квалификации сварщика (при ручной сварке). Сварные швы плохо сопротивляются динамическим и ударным нагрузкам.

Сварные соединения подразделяются на стыковые, нахлесточные и тавровые (рис. 9.1). Сварные швы бывают стыковые (рис. 9.1, а) и угловые (рис. 9.1, б, в). В нахлесточных соединениях швы также подразделяются на лобовые и фланговые.

Стыковые соединения образуются, соответственно, с помощью стыковых швов.

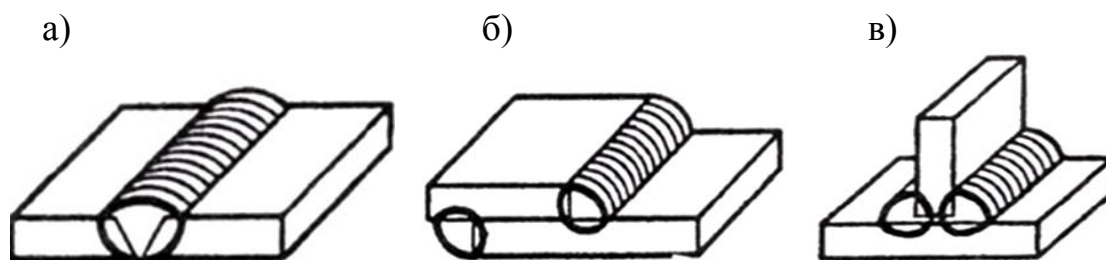


Рис. 9.1. Виды сварных соединений: а – стыковое; б – нахлесточное; в – тавровое

При расчете стыковых соединений при действии растягивающей (сжимающей) силы F и изгибающего момента M определяют эквивалентные напряжения:

$$\sigma = \frac{F}{A} \pm \frac{M}{W} = \frac{F}{b \cdot \delta} \pm \frac{6 \cdot M}{b \cdot \delta^2} \leq [\sigma'], \quad (9.1)$$

где b – длина шва (ширина свариваемых деталей), мм; δ – толщина свариваемых деталей, мм; $[\sigma']$ – допускаемые напряжения для сварных соединений; A – площадь сечения шва; W – момент сопротивления сечения шва прямоугольной формы при действии пары сил в плоскости, перпендикулярной шву (если пара сил действует в плоскости расположения шва, то $W = b^2 \cdot \delta / 6$).

Если сила F вызывает растяжение, то напряжения в формуле (9.1) складываются, а если сжатие – вычитаются.

Нахлесточные и, как правило, тавровые соединения выполняются с помощью угловых швов. Основной параметр углового шва – его катет k . Условие прочности нахлесточного и таврового соединений угловыми швами в общем виде

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot \Sigma l} \leq [\tau'], \quad (9.2)$$

где τ – напряжения в сварном шве; k – катет шва. Принимают $k = \delta$, если $\delta \leq 20$ мм; β – коэффициент, зависящий от вида сварки ($\beta = 0,7$ – для ручной и многопроходной автоматической сварки, $\beta = 0,8$ – для механизированной двух- и трехпроходной, $\beta = 1,1$ – для автоматической однопроходной); Σl – суммарная длина швов; $[\tau']$ – допускаемые напряжения для сварных соединений.

Для фланговых швов существует ограничение по длине $30 \leq l_{\phi} \leq 50 \cdot k$. Это связано с тем, что при большой длине шва нагрузка распределяется неравномерно и некоторые его участки оказываются ненагруженными, а при малой длине прочность ограничивается дефектами на концах из-за зажигания и гашения дуги.

Допускаемые напряжения для швов $[\sigma']$ и $[\tau']$ определяют по табл. Д.1 [1]. Допускаемые напряжения для сварных швов зависят от вида нагружения соединения (сжатие, растяжение, сдвиг) и вида сварки.

Контактная сварка бывает стыковая, точечная и шовная.

9.2. Пример решения задачи

Рассчитать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой под действием растягивающей нагрузки $F = 200$ кН (рис. 9.2). Соединение должно быть сконструировано равнопрочным. Материал уголка и косынки – сталь Ст 3. Вид сварки – ручная дуговая электродом Э42.

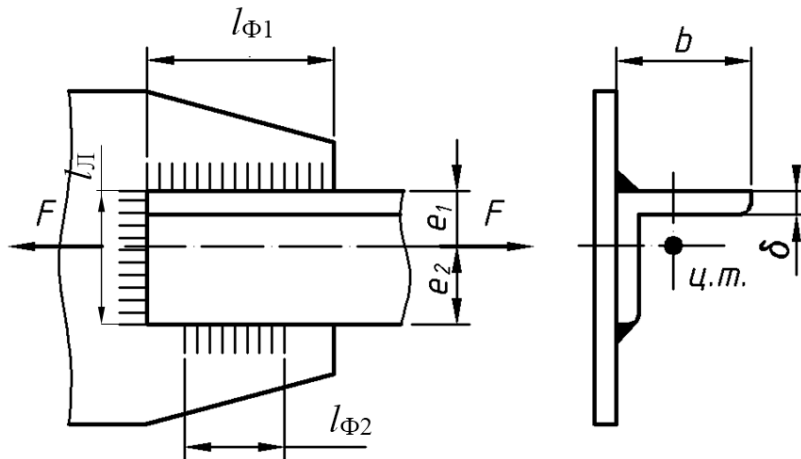


Рис. 9.2. Расчетная схема

Решение. Нахлесточное соединение образовано с помощью угловых швов, в которых действуют напряжения τ . Перед расчетом сварных швов необходимо рассчитать прочность основного материала соединяемых деталей.

По табл. Г.1 определяем допускаемое напряжение в материале соединяемых деталей:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{200}{1,5} = 133,3 \text{ МПа}, \quad (9.3)$$

где s – коэффициент запаса прочности, $s = 1,4 \dots 1,6$. Принимаем $s = 1,5$; σ_T – предел текучести материала. Для стали Ст 3 $\sigma_T = 200$ МПа (табл. 9.1).

Табл. 9.1. Механические свойства некоторых машиностроительных материалов (без термообработки)

Материал	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Ст 3 и Ст 10	340	200
20	400	240
35	500	300
45	600	360
35Х	800	640
30ХГСА	1000	900

По условию прочности на растяжение находим требуемую площадь сечения уголка:

$$A = \frac{F}{[\sigma]_p} = \frac{200 \cdot 10^3}{133,3 \cdot 10^6} = 0,0015 \text{ м}^2 = 15 \text{ см}^2. \quad (9.4)$$

По ГОСТ 8509-93 выбираем уголок с ближайшей большей рассчитанной площадью поперечного сечения: $A = 15,6 \text{ см}^2$ (уголок № 10 с размерами $100 \times 100 \times 8$), $b = 100 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $e_1 = 27,5 \text{ мм}$.

При этом $e_2 = b - e_1 = 100 - 27,5 = 72,5 \text{ мм}$.

Рассчитываем на прочность швы. Определяем допускаемые напряжения среза в швах (табл. Д.1):

$$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 133,3 = 80 \text{ МПа.} \quad (9.5)$$

Записываем условие прочности для всех швов:

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot \Sigma l} = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot (l_{\phi 1} + l_{\phi 2} + l_{\text{л}})} \leq [\tau'].$$

Определяем суммарную длину сварных швов по формуле (9.2) ($\beta = 0,7$, $k = 8 \text{ мм}$ согласно пояснениям к формуле (9.2)):

$$\Sigma l = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot [\tau']} = \frac{200 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6} = 0,446 \text{ м} = 446 \text{ мм}.$$

Длина лобового шва равна длине полки уголка (см. рис. 9.2):
 $l_{\text{л}} = b = 100 \text{ мм}.$

Тогда длина фланговых швов

$$l_{\phi 1} + l_{\phi 2} = \Sigma l - l_{\text{л}} = 446 - 100 = 346 \text{ мм}.$$

Записываем $l_{\phi 1} = 346 - l_{\phi 2}$ и подставляем это значение в условие равнопрочности, выраженное следующим образом:

$$\frac{l_{\phi 1}}{l_{\phi 2}} = \frac{e_2}{e_1}. \quad (9.6)$$

Получаем

$$\frac{346 - l_{\phi 2}}{l_{\phi 2}} = \frac{72,5}{27,5}.$$

Из последней пропорции $l_{\phi 2} = 95 \text{ мм}.$

Тогда $l_{\phi 1} = 346 - 95 = 251 \text{ мм}.$

Проверяем выполнение условия для фланговых швов $30 \leq l_{\phi} \leq 50 \cdot k$:
 $30 \text{ мм} \leq l_{\phi 1} = 251 \text{ мм} \leq 400 \text{ мм}$, $30 \text{ мм} \leq l_{\phi 2} = 95 \text{ мм} \leq 400 \text{ мм}.$ Для обоих швов условие выполняется.

Окончательно проверяем прочность сварных швов:

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot \sum l} = \frac{200 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot (251 + 95 + 100) \cdot 10^{-3}} = 80 \text{ МПа.}$$

Расчетные напряжения не превышают допускаемых напряжений $[\tau'] = 80 \text{ МПа}$, значит, прочность сварного шва обеспечена.

9.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать сварное соединение металлического кронштейна, представляющего собой стыковое соединение двух труб (рис. 9.3, а) с наружным диаметром $D = 114 \text{ мм}$ и находящегося под действием осевой растягивающей нагрузки $F = 200 \text{ кН}$. Материал труб – сталь Ст 3. Найти толщину стенки трубы и проверить её на прочность. Сварка ручная дуговая электродом Э42.

Задача 2. Труба наружным диаметром $D = 150 \text{ мм}$ приварена к вертикальной пластине (рис. 9.3, б). Длина трубы $L = 300 \text{ мм}$. Труба нагружена вертикально приложенной силой $F = 5 \text{ кН}$ и крутящим моментом $T = 1000 \text{ Н·м}$. Определить величину катета углового шва, которым необходимо приварить трубу. Сварка газовая, материал соединяемых деталей – сталь 45.

Задача 3. Определить максимально допустимое значение внутреннего диаметра трубы d (см. рис. 9.3, б), приваренной стыковым швом к вертикальной пластине. Наружный диаметр трубы $D = 140 \text{ мм}$. Труба нагружена растягивающей осевой силой $F_a = 4200 \text{ Н}$ (на рис. 9.3, б не показана). Значения крутящего момента T и изгибающей силы F принять равными нулю. Сварка ручная дуговая электродом Э50, материал соединяемых деталей – сталь 35.

Задача 4. Рассчитать сварное соединение двух деталей (рис. 9.3, в) из листовой стали Ст 3 толщиной 6 мм , определив длину нахлеста (длину фланговых швов). Ширина $b = 60 \text{ мм}$, лобовой шов один. К соединению приложены сила $F = 2,2 \text{ кН}$ и момент $T = 1,8 \text{ кН·м}$. Сварка ручная дуговая электродом Э42А.

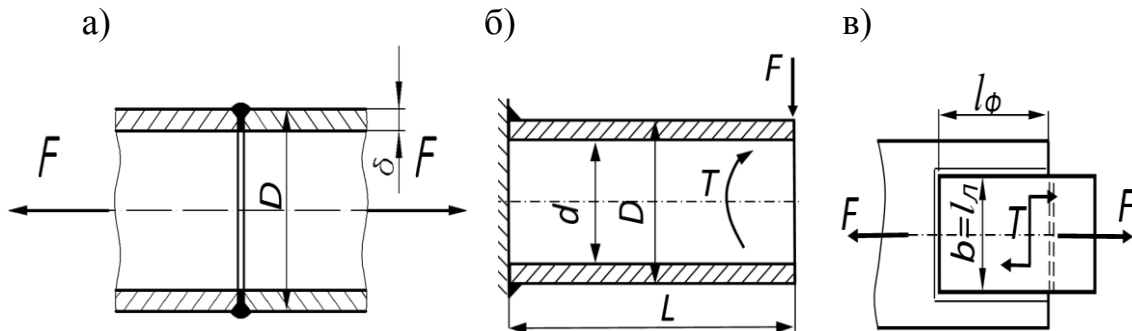


Рис. 9.3. Расчетные схемы к задачам: а – к задаче 1; б – к задачам 2 и 3; в – к задаче 4

10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Контрольные вопросы

1. Назовите виды резьб.
2. Сформулируйте условие самоторможения винтовой пары.
3. Запишите формулу для определения КПД винтовой пары и назовите способы его повышения.
4. По каким напряжениям рассчитывают резьбу? Какое напряжение является главным для крепежных и ходовых резьб?
5. По какому условию определяют высоту стандартной гайки, чему она равна?
6. Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора? Напишите условия прочности.

10.1. Краткие теоретические сведения

Разъемные резьбовые соединения. По назначению резьбы подразделяются на крепежные и ходовые, по параметрам профиля – метрические, трубные и трапецеидальные.

Геометрические параметры метрической резьбы представлены на рис. 10.1.

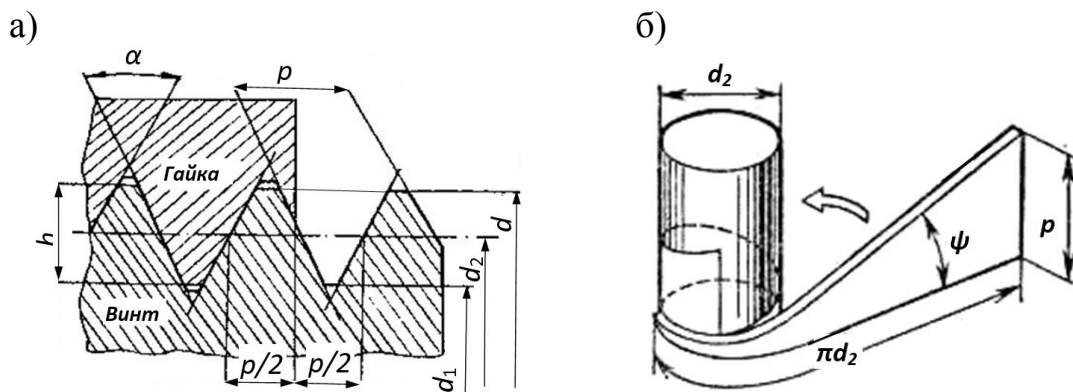


Рис. 10.1. Параметры метрической резьбы: а – параметры профиля; б – угол подъема

Обозначения на рис. 10.1:

- d – наружный (номинальный) диаметр;
- d_1 – внутренний диаметр;
- d_2 – средний диаметр;
- h – рабочая высота профиля резьбы;
- p – шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы);
- p_1 – ход (поступательное перемещение образующего профиля за

один оборот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот). Для однозаходной резьбы $p_1 = p$; для многозаходной – $p_1 = z \cdot p$, где z – число заходов;

α – угол профиля;

ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру).

Витки резьбы работают на срез (крепежные резьбы) и смятие (ходовые резьбы).

Равнопрочность резьбы и стержня винта является одним из условий назначения высоты стандартных гаек: $H \approx 0,8 \cdot d_1$ (для стальных деталей). Расчет резьбовых соединений сводится к расчету прочности тела болта.

Болты, поставленные с зазором, рассчитываются на растяжение, без зазора – на срез.

Прочность болта, поставленного с зазором в соединении, нагруженном сдвигающей силой F , можно оценивать по упрощенной формуле

$$\sigma_3 = \frac{1,3 \cdot F_{\text{зам}}}{(\pi / 4) \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (10.1)$$

где σ_3 и $[\sigma]$ – эквивалентные и допускаемые напряжения; $F_{\text{зам}}$ – сила затяжки болта.

Сила затяжки одного болта

$$F_{\text{зам}} = \frac{K_3 \cdot F}{i \cdot f}, \quad (10.2)$$

где K_3 – коэффициент запаса (при статической нагрузке $K_3 = 1,3 \dots 1,5$, при переменной – $K_3 = 1,8 \dots 2$); i – число плоскостей среза деталей; f – коэффициент трения в стыке деталей.

Прочность болтов, поставленных без зазора, оценивают по напряжениям среза. Для одного болта

$$\tau = \frac{F}{(\pi / 4) \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (10.3)$$

где $[\tau]$ – допускаемые напряжения среза.

Расчет групповых болтовых соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта и оценки его прочности по формулам для различных случаев нагружения. При условии, что все болты нагружены равномерно, сила, действующая на каждый болт, $F' = F/n_6$, где n_6 – количество болтов в соединении.

10.2. Пример решения задач

Задача 1. Определить коэффициент полезного действия метрической однозаходной резьбы М30 при коэффициенте трения в резьбе $f = 0,15$.

Решение. Основные размеры резьбы (табл. Д.2): $d = 30$ мм, $d_1 = 26,211$ мм, $d_2 = 27,727$ мм, $p = 3,5$ мм.

КПД резьбы

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (10.4)$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы (см. рис. 2.3, б); φ – угол трения в резьбе,

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f'), \quad (10.5)$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе.

Приведенный коэффициент трения для метрической резьбы

$$f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} = 0,173, \quad (10.6)$$

где α – угол профиля резьбы (для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$).

Для однозаходной резьбы М30

$$\operatorname{tg}(\psi) = \frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_2} = \frac{3,5 \cdot 1}{14 \cdot 27,727} = 0,04, \quad (10.7)$$

где z – число заходов, $z = 1$.

Тогда $\psi = 3^\circ$. Таким образом, по формуле (10.4) КПД резьбы

$$\eta = \frac{0,04}{0,2309} = 0,173.$$

Задача 2. Какую силу должен приложить рабочий, пользуясь ключом размером 32 мм стандартной длины (рис. 10.2), если болты изготовлены из стали 20? Принять коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$.

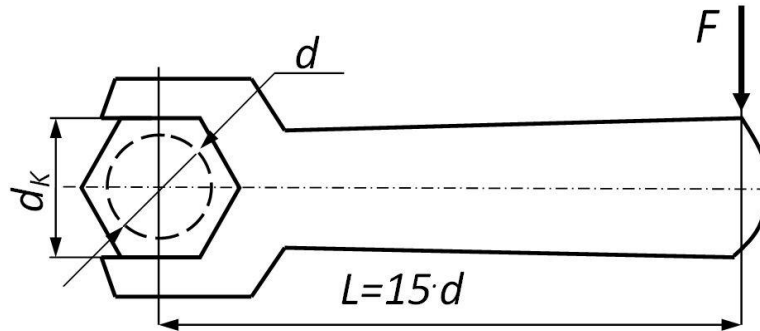


Рис. 10.2. Расчётная схема к задаче 2

Решение. Размёру под ключ 32 мм соответствуют болты с резьбой М24 ($d \approx 0,75 \cdot d_k$), у которой $d_1 = 20,754$ мм, $d_2 = 22,051$ мм, $p = 3$ мм (см. табл. Д.2).

Запишем условие прочности болтов, поставленных с зазором (формула (10.1)):

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{\text{зам}} \cdot 1,3}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma].$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ определяем следующим образом:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа}, \quad (10.8)$$

где σ_T – предел текучести, для стали 20 $\sigma_T = 240$ МПа (см. табл. 9.1); s – коэффициент запаса прочности, $[s] = 1,5 \dots 2,5$.

Находим силу затяжки болтов $F_{\text{зам}}$, Н, из формулы (10.1):

$$F_{\text{зам}} = \frac{[\sigma] \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot 1,3} = \frac{120 \cdot 3,14 \cdot 20,754^2}{4 \cdot 1,3} = 31211 \text{ Н}.$$

Момент трения, преодолеваемый рабочим при затяжке болтов,

$$T_{\text{зав}} = 0,5 \cdot F_{\text{зам}} \cdot d_2 \cdot \left[\left(\frac{D_{\text{cp}}}{d_2} \right) \cdot f + \text{tg}(\psi + \varphi) \right], \quad (10.9)$$

где D_{cp} – средний диаметр торца гайки, равный размеру под ключ, $D_{\text{cp}} = 32$ мм.

Угол подъема винтовой линии (формула (10.7))

$$\operatorname{tg}(\psi) = \frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_2} = \frac{3 \cdot 1}{3,14 \cdot 22,051} = 0,043.$$

Принимаем $\psi = 3^\circ$. Определяем угол трения: $\varphi = \operatorname{arctg}(f') \approx 10^\circ$, где f' – приведенный коэффициент трения резьбы,

$$f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} = \frac{0,15}{0,866} = 0,173.$$

$$T_{зав} = 0,5 \cdot 31211 \cdot 22,051 \cdot \left[\left(\frac{32}{22,051} \right) \cdot 0,15 + \operatorname{tg}(13^\circ) \right] = 134053 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Силу F , Н, которую должен приложить рабочий к ключу стандартной длины (с длиной рукоятки L) (см. рис. 10.2), находим следующим образом:

$$F = \frac{T_{зав}}{L} = \frac{T_{зав}}{15 \cdot d} = \frac{134053}{15 \cdot 24} = 428 \text{ Н}.$$

Необходимо отметить, что данное значение усилия не реализуемо для одного человека, т. к. противоречит санитарным нормам.

Задача 3. Кронштейн крепится к колонне четырьмя болтами, поставленными в отверстия с зазором (рис. 10.3). Определить диаметр болтов из стали 20 при неконтролируемой затяжке. Коэффициент трения на стыке $f = 0,15$. Вертикальная статическая нагрузка $Q = 1600 \text{ Н}$.

Решение. Составляем расчетную схему по условию задачи (см. рис. 10.3). По правилам статики приводим силу Q к центру тяжести болтового соединения (точка O). Получаем эквивалентную схему, в которой сила Q приложена в условном центре тяжести соединения и добавлена пара сил с моментом $M = Q \cdot L$. Сила и момент действуют в плоскости стыка и должны быть уравновешены силами трения, вызванными затяжкой болтов. Силу Q уравнивают четыре силы Q_z . Тогда

$$Q_z = \frac{Q}{4} = \frac{1600}{4} = 400 \text{ Н}.$$

Момент M уравнивают моменты четырех сил R_M с плечом, равным r . Направление каждой из сил перпендикулярно к радиусу. Из геометрических построений $r = 0,5 \cdot L_1 \cdot \cos(45^\circ) = L_1/\sqrt{2}$.

$$M = Q \cdot L = 4 \cdot R_M \cdot \frac{L_1}{\sqrt{2}}, \quad R_M = \frac{Q \cdot L \cdot \sqrt{2}}{4 \cdot L_1} = \frac{1600 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{2}}{4 \cdot 0,38} = 1200 \text{ Н}.$$

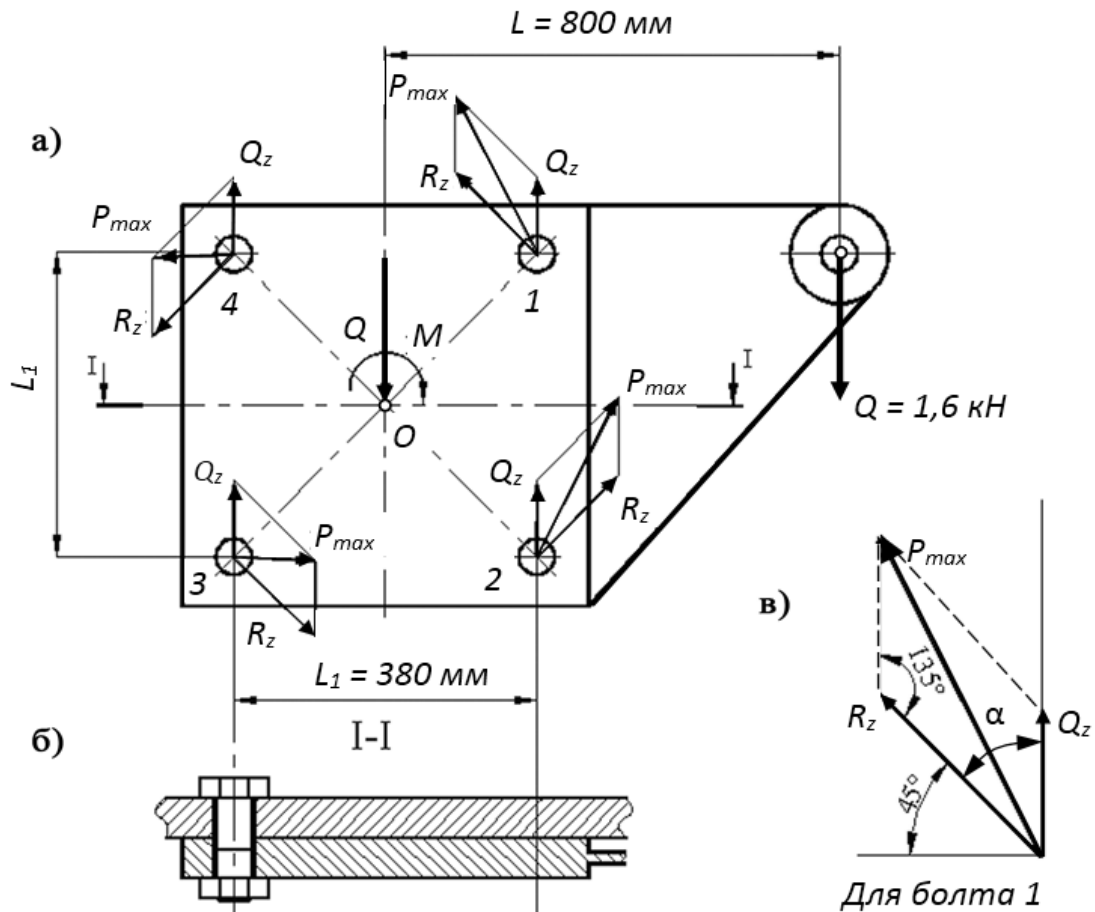


Рис. 10.3. Схема сил, действующих на кронштейн: а – схема расположения болтов; б – сечение I-I; в – расчётная схема сил, действующих на один болт

Наибольшую суммарную нагрузку $P_{\max}$, действующую на болт, определяем как геометрическую сумму сил Q_z и R_M . Очевидно (см. рис. 10.3, в), что наиболее нагружены правые болты 1 и 2, у которых $P_{\max}$ имеет максимальную величину. При этом $P_{\max}$ для обоих болтов равны, т. к. они расположены симметрично относительно оси абсцисс и равноудалены от центра тяжести соединения O .

Вычисляем наибольшую нагрузку на верхний правый болт как длину большей диагонали параллелограмма:

$$P_{\max} = \sqrt{Q_z^2 + R_M^2 + 2 \cdot Q_z \cdot R_M \cdot \cos(\alpha)} =$$

$$= \sqrt{400^2 + 1200^2 + 2 \cdot 400 \cdot 1200 \cdot \cos(45^\circ)} = 1,51 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Необходимую силу затяжки наиболее нагруженного болта для статической нагрузки ($K_s = 1,3$) одной поверхности среза $i = 1$ (см. рис. 10.3, б) определяем из формулы (10.2):

$$F_{зам} = \frac{K_z \cdot P_{max}}{i \cdot f} = \frac{1,3 \cdot 1,51 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,15} = 13,09 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Из формулы (10.1), с учетом допускаемых напряжений для стали 20 $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$ (формула (10.8) в задаче 2), минимальный диаметр болтов

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot F_{зам}}{(\pi/4) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 13,09 \cdot 10^3}{(3,14/4) \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,013 \text{ м.}$$

По табл. Д.2 принимаем болты с резьбой М16х2, у которой ближайшее большее значение $d_1 = 13,835 \text{ мм}$.

10.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать болты из стали 45, установленные с зазором в соединении, показанном на рис. 10.4. Сдвигающая сила $F = 800 \text{ Н}$, коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$. Определить КПД резьбы.

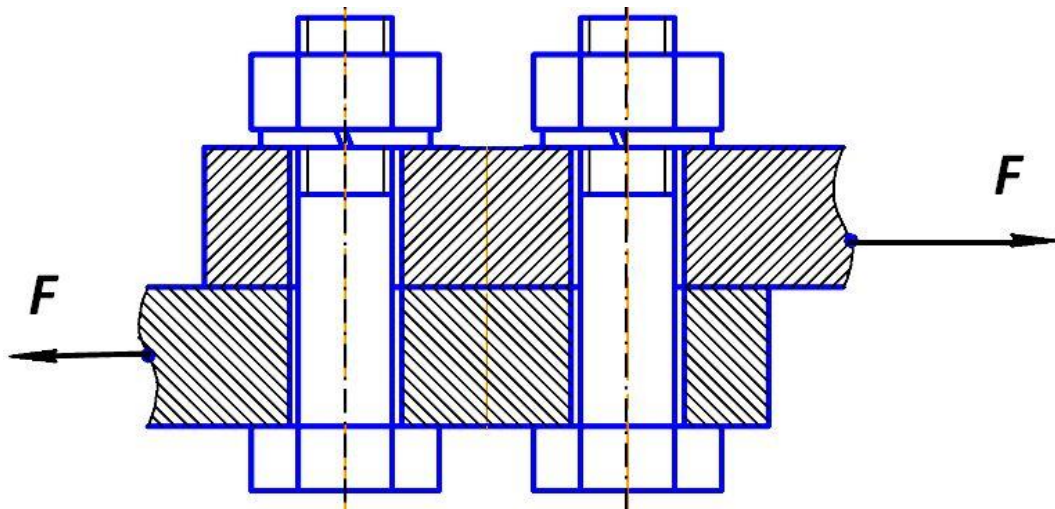


Рис. 10.4. Схема к задаче 1

Задача 2. Какую максимальную длину должен иметь нестандартный гаечный ключ или ключ, удлиненный трубой, чтобы при приложении к его концу усилия 100 Н болт с резьбой М24 из стали 45 не разрушился? Коэффициент трения принять $f = 0,2$.

Задача 3. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 10.5, а), передающей мощность $P = 4 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n = 250 \text{ мин}^{-1}$. Число болтов – 6, диаметр окружности расположения осей болтов $D_0 = 220 \text{ мм}$. Болты установлены *без зазора*. Материал болтов – сталь Ст 5.

Задача 4. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 10.5, б), передающей вращающий момент $T = 60 \text{ Н·м}$. Число болтов – 8, диаметр окруж-

ности расположения осей болтов $D_0 = 240$ мм. Материал болтов – сталь 45. Болты установлены *с зазором*. Коэффициент трения между торцами полу-муфт $f = 0,2$.

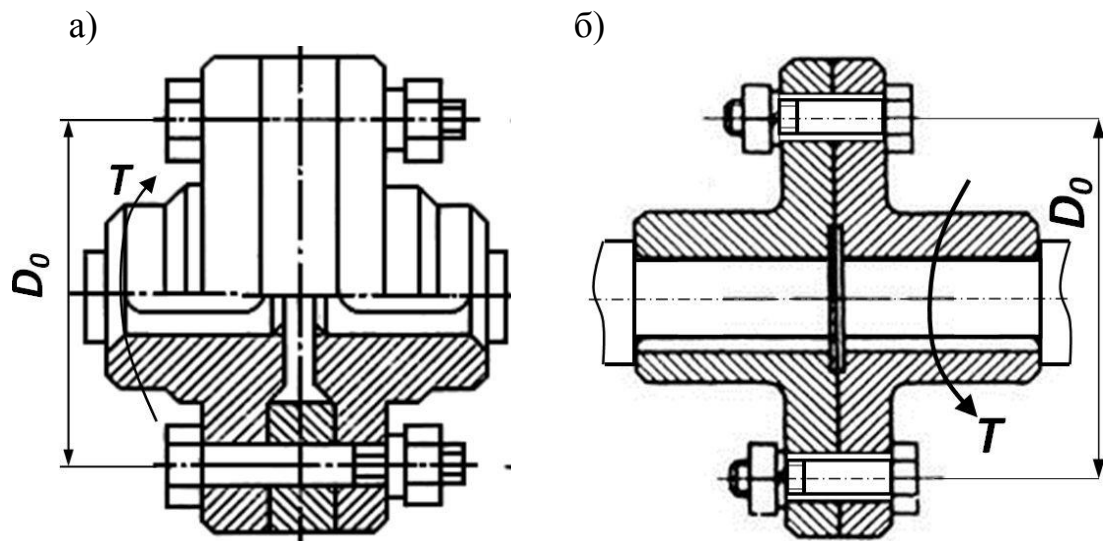


Рис. 10.5. Расчетные схемы к задачам: а – к задаче 3; б – к задаче 4

11. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ (ЗУБЧАТЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены шпоночные и шлицевые соединения?
2. Назовите виды шпоночных соединений.
3. Какие бывают виды шпонок?
4. По каким напряжениям рассчитывают призматические шпонки? Какие из них являются основными?
5. Назовите виды шлицевых соединений и способы их центрирования.
6. Сравните шпоночные и шлицевые соединения, отметив их преимущества и недостатки.

11.1. Краткие теоретические сведения

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для закрепления на валах различных деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек, маховиков и т. д.) и передачи крутящего момента.

Шпоночные соединения бывают напряженные (с помощью клиновых шпонок) и ненапряженные (с помощью призматических, сегментных, тангенциальных и цилиндрических шпонок), а также неподвижные и подвижные (например, в коробках передач).

Наиболее распространены призматические и сегментные шпонки. Основным параметром, по которому выбирают стандартную шпонку или шлицевое соединение, – диаметр вала. По диаметру вала подбирается сечение стандартной шпонки, далее уточняется ее длина. Призматическая шпонка рассчитывается на смятие и срез.

У стандартных призматических шпонок (рис. 11.1) основным расчетом на смятие. Рассчитывают напряжения смятия $\sigma_{см}$. Условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}], \quad (11.1)$$

где T – вращающий момент, Н·м; h – высота шпонки, м; d – диаметр вала, м; l_p – рабочая длина шпонки, м; $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия, Па.

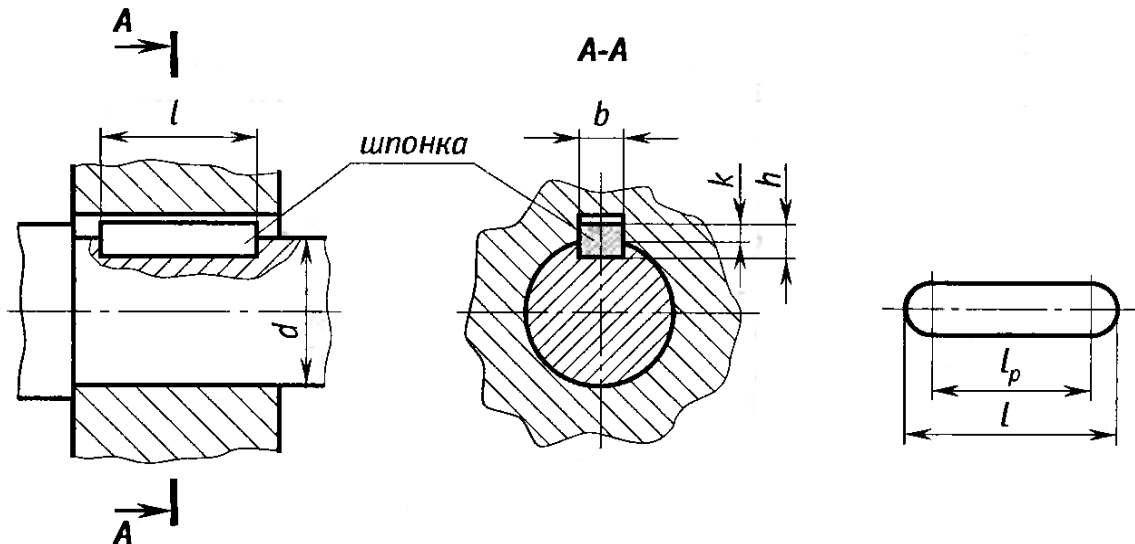


Рис. 11.1. Параметры соединения с помощью призматической шпонки

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные. Они передают ббольшую нагрузку, по сравнению со шпонками, однако усложняют технологию изготовления вала. Бывают прямобочные, эвольвентные и треугольные (рис. 11.2).

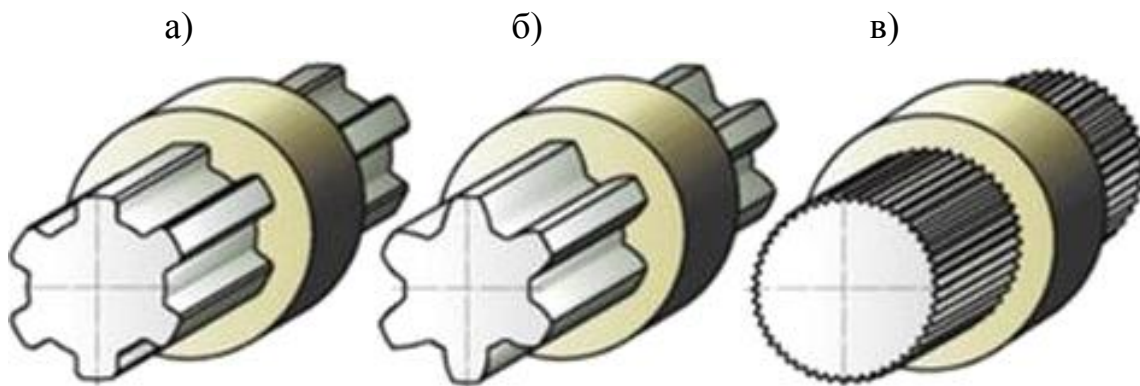


Рис. 11.2. Вид шлицевых соединений: а – прямобочное; б – эвольвентное; в – треугольное

Шлицевые соединения центрируют по наружному диаметру D , внутреннему диаметру d и боковым граням.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию для прямобочных шлицев осуществляют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{K_z \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (11.2)$$

где K_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по зубьям. В зависимости от степени точности изготовления $K_z = 0,7 \dots 0,8$; z – число

зубьев (шлицев); h – рабочая высота зубьев, $h = (D - d)/2$; d_{cp} – средний диаметр соединения, $d_{cp} = (D + d)/2$; l_p – рабочая длина зубьев.

Геометрию эвольвентных шлицев рассчитывают как геометрию зубьев зубчатых колес. Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений можно ориентировочно принимать по табл. 11.1. Размеры соединений представлены в табл. Д.4.

Табл. 11.1. Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для расчета шлицевых соединений при средних условиях эксплуатации

Тип соединения	$[\sigma_{см}]$, МПа	
	≤ 350 HB	≥ 40 HRC
Неподвижное	60...100	100...140
Подвижное (блок шестерен коробки передач)	20...30	30...60
Подвижное (соединение карданного вала)	–	5...15

В табл. 11.1 приведены значения напряжений смятия для средних условий эксплуатации. Для тяжелых условий данные значения уменьшают на 30...50 %, для легких (хороших) – увеличивают на 20...40 %.

Уточненный расчет проводят по ГОСТ 21425-75. Этот расчет разработан только для прямобочных зубчатых соединений валов.

11.2. Пример решения задачи

Задача 1. Зубчатая шестерня закреплена на валу при помощи призматической шпонки. Подобрать и проверить шпонку, если известно, что передается крутящий момент $T = 190$ Н·м. Диаметр вала $d = 40$ мм, длина шпоночного паза $l_{II} = 42$ мм (длина ступицы зубчатого колеса). Материал шпонки – сталь 45, посадка переходная.

Решение. По ГОСТ 23360-78 (табл. Д.3) выбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующими размерами: ширина $b = 12$ мм, высота $h = 8$ мм. Допускаемые напряжения

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{360}{2} = 180 \text{ МПа},$$

где s – принятый коэффициент запаса прочности, $s = 2$; σ_T – предел текучести, для стали 45 $\sigma_T = 360$ МПа (см. табл. 9.1).

При переходных посадках $[\sigma_{см}] = 80...150$ МПа, а при посадках с натягом $[\sigma_{см}] = 110...200$ МПа [1]. Принимаем $[\sigma_{см}] = 150$ МПа. Определяем минимальную рабочую длину шпонки из формулы (11.1):

$$l_p = \frac{4 \cdot T}{h \cdot [\sigma_{см}] \cdot d} = \frac{4 \cdot 190}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм.}$$

Длина паза шестерни $l_{\Pi} = 32$ мм. Предполагается, что паз несквозной с закругленными концами. Длина его рабочего участка $l_{\Pi p} = l_{\Pi} - b = 42 - 12 = 30$ мм. Полученное значение $l_{\Pi p} > l_p$, значит, шпоночное соединение работоспособно.

11.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать минимальную длину призматической шпонки из стали 45, крепящей прямозубое зубчатое колесо на валу диаметром 24 мм, если окружное усилие на колесе $F_t = 620$ Н, модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z = 30$. Шпонка установлена по переходной посадке.

Задача 2. Подобрать неподвижное шлицевое соединение с прямобочными шлицами для вала диаметром 46 мм для передачи мощности $P = 0,9$ кВт. Вал вращается с частотой $n = 220$ мин⁻¹. Определить напряжения смятия (использовать упрощенный расчет по обобщенному критерию). Материал вала – сталь 40Х, твердость поверхности 46 HRC, длина шлицев равна 60 мм.

Задача 3. Рассчитать прямобочное шлицевое соединение длиной 64 мм для карданного вала диаметром 56 мм и с тяжелыми условиями работы для передачи вращающего момента $T = 200$ Н·м. Материал вала – сталь 40Х, твердость поверхности 50 HRC. Определить, выдержит ли данную нагрузку призматическая шпонка (сталь 45), установленная по переходной посадке.

12. ПОДГОТОВКА К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

При защите курсового проекта по дисциплинам «Основы проектирования», «Детали машин» или «Прикладная механика» студент должен ответить на ряд вопросов. Далее приведены ответы на типовые вопросы. Некоторые из них рассмотрены в разделах кратких теоретических сведений по главам.

1. Каково функциональное назначение разработанного привода?

В общем случае механический привод предназначен для передачи движения от двигателя к рабочему органу машины с преобразованием кинематических и силовых параметров этого движения (см. подраздел 1.1).

Кинематические параметры – угловая скорость и частота вращения, силовые – вращающие моменты и силы.

Привод, включающий механические передачи, необходим, т. к. частота вращения вала двигателя редко совпадает с требуемой частотой вращения рабочего (исполнительного) органа, например, барабана ленточного конвейера. Это может быть лишь в приводах центробежных насосов, вентиляторов, компрессоров.

Привод содержит собственно двигатель, рабочий орган и механическую передачу (или несколько передач), соединенные между собой посредством муфт или иным образом. Привод также может включать различные предохранительные, натяжные и другие устройства.

Для ответа на поставленный вопрос по конкретному курсовому проекту необходимо обратиться к выданному заданию на проектирование, а именно – к теме проекта. Например, привод (приложение А, схема 1) предназначен для вращения барабана ленточного конвейера.

2. Для чего предназначен редуктор?

Редуктор – это элемент механического привода (механизм), предназначенный для уменьшения угловой скорости (и частоты вращения) и увеличения вращающего момента при передаче движения от ведущего к ведомому валу.

Само слово «редуктор» происходит от латинского «reducio» – уменьшать. Речь идет об уменьшении скорости вращения.

Редуктор – это механизм, созданный на основе одной или нескольких механических передач.

Следует различать понятия «механическая передача» и «редуктор». Передача – понятие более широкое. Это механизм, преобразующий параметры (в некоторых случаях и виды) движения двигателя при его передаче к исполнительным органам машины. Когда ведут речь, например, о зубчатой передаче, то имеют в виду, как правило, совокупность основных эле-

ментов: зубчатые колеса, ведущее и ведомое. Редуктор же включает в себя не только зубчатые колеса, но и валы, подшипники, корпус, крышку, систему уплотнений и смазки и т. д. (рис. 12.1).

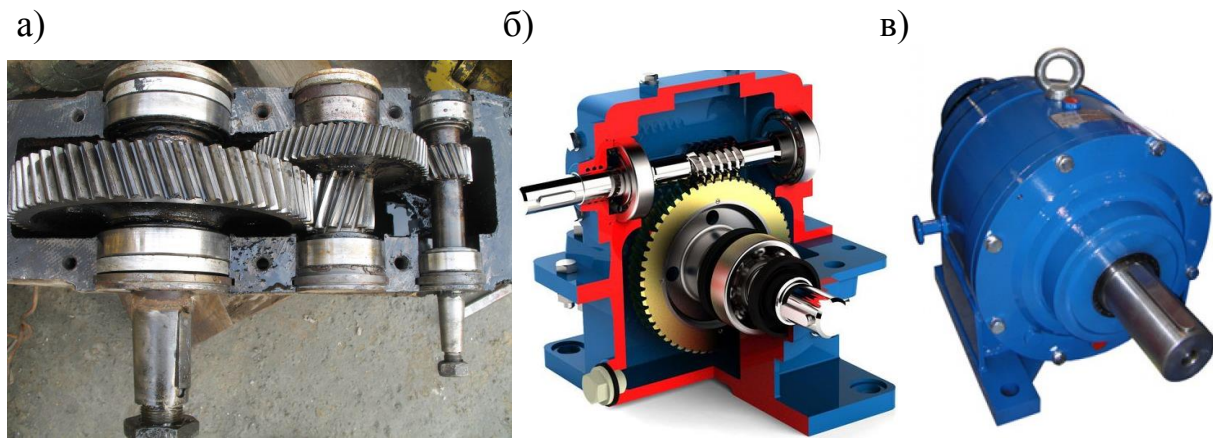


Рис. 12.1. Общий вид редуктора: а – двухступенчатый цилиндрический со снятой крышкой; б – червячный; в – планетарный

Передача может быть открытой и закрытой, понижающей и повышающей. Редуктор – закрытая понижающая передача (или несколько передач).

3. Покажите на сборочном чертеже входной и выходной валы редуктора.

Входной вал редуктора соединен с валом двигателя с помощью муфты или другим способом (мотор-редуктор). Между валом двигателя и входным валом редуктора могут размещаться механические передачи, например, ременная. Выходной вал редуктора соединен с рабочим органом привода (барабаном, звездочкой, маховиком и т. д.) также посредством муфты или передает вращение от редуктора (через шкив, звездочку, зубчатое колесо и т. д.) к передаче (передачам), размещенной между редуктором и приводным валом.

Так как момент от входного вала редуктора к выходному увеличивается, выходной вал имеет больший средний диаметр.

4. Как определяется передаточное отношение (передаточное число) в передачах редуктора?

Передаточное отношение – это отношение угловой скорости (или частоты) вращения входного вала к угловой скорости (или частоте) вращения выходного: $i = \omega_1/\omega_2$ или $i = n_1/n_2$.

Передаточное число – понятие более узкое. Оно относится только к зубчатым передачам, а конкретнее – к паре зубчатых колес. Передаточное число – это отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего: $u = z_2/z_1$. Точно также можно найти передаточное число червячной передачи, но при этом z_2 – это число зубьев червячного колеса, а z_1 –

число заходов червяка.

У планетарных передач передаточное отношение определяется из формулы Виллиса (формула (5.1)).

У зубчатых и червячных передач значения передаточного отношения и передаточного числа совпадают по модулю.

5. Что характеризует передаточное отношение (передаточное число) редуктора?

Передаточное отношение показывает, во сколько раз частота вращения выходного вала меньше частоты вращения входного и во сколько раз вращающий момент на выходном валу больше, чем момент на входном (без учета КПД).

6. Как определяется передаточное отношение редуктора, включающего несколько механических передач?

Передаточное отношение всего редуктора определяется как произведение передаточных отношений передач, входящих в него и установленных последовательно.

7. Какие передачи используются для создания редуктора, в чем их преимущества и недостатки по сравнению с другими типами передач?

Передачи, использованные в редукторе, указаны в задании на курсовое проектирование (приложение А) в пояснительных данных к рисунку. В подразделах кратких теоретических сведений в каждом разделе пособия отражены преимущества и недостатки каждого из типов передач.

Зубчатые цилиндрические передачи рассмотрены в подразделе 2.1, конические зубчатые – в подразделе 3.1, червячные – в подразделе 4.1, планетарные зубчатые – в подразделе 5.1.

8. Как осуществляется расчет передач редуктора? По каким напряжениям?

Расчет всех передач редукторов (зубчатых и червячных) проводится по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Расчет по контактным напряжениям является основным. Исходя из условия контактной прочности осуществляются проектный и основной проверочный расчеты. Расчет по напряжениям изгиба для закрытых передач (в корпусе) выполняется только как дополнительный проверочный.

9. Как производится регулировка зацепления в редукторе?

Проверка правильности зацепления оценивается по пятну контакта: на зубья шестерни наносят типографскую краску и проворачивают вал редуктора. Далее оценивают положение пятна контакта на зубьях колеса.

Регулировка осевого положения колес может осуществляться с по-

мощью набора прокладок, устанавливаемых между прижимными (привертными) крышками и корпусом редуктора.

Для шестерен конических передач регулировка производится путем подбора толщин прокладок между фланцем стакана и корпусом.

Регулировку подшипников можно выполнять также, используя набор стальных прокладок или регулировочных колец (втулок) между торцами крышек и наружных колец, резьбовые винты для закладных гаек и шлицевые гайки.

10. Как рассчитываются валы привода?

Предварительный расчет среднего диаметра вала осуществляется по напряжениям кручения. При этом принимаются уменьшенные значения допускаемых напряжений кручения, чтобы учесть фактор действия напряжений изгиба.

При проверочном расчете вала (основной расчет) производится проверка сопротивления усталости. В отличие от расчета зубчатых передач, когда определяются действующие напряжения, которые сравниваются с допускаемыми значениями, при расчете вала должны быть найдены запасы сопротивления усталости по изгибу и кручению, затем – общий запас сопротивления усталости. Он должен быть больше либо равен допускаемому значению запаса сопротивления усталости ($\approx 1,5$).

Как дополнительные проводятся расчеты вала на статическую прочность и жесткость, а также на устойчивость и колебания.

11. Как осуществляется смазка деталей редуктора?

Смазывание зубчатых колес передач применяют в целях снижения трения и износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, защиты от коррозии, уменьшения шума и вибраций.

Для редукторов общего назначения характерны три способа смазывания:

- 1) картерный;
- 2) циркуляционный (струйный) жидкими маслами;
- 3) периодический пластичными смазками.

Наибольшее применение имеет *картерный* способ, при котором масло заливается в корпус и разбрызгивается вращающимися колесами, обеспечивая смазку передач и подшипников. Он используется при окружных скоростях зубчатых колес до 15 м/с. При картерном способе глубина погружения в масло быстроходного колеса составляет $(0,75...2) \cdot h$, где h – высота зуба, но не менее 10 мм. При этом тихоходное колесо рекомендуется погружать на глубину не более $1/3$ его диаметра.

Для смазывания зубчатых колес, расположенных выше уровня масла (в многоступенчатых редукторах), применяют специальные смазываю-

щие колеса (стальные или пластмассовые), свободно вращающиеся на осях, а также разбрызгиватели.

Колеса конических передач следует погружать в масло на всю высоту зуба по всей длине.

При больших окружных скоростях центробежная сила сбрасывает масло с зубьев и зацепление работает в условиях недостаточного смазывания. Возникает необходимость в использовании *струйной* циркуляционной смазки через специальные сопла или разбрызгиватели. Этот способ требует сложного устройства смазочной системы и экономического обоснования.

Объем масла принимают из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности.

Смазка подшипников рассматривается отдельно. Если подшипник закрытый, то консистентная смазка закладывается при изготовлении. Однако регулируемые подшипники, например, роликовые радиально-упорные (незакрытые), лучше, чтобы были погружены в масло.

В редукторе устанавливаются маслоотражательные шайбы и кольца. Особенно это рекомендуется при нижнем расположении червяка – винтовая линия создает поток смазки, который заливает один из подшипников.

При верхнем расположении червяка смазка ограничена. В этом случае ее закладывают при сборке и применяют мазеудерживающие кольца.

12. Как контролируется уровень масла в редукторе?

Уровень масла в редукторе контролируется с помощью маслоуказателей. Они имеют несколько разновидностей:

- жезловые (щупы). Этот маслоуказатель, как правило, является сборочной единицей, состоящей из рукоятки и стержня (рис. 12.2, а). При проектировании редуктора нужно размещать его так, чтобы обеспечить возможность выемки из-под фланца корпуса;

- круглые и удлиненные (рис. 12.2, б);

- трубчатые (рис. 12.2, в). Используется закон сообщающихся сосудов. Трубка изготавливается прозрачной.

13. Для каких целей служат смотровой люк и крышка-отдушина?

Смотровой люк (рис. 12.3, а) служит для контроля правильности сборки зацепления и визуального осмотра передач редуктора. Через него можно доливать масло в редуктор.

Отдушина необходима для выравнивания давления в корпусе редуктора по отношению к атмосферному. В случае ее отсутствия при длительной работе редуктора внутри корпуса повысятся давление и температура и масло начнет течь через уплотнения и прокладки.

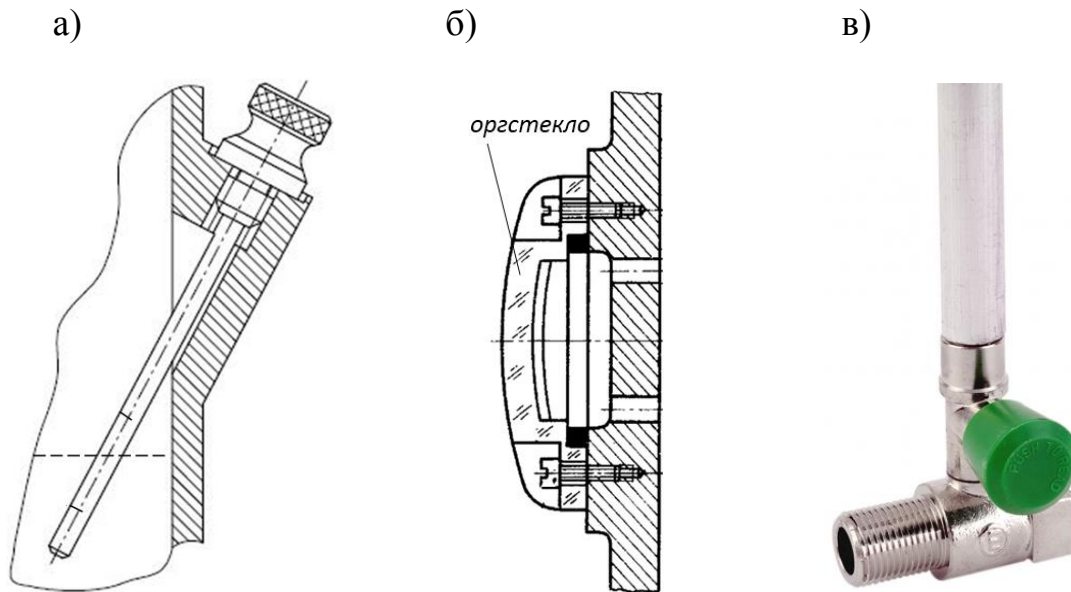


Рис. 12.2. Маслоуказатели: а – жезловый (щуп); б – круглый; в – трубчатый

14. Как производится слив масла из редуктора?

Слив масла из редуктора производится с помощью сливной пробки (рис. 12.3, б). Она расположена у дна корпуса.

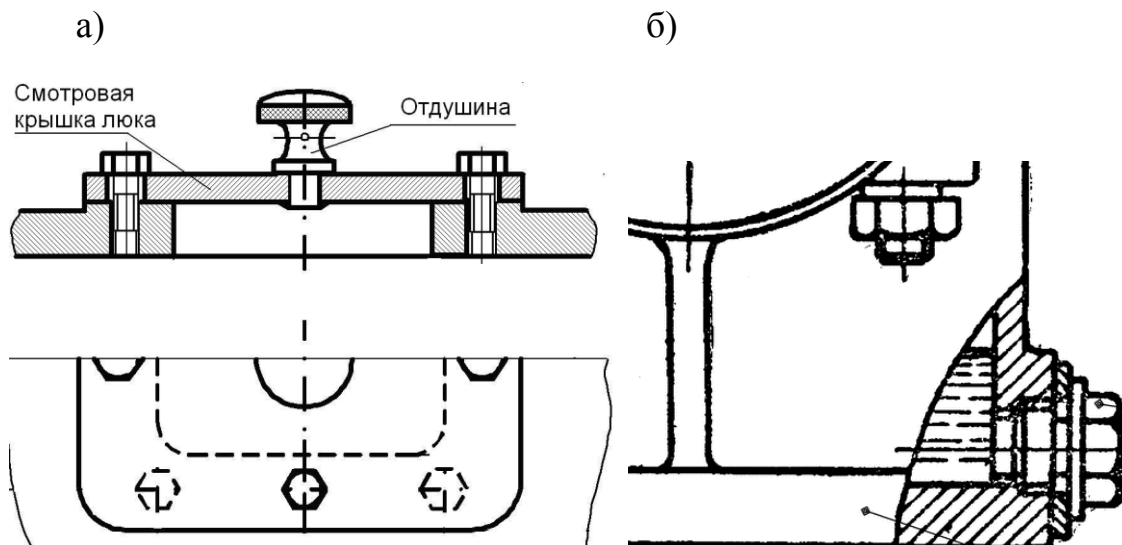


Рис. 12.3. Элементы корпуса редуктора: а – смотровой люк с крышкой-отдушиной; б – сливная пробка

Примечание. Вышепредставленные элементы (маслоуказатель, сливная пробка, крышка-отдушина) требуется привести на сборочном чертеже редуктора своего проекта.

15. Для чего предназначены муфты привода?

Муфты предназначены для соединения концов валов и компенсации отклонений осей валов от номинального взаимного расположения.

Входной (быстроходный) вал редуктора, как правило, соединяется с валом электродвигателя с помощью упругой муфты (МУВП, со звездочкой и др.), т. к., помимо указанных функций, он выполняет роль демпфера и гасит колебания. Муфта, соединяющая выходной вал с приводным или с другими элементами привода, вращается с меньшей скоростью, но передает большие значения вращающего момента. В таких условиях применяют жестко-компенсирующие муфты (зубчатые, кулачковые и др.).

Основной параметр муфты – передаваемый вращающий момент. Типоразмер муфты определяется по диаметрам соединяемых концов валов.

16. Как осуществляется выбор подшипников для валов редуктора?

Подшипники подбираются в зависимости от диаметра вала в месте посадки. Их тип и серия (по ширине) выбираются с учетом действующих на вал нагрузок. Если в зацеплении не действуют осевые силы или они незначительны (прямозубые цилиндрические передачи или косозубые передачи с углом наклона менее 10°), то устанавливаются радиальные шариковые подшипники. Для валов косозубых передач с углом $\beta \geq 10^\circ$, а также валов конических зубчатых и червячных передач применяют радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники. При выборе легконагруженных подшипников используются особолегкая и легкая серии, при тяжелых режимах нагружения – средняя и тяжелые.

17. Обоснуйте выбор подшипников для приводного вала.

Данный вопрос (пункт 6) сформулирован в контрольных вопросах к разделу 8, а ответ на него приведен в подразделе 8.1 «Краткие теоретические сведения».

18. Что предусмотрено в редукторе для его строповки и транспортировки?

Строповка – технологическая операция, выполняемая в процессе подъема и перемещения редуктора с целью соединения последнего с подъемным устройством, например, с электрической талью или лебедкой. Она производится посредством обвязки, зацепки (захватывания). Для этого в корпусе редуктора предусматривают проушины в виде ребра с отверстием (рис. 12.4, а), сквозные отверстия (рис. 12.4, б), крюковые захваты (рис. 12.4, в) либо устанавливают рым-болты (рис. 12.4, г, в).

19. Как выбираются шпонки для валов привода?

По диаметру вала выбирается сечение стандартных призматических шпонок (высота h , ширина b), а также размеры профиля пазов на валу и в устанавливаемой на вал детали (см. табл. Д.3).

При вычерчивании компоновки редуктора проектируют шпоночные пазы на валах с учетом того, что полная длина шпоночного паза должна

быть не менее 60 % от длины ступени вала, где устанавливается шпонка для повышения жесткости соединения. Для определения длины шпонки можно использовать данные, приведенные в примечании к табл. Д.3.

По формуле (11.1) проверяется, удовлетворяет ли рабочая длина шпонок условию прочности на смятие.

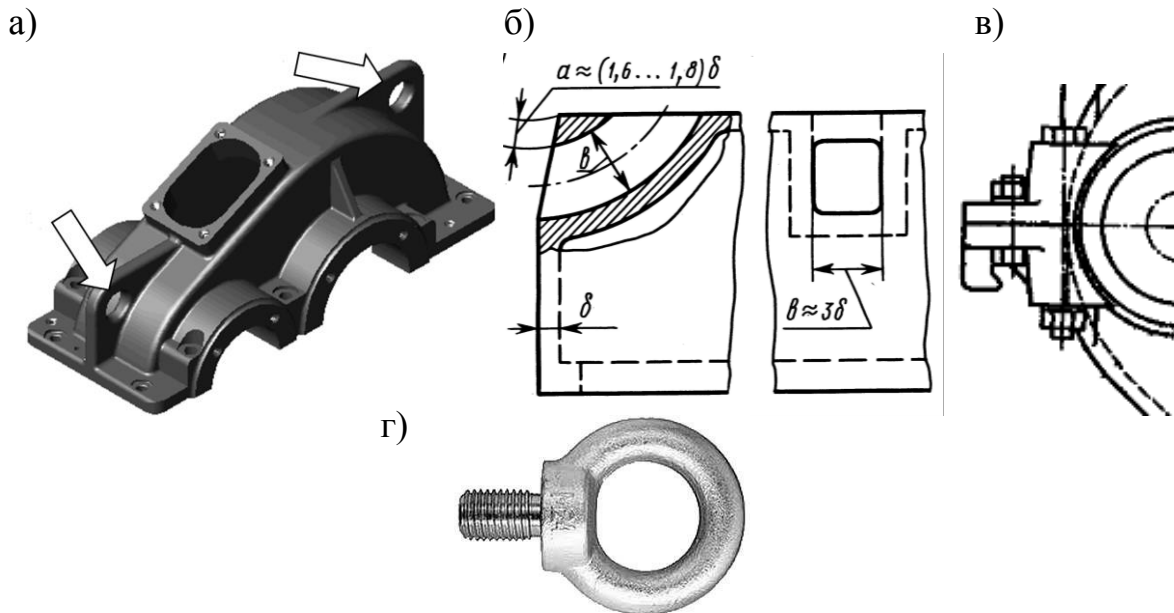


Рис. 12.4. Элементы корпуса для строповки и переноса редуктора

20. *Что предусмотрено в конструкции редуктора для повышения его жесткости?*

При проектировании корпуса редуктора используют эмпирическую зависимость для определения толщины его стенки

$$\delta_c = 2 \cdot \sqrt[4]{T}, \quad (12.1)$$

где T – момент на тихоходном валу, Н·м.

Толщина стенки не может быть менее 6 мм. Для повышения жесткости корпуса редуктора предусмотрены ребра жесткости (рис. 12.5). Они могут также выполняться не только на наружных, но и на внутренних поверхностях корпуса и крышки.

21. *Как выбирается номер швеллера для рамы, на которую установлен привод?*

По условиям курсового проектирования разрабатывается сварная рама только под двигатель и редуктор. Для повышения эффективности производства и экономии материалов она должна быть спроектирована из швеллера одного номера.

По марке двигателя по справочным данным определяют геометрические параметры двигателя, в т. ч. его присоединительные размеры (табл. Е.1). Таким образом находят диаметр отверстия в лапах $d_{ол}$. Диаметр болтов $d_{бд}$ для крепления лап двигателя к раме будет меньше:

$$d_{бд} = d_{ол} - (0,5 \dots 1) \text{ мм.} \quad (12.2)$$

Определяют диаметры болтов крепления крышки и корпуса $d_{бк}$:

$$d_{бк} = \sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм,} \quad (12.3)$$

затем – диаметры болтов крепления фундамента:

$$d_{ф} = 1,25 \cdot d_{бк} \geq 12 \text{ мм.} \quad (12.4)$$

Находят максимальный диаметр из двух $d_{бд}$ и $d_{ф}$ и по сортаменту (табл. Ж.1) принимают номер швеллера с ближайшим большим или равным максимально допустимым диаметром отверстия.



Рис. 12.5. Общий вид корпуса с ребрами жесткости

22. Назовите материалы, из которых изготовлены детали на листе детализовки.

Выбор материалов деталей передач приведен в пунктах: 2.2.2 (для цилиндрических передач), 3.2.2 (для конических зубчатых), 4.2.2 (для червячных), 5.2.3 (для планетарных). Он производится на начальной стадии расчета и проектирования. В учебном пособии рассматриваются такие материалы зубчатых колес, как стали 40Х (в т. ч. и для изготовления червяка) и 45. Для изготовления венца червячного колеса применяют бронзу и чугун.

Материал крупных литых корпусных деталей (корпус, крышка и т. д.), как правило, чугун. Эти детали также могут изготавливаться из легких сплавов и сталей.

Материалы деталей указываются на их рабочих чертежах в основной надписи в нижней строке по центру под наименованием детали (поз. 3 по ГОСТ 2.301-68).

Перед защитой курсового проекта студенту рекомендуется проработать краткие теоретические сведения в каждом из одиннадцати предшествующих разделов и попытаться самостоятельно ответить на контрольные вопросы, приведенные в начале этих разделов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с.: ил.
2. **Иосилевич, Г. Б.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.: ил.
3. **Решетов, Д. Н.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
4. Проектирование механических передач: учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2013. – 536 с.
5. Планетарные передачи: справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Л. : Машиностроение, 1977. – 536 с.: ил.
6. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учебник для студентов техн. спец. вузов / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Минск : Выш. шк., 2006. – 560 с. : ил.
7. **Курмаз, Л. В.** Детали машин. Проектирование : учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 308 с.
8. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.: ил.
9. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
10. Проектирование узлов и деталей машин. Техническое предложение и эскизный проект: метод. указания к курсовому проекту для студентов технических специальностей / Сост. Н. И. Рогачевский. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 25 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Задание к курсовому проектированию

Схема 1. Разработать привод ленточного конвейера

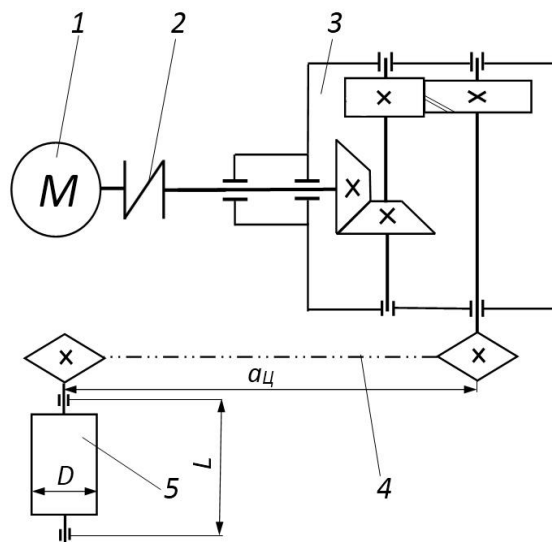


Рис. А.1. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический (расположение конической шестерни симметричное относительно стенок корпуса редуктора); 4 – цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.1. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на барабане, Н	2200	2320	2440	2545	2710	2260	2280	2470	2930	2790
Диаметр барабана D , мм	300	380	360	350	340	320	400	410	390	405
Частота вращения барабана, мин^{-1}	60	62	65	70	65	75	73	68	80	82
Межосевое расстояние цепной передачи $a_{ц}$, мм	300	320	324	326	330	334	336	340	344	350
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	440	428	445	480	450	345	460	448	455	465

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 2. Разработать привод поворотного механизма

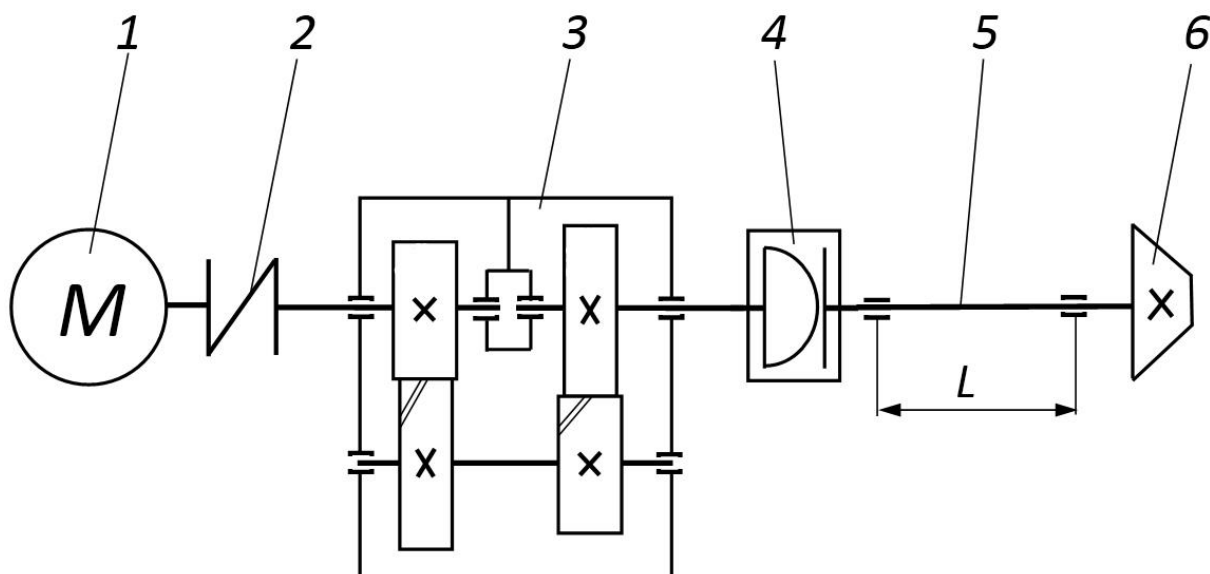


Рис. А.2. Схема привода поворотного механизма: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор соосный; 4 – муфта жесткокомпенсирующая зубчатая; 5 – приводной вал; 6 – коническая шестерня приводного вала

Табл. А.2. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводной шестерне, Н·м	200	220	240	245	210	260	280	270	230	290
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	60	62	65	70	65	75	73	68	80	82
Расстояние между опорами приводного вала L, мм	300	320	340	280	350	345	360	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- вал 5 должен быть установлен на радиально-упорных подшипниках с возможностью регулировки конического зацепления.

Схема 3. Разработать привод лебедки подъема стрелы

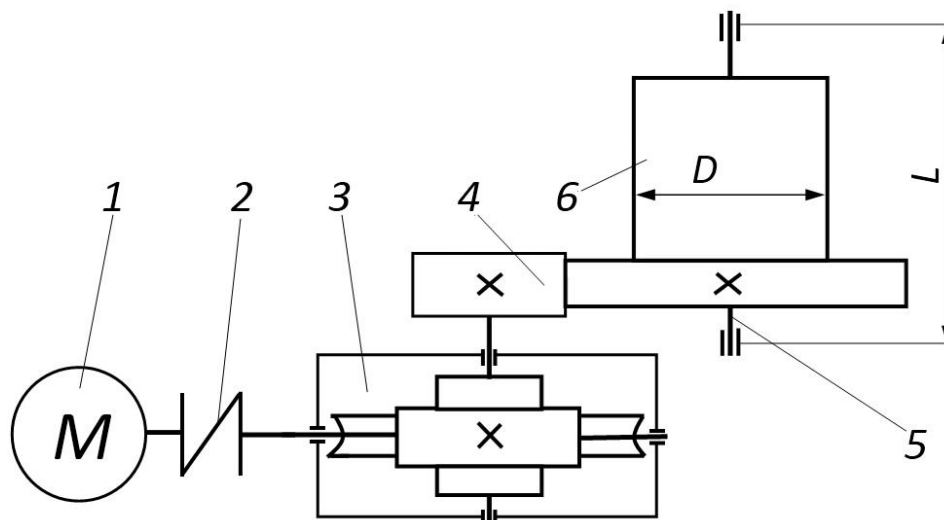


Рис. А.3. Схема привода лебедки подъема стрелы: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор червячный с верхним расположением червяка; 4 – открытая цилиндрическая прямозубая передача; 5 – приводной вал; 6 – барабан с зубчатым колесом со встроенным устройством предохранения от перегрузок (с предохранительной муфтой по вращающему моменту)

Табл. А.3. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на барабане, кН	5,2	4,78	4,63	4,25	5,1	5,0	4,75	4,82	4,92	4,97
Скорость движения каната, м/с	0,22	0,21	0,19	0,18	0,2	0,24	0,23	0,17	0,26	0,25
Диаметр барабана D , мм	360	376	402	328	372	320	362	368	374	270
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	400	320	340	280	350	345	360	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод реверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- в конструкции барабана предусмотреть предохранительное устройство.

Схема 4. Разработать привод ленточного конвейера

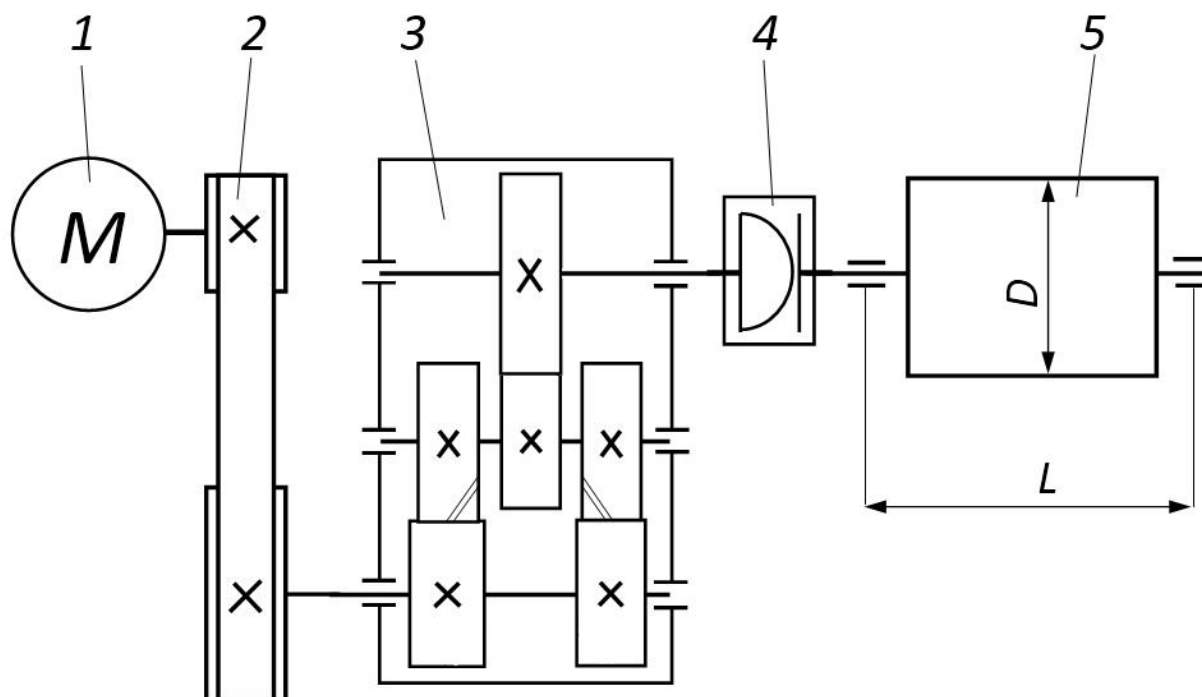


Рис. А.4. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый (с косозубой быстроходной ступенью и разделенным потоком мощности и прямоугольной тихоходной ступенью); 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.4. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	780	770	740	745	790	796	778	781	791	798
Диаметр барабана D , мм	400	390	405	410	418	389	388	398	405	395
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,96	0,97	0,94	0,92	0,98	0,99	0,95	0,93	0,91	0,90
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	540	528	545	580	550	545	560	548	555	565

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 4 года;
- режим работы пятидневный, трехсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 6-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- при проектировании быстроходной ступени редуктора считать, что мощность делится равномерно (поровну) по двум параллельным потокам.

Схема 5. Разработать привод скребкового конвейера

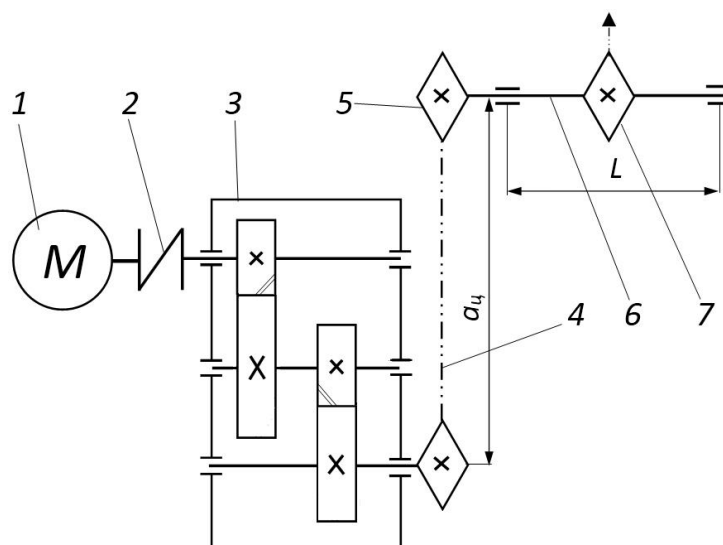


Рис. А.5. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор двухступенчатый (с цилиндрическими косозубыми передачами); 4 – цепная передача; 5 – звездочка цепной передачи с предохранительным устройством; 6 – приводной вал; 7 – приводная звездочка

Табл. А.5. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводной звездочке 7, Н·м	736	734	746	754	771	726	728	747	793	778
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 7	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки 7, мин ⁻¹	60	62	65	70	65	75	73	68	80	82
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	330	318	335	370	310	335	350	338	345	325
Межосевое расстояние цепной передачи $a_{ц}$, мм	290	310	314	316	320	324	326	330	334	328

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 7 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- в звездочку 5 цепной передачи необходимо встроить предохранительное устройство (муфту) по вращающему моменту.

Схема 6. Разработать привод цепного конвейера

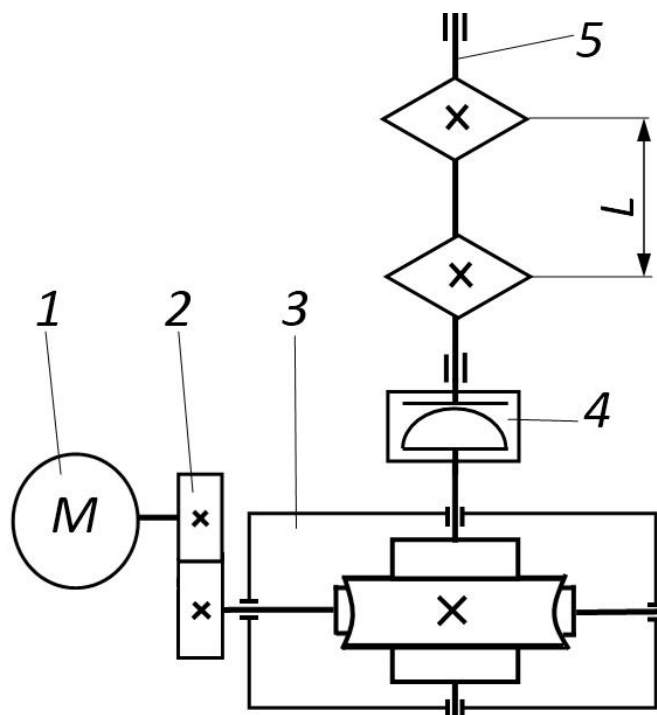


Рис. А.6. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – открытая цилиндрическая прямозубая передача; 3 – редуктор червячный с нижним расположением червяка; 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.6. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на одной приводной звездочке, Н·м	680	700	680	745	710	760	780	770	730	690
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	10	12	13	11	13	14	15	11	12	16
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	540	528	545	580	550	545	560	548	555	565

Дополнительные указания к проектированию:

- ось вала двигателя находится на одной высоте с осью червяка;
- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 7. Разработать привод скребкового конвейера

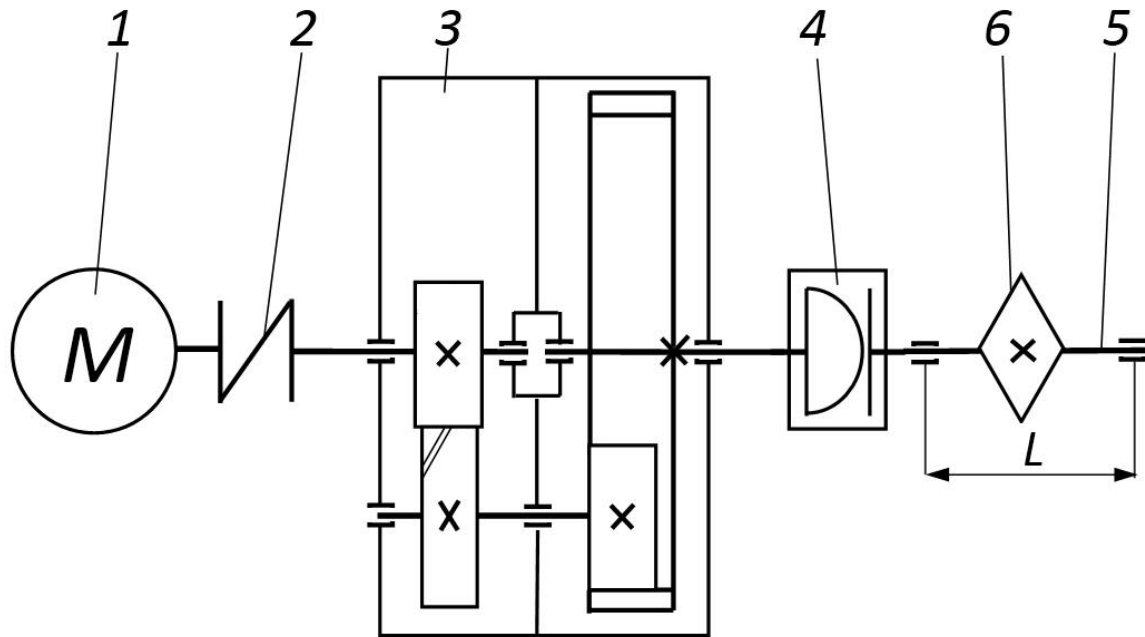


Рис. А.7. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор двухступенчатый соосный (первая ступень – косозубая цилиндрическая, вторая – прямозубая цилиндрическая с внутренним зацеплением); 4 – муфта жесткокомпенсирующая кулачково-дисковая; 5 – приводной вал; 6 – приводная звездочка

Табл. А.7. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке 6, кН	1,69	1,54	1,80	1,76	1,74	1,86	1,73	1,67	1,93	1,78
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 6	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки 6, мин ⁻¹	170	178	165	160	185	175	173	168	180	182
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	290	298	295	300	310	305	294	296	285	315

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 2,5-кратная перегрузка.

Схема 8. Разработать привод грузоподъемного механизма

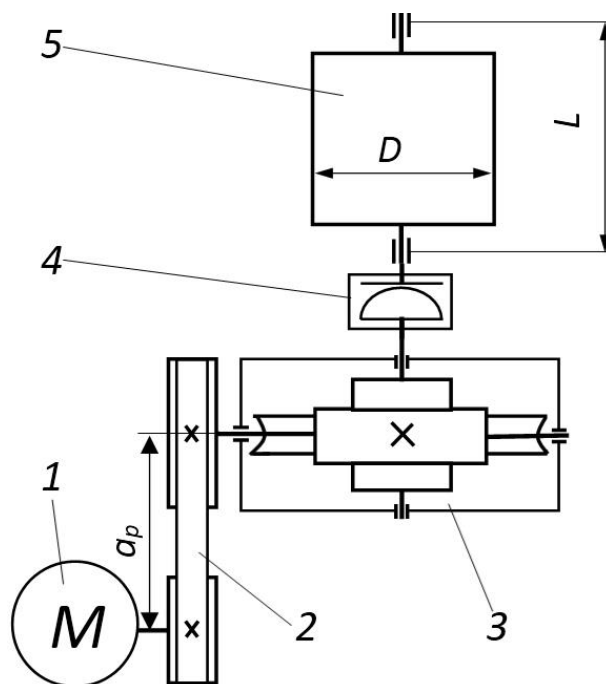


Рис. А.8. Схема привода грузоподъемного механизма: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор червячный с верхним расположением червяка; 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.8. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на барабане, Н	3430	3420	3460	3545	3610	3260	3280	3470	3930	3790
Диаметр барабана D , мм	400	320	420	410	418	360	380	390	405	355
Скорость движения троса, м/с	0,13	0,14	0,15	0,12	0,16	0,19	0,15	0,16	0,17	0,18
Расстояние между опорами привода L , мм	540	528	545	580	550	545	560	548	555	565

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 7 лет;
- режим работы пятидневный, односменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- межосевое расстояние клиноременной передачи a_p принять таким, чтобы обеспечить расположение опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на одном уровне.

Схема 9. Разработать привод тягового устройства

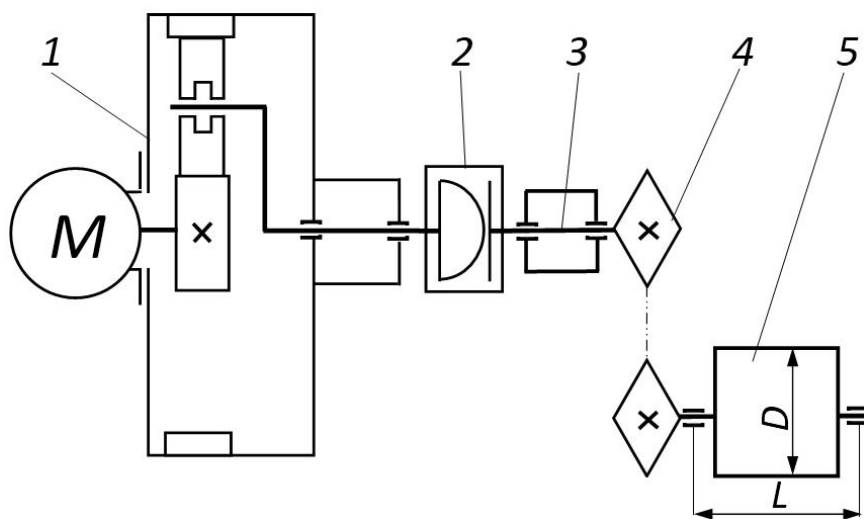


Рис. А.9. Схема привода тягового устройства: 1 – мотор-редуктор (асинхронный электродвигатель с фланцевым исполнением закреплен на корпусе планетарного редуктора); 2 – муфта кулачково-дисковая; 3 – промежуточный вал привода; 4 – цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.9. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	319	322	334	345	356	323	321	336	322	345
Диаметр барабана D , мм	420	430	425	415	435	460	480	465	445	455
Скорость движения троса барабана, м/с	1,20	1,23	1,24	1,22	1,18	1,19	1,25	1,23	1,21	1,20
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	340	328	345	380	350	345	360	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- планетарный редуктор спроектирован по схеме 2К-Н с тремя сателлитами, колеса прямозубые;
- раму спроектировать под мотор-редуктор и промежуточный вал;
- промежуточный вал установлен в стакане с лапами с двумя радиально-упорными подшипниками с высотой центров, равной высоте центров мотор-редуктора.

Схема 10. Разработать привод цепного конвейера

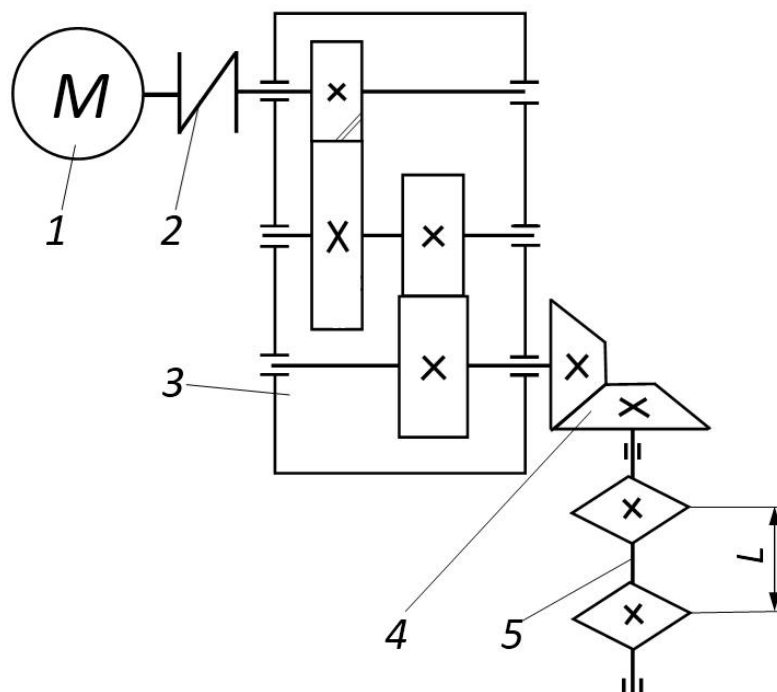


Рис. А.10. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор двухступенчатый цилиндрический с косозубой и прямозубой передачами; 4 – открытая коническая передача; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.10. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одной приводной звездочке, Н	1150	1130	1125	1145	1112	1167	1184	1175	1138	1185
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	50	52	55	51	58	55	53	57	60	59
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	240	228	245	280	250	245	260	248	255	265

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 11. Разработать привод цепного конвейера

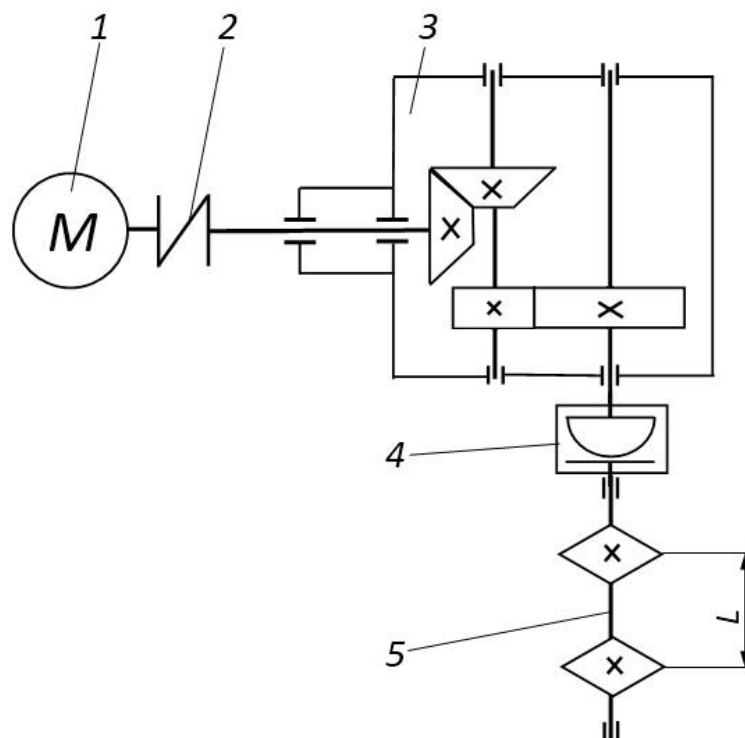


Рис. А.11. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор двухступенчатый коническо-цилиндрический (с прямозубой цилиндрической тихоходной передачей); 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.11. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одной приводной звездочке, Н	950	930	925	945	912	967	984	975	938	985
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	120	124	125	131	138	135	133	147	140	129
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	190	198	195	180	182	175	178	188	194	196

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 7 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 12. Разработать привод перемешивателя раствора

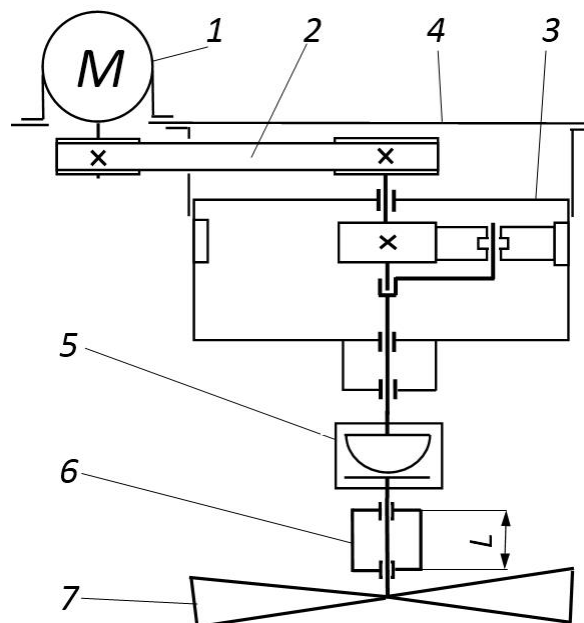


Рис. А.12. Схема привода перемешивателя раствора: 1 – асинхронный электродвигатель (фланцевое исполнение); 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор планетарный (по схеме 2К-Н, с прямозубыми колесами, трехсателлитный); 4 – плита; 5 – муфта жесткокомпенсирующая зубчатая; 6 – приводной вал с вертикальным расположением (крепление к вертикальной стойке); 7 – рабочий орган перемешивателя

Табл. А.12. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на рабочем органе, Н·м	400	434	440	445	410	460	480	470	430	490
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	46	49	52	68	54	57	62	60	50	64
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	200	220	240	280	250	245	260	248	255	265

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод реверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- сборочный чертеж рамы заменяется на сборочный чертеж плиты 4 с креплениями двигателя и редуктора.

Схема 13. Разработать привод скребкового конвейера

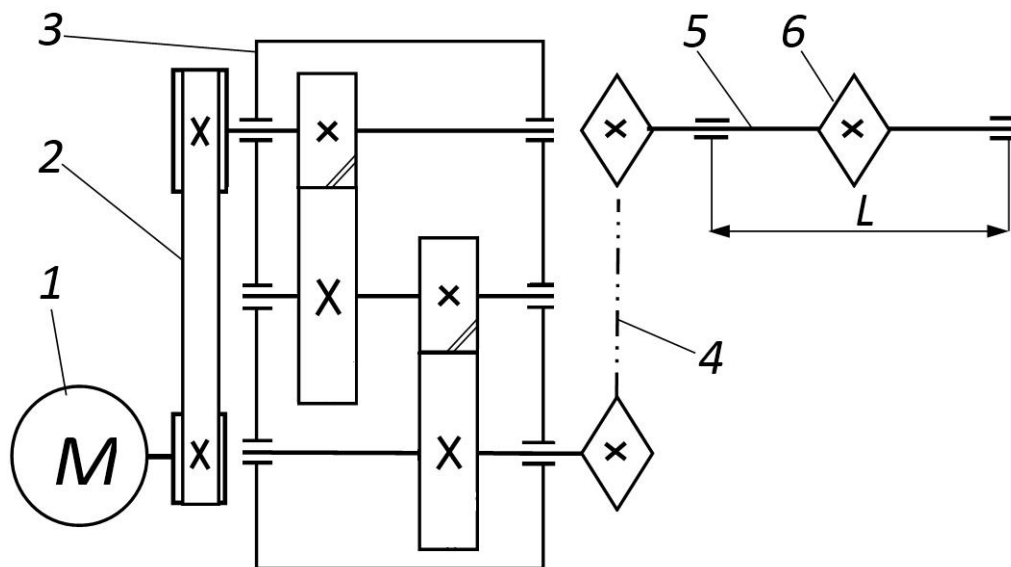


Рис. А.13. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор двухступенчатый (с цилиндрическими косозубыми передачами); 4 – цепная передача; 5 – приводной вал; 6 – приводная звездочка

Табл. А.13. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке 6, кН	2,88	2,92	2,96	2,84	3,02	3,16	2,98	2,97	2,93	3,18
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 6	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки 6, мин ⁻¹	42	38	35	40	45	75	43	48	50	52
Расстояние между опорами приводного вала L, мм	320	300	284	296	290	304	306	330	300	308

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- при проектировании привода обеспечить соосность вала двигателя и выходного вала редуктора, а также соосность приводного и входного валов редуктора.

Схема 14. Разработать привод скребкового конвейера

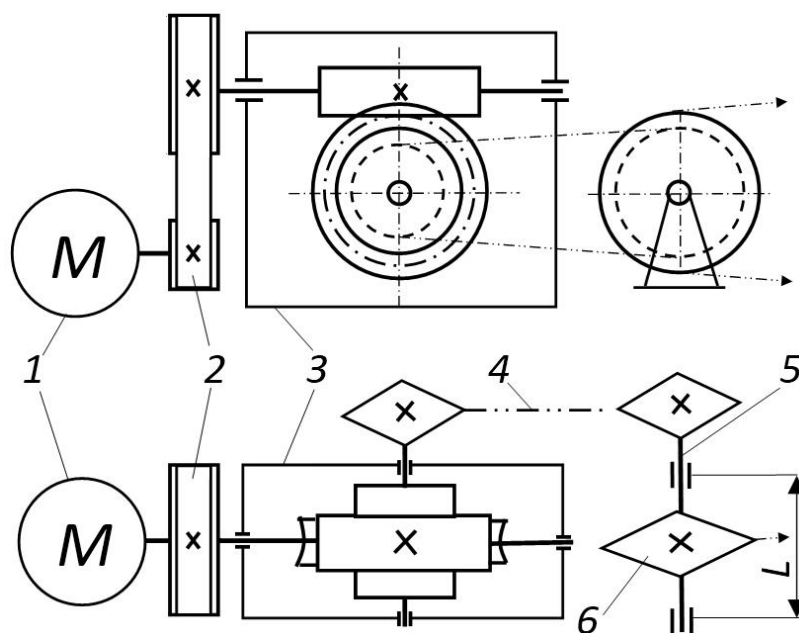


Рис. А.14. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача с вертикальным расположением шкивов; 3 – редуктор червячный (с верхним расположением червяка); 4 – цепная передача; 5 – приводной вал; 6 – приводная звездочка

Табл. А.14. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке 6, кН	2,35	2,34	2,41	2,50	2,51	2,26	2,28	2,47	2,93	2,78
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 6	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	9	8	12	10	11	6	12	8	9	10
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	300	280	290	285	295	310	305	288	298	292

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- редуктор и электродвигатель установлены на одной поверхности.

Схема 15. Разработать привод скребкового конвейера

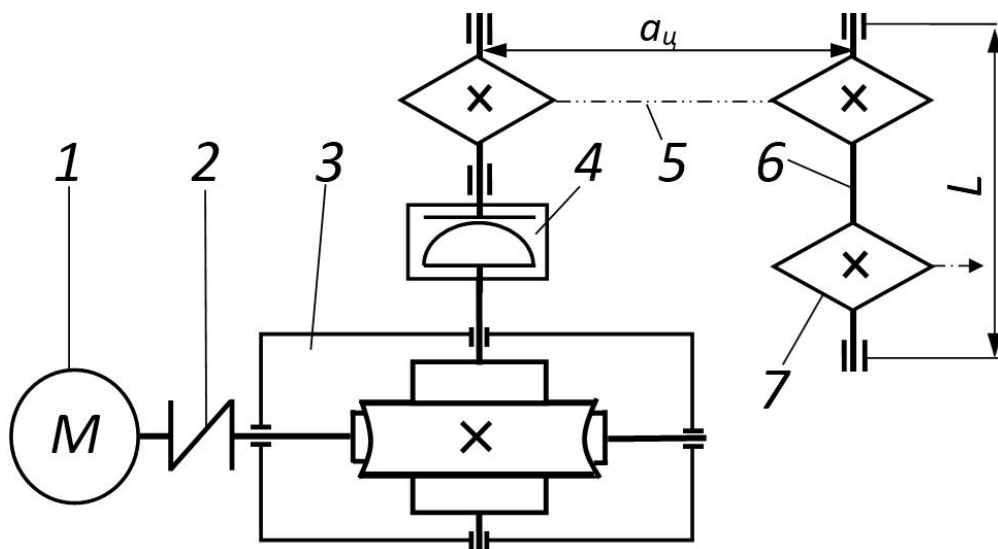


Рис. А.15. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор червячный (с нижним расположением червяка); 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – цепная передача; 6 – приводной вал; 7 – приводная звездочка

Табл. А.15. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке 7, кН	4,7	4,6	4,8	4,9	4,6	5,0	4,5	4,4	5,1	4,3
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 7	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки 7, мин ⁻¹	12	13	14	15	12	13	14	15	11	16
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	430	418	435	470	410	435	450	438	445	425
Межосевое расстояние цепной передачи a_u , мм	350	340	344	346	342	334	336	338	348	352

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 16. Разработать привод цепного конвейера

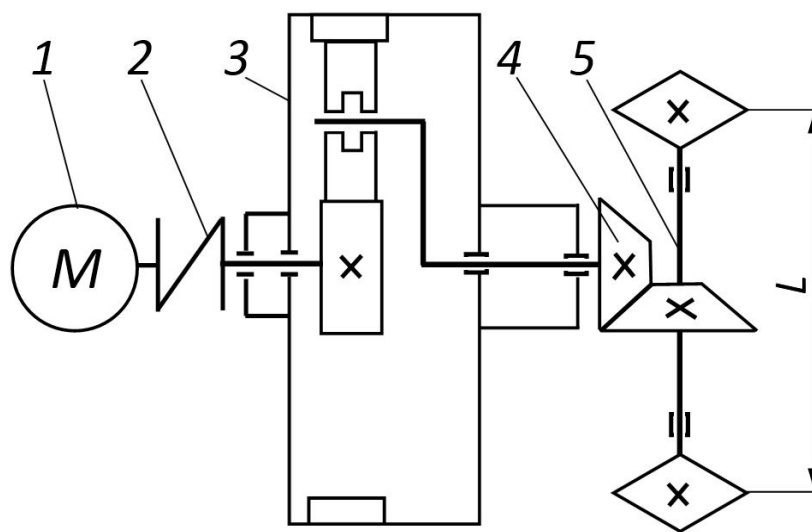


Рис. А.16. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор планетарный зубчатый (по схеме 2К-Н, с тремя сателлитами, с прямозубыми зубчатыми колесами); 4 – открытая коническая зубчатая передача; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.16. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одной приводной звездочке, Н	1680	1700	1680	1745	1710	1760	1780	1770	1730	1690
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	50	52	53	51	53	54	55	51	52	56
Расстояние между звездочками приводного вала (не менее) L, мм	550	558	565	570	568	555	562	559	553	567

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- в связи с особенностью компоновки привода (при значительных размерах редуктора) можно принимать расстояние L больше указанного в табл. 16;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 17. Разработать привод ленточного конвейера

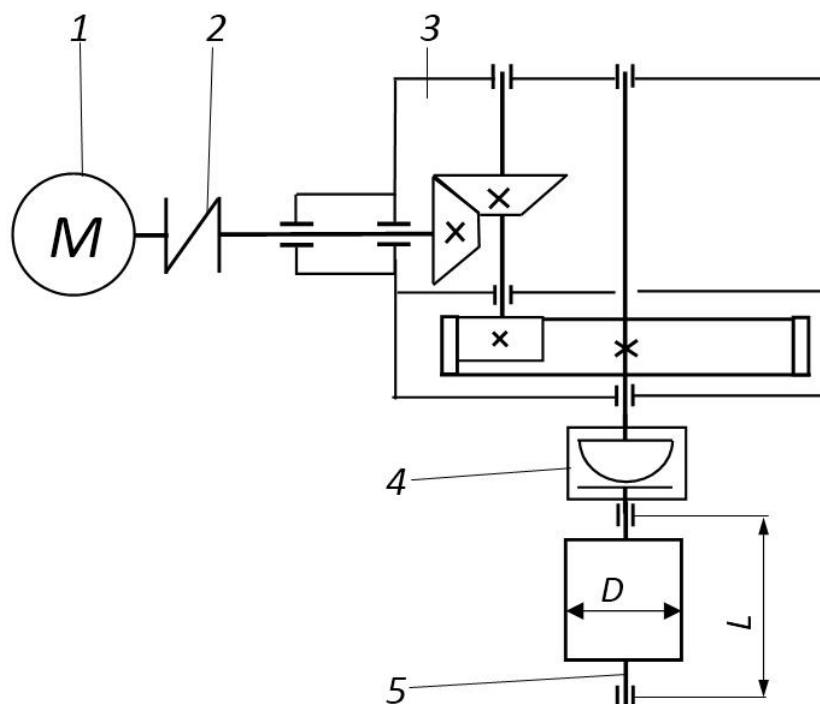


Рис. А.17. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический (первая ступень – коническая зубчатая передача, вторая – цилиндрическая прямозубая зубчатая передача с внутренним зацеплением); 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.17. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	980	920	960	945	910	965	970	976	967	950
Диаметр барабана D , мм	400	420	410	416	418	422	430	398	405	395
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,96	0,97	0,94	0,92	0,98	0,99	0,95	0,93	0,91	0,90
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	420	428	415	380	400	405	390	398	385	388

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 6-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 18. Разработать привод ленточного двухпоточного конвейера

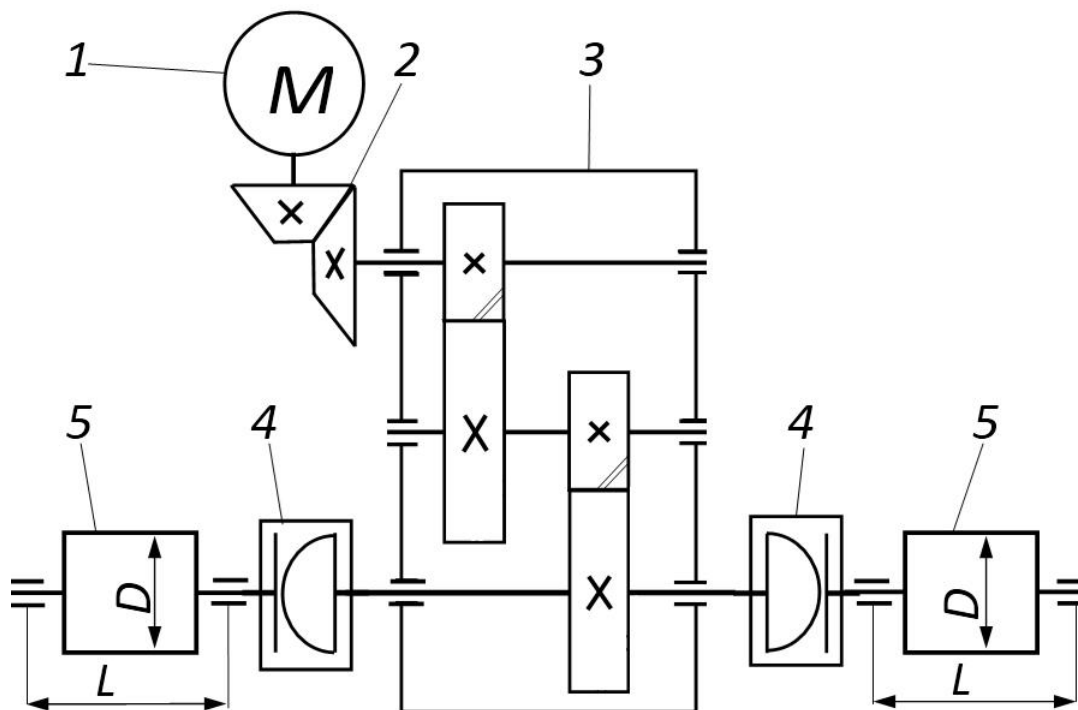


Рис. А.18. Схема привода ленточного двухпоточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – открытая коническая передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый с косозубыми передачами в обеих ступенях; 4 – муфты кулачково-дисковые; 5 – приводные валы с барабанами-шкивами

Табл. А.18. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одном барабана-шкиве, Н	910	920	940	945	915	925	930	935	928	917
Диаметр барабана D , мм	320	340	350	345	340	325	315	318	326	335
Частота вращения барабана, мин^{-1}	64	62	65	70	65	75	73	68	64	63
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	240	228	245	230	210	245	235	228	226	238

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 19. Разработать привод тягового механизма

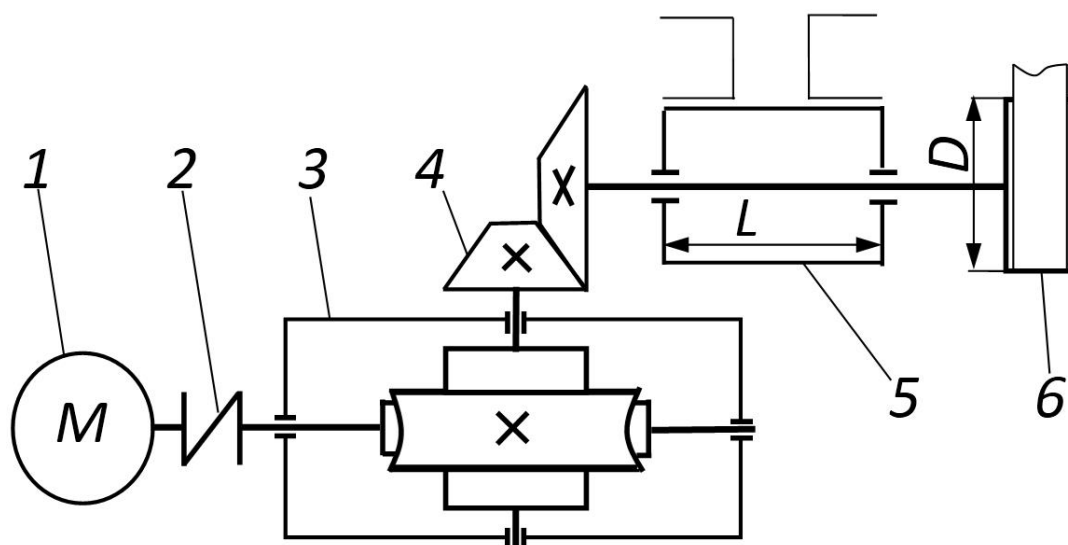


Рис. А.19. Схема привода тягового механизма: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор червячный с нижним расположением червяка; 4 – открытая коническая зубчатая передача; 5 – приводной вал, установленный в стакане, имеющий крепление к вертикальной стойке; 6 – приводной шкив

Табл. А.19. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на приводном шкиве, кН	5,12	4,79	4,68	4,76	5,03	5,08	4,74	4,88	4,95	4,91
Скорость движения ремня, м/с	0,23	0,25	0,21	0,22	0,24	0,27	0,26	0,28	0,29	0,20
Диаметр приводного шкива D , мм	362	366	380	358	372	350	362	364	354	355
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	180	190	185	182	187	192	189	184	184	191

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- предусмотреть крепление стакана 5 к вертикальной поверхности, параллельной стенкам корпуса редуктора.

Схема 20. Разработать привод ленточного конвейера

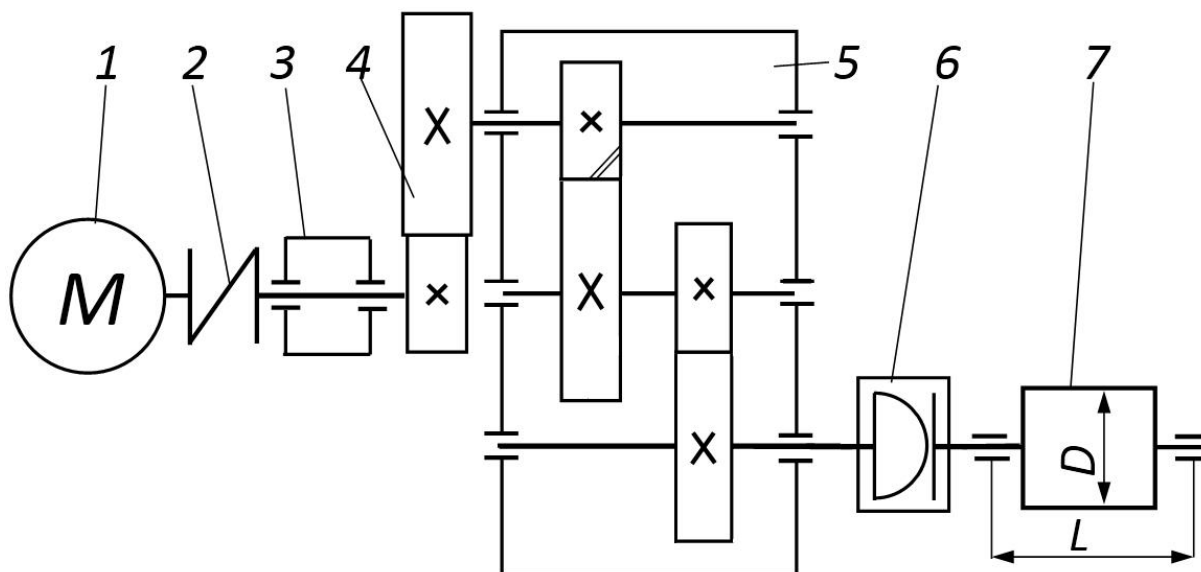


Рис. А.20. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – первичный вал (вал на радиальных подшипниках качения установлен в стакане); 4 – открытая коническая передача; 5 – редуктор цилиндрический двухступенчатый с косозубой и прямозубой передачами; 6 – муфта зубчатая; 7 – приводной вал с барабаном

Табл. А.20. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на барабане, Н	1610	1620	1640	1645	1615	1625	1630	1635	1628	1617
Диаметр барабана D , мм	420	440	450	445	440	425	415	418	426	435
Частота вращения барабана, мин^{-1}	55	53	54	60	67	65	63	68	64	63
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	440	428	445	430	410	445	435	428	426	438

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- стакан 3 спроектирован в виде корпуса на лапах с креплением двумя болтами к раме. Опорная поверхность этого корпуса находится в одной плоскости с опорной поверхностью лап двигателя.

Схема 21. Разработать привод подъемно-тягового устройства

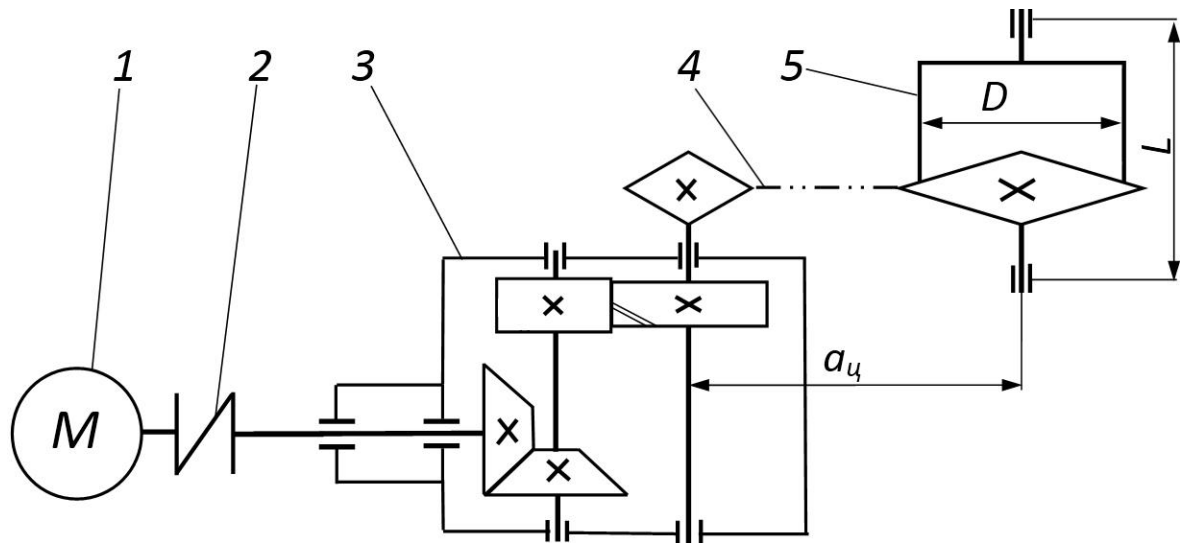


Рис. А.21. Схема привода подъемно-тягового устройства: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический; 4 – цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.21. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	1180	1220	1240	1245	1210	1260	1270	1370	1230	1290
Диаметр барабана D , мм	405	420	416	419	418	428	410	415	425	408
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,18	0,19	0,25	0,21	0,22	0,26	0,23	0,24	0,20	0,27
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	430	426	440	420	450	445	460	448	455	465

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- на барабане 5 закреплена ведомая звездочка цепной передачи 4 и встроено предохранительное устройство (муфта) по вращающему моменту;
- межосевое расстояние $a_{ц}$ цепной передачи 4 принимать из условия минимальных размеров привода.

Схема 22. Разработать привод питателя

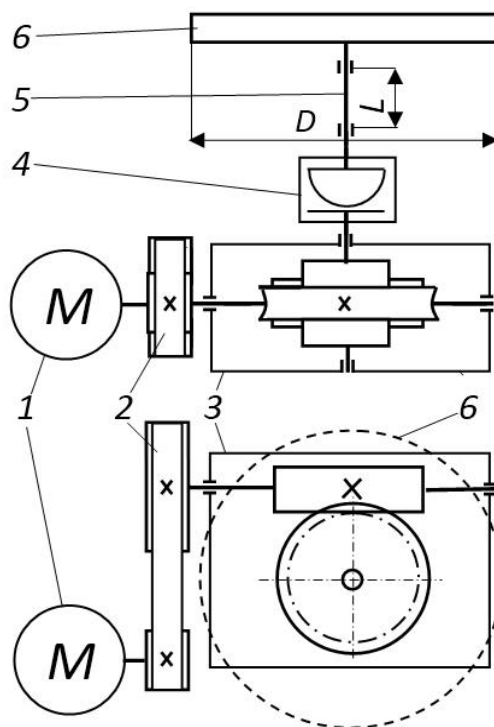


Рис. А.22. Схема привода питателя: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор червячный с вертикальным расположением ведомого вала (с боковым расположением червяка); 4 – зубчатая муфта; 5 – приводной вал с опорами, которые крепятся на горизонтальных поверхностях (параллельных рабочей поверхности питателя); 6 – диск питателя

Табл. А.22. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	500	490	495	510	505	515	520	522	498	518
Частота вращения вала питателя, мин ⁻¹	24	23	22	25	24	21	26	27	20	28
Диаметр диска 6 питателя D , мм	360	376	402	328	372	320	362	368	374	270
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	360	320	340	350	354	345	366	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 23. Разработать привод скребкового конвейера

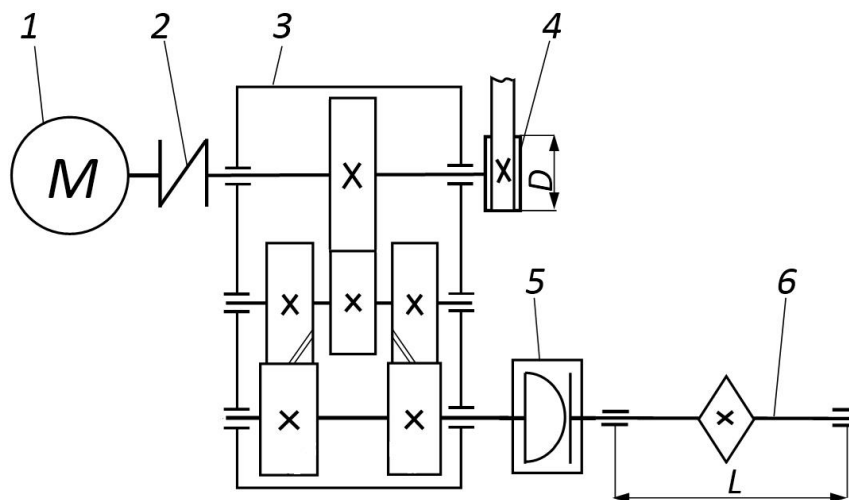


Рис. А.23. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор двухступенчатый (первая ступень – прямозубая цилиндрическая, вторая – косозубая цилиндрическая с разделенным потоком мощности); 4 – шкив вспомогательной ременной передачи для облегчения запуска двигателя в экстремальных условиях; 5 – муфта кулачково-дисковая; 6 – приводной вал с приводной звездочкой

Табл. А.23. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке, кН	2,09	2,04	1,99	2,06	2,14	1,96	2,03	2,07	2,13	2,08
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки	100/9	125/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки, мин ⁻¹	106	108	105	110	104	102	103	107	109	100
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	296	298	295	301	302	305	294	297	285	299

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- диаметр шкива 4 принять равным удвоенному диаметру выходного конца ведущего вала редуктора (соединенного с валом двигателя муфтой МУВП).

Схема 24. Разработать привод сельскохозяйственной лебедки

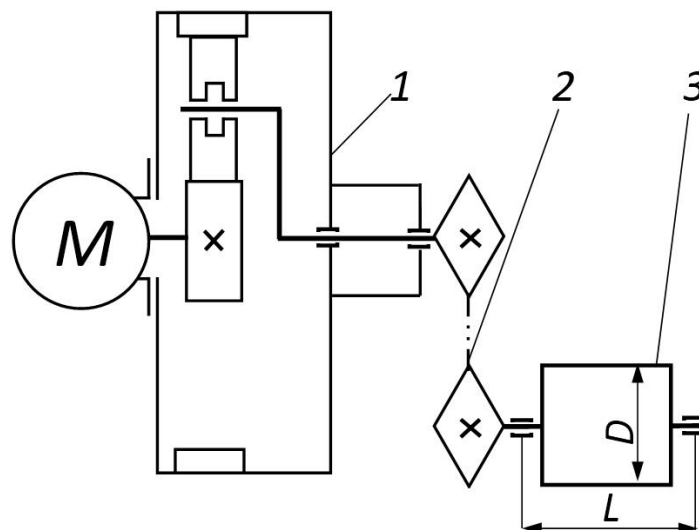


Рис. А.24. Схема привода сельскохозяйственной лебедки: 1 – мотор-редуктор (асинхронный электродвигатель с фланцевым исполнением закреплен на корпусе планетарного редуктора); 2 – цепная передача; 3 – приводной вал с барабаном

Табл. А.24. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на тросе барабана, кН	5,02	5,21	5,28	5,12	5,18	5,08	5,26	5,32	5,14	5,20
Диаметр барабана D , мм	126	130	125	119	135	142	128	145	140	150
Скорость движения троса барабана, м/с	0,25	0,24	0,23	0,22	0,26	0,29	0,28	0,27	0,20	0,30
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	242	238	245	248	250	245	254	243	255	260

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод реверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- планетарный редуктор спроектирован по схеме 2К-Н с тремя сателлитами, колеса прямозубые;
- в барабане предусмотреть предохранительное устройство по вращающему моменту;
- раму спроектировать общую под мотор-редуктор и приводной вал с барабаном.

Схема 25. Разработать привод ленточного транспортера

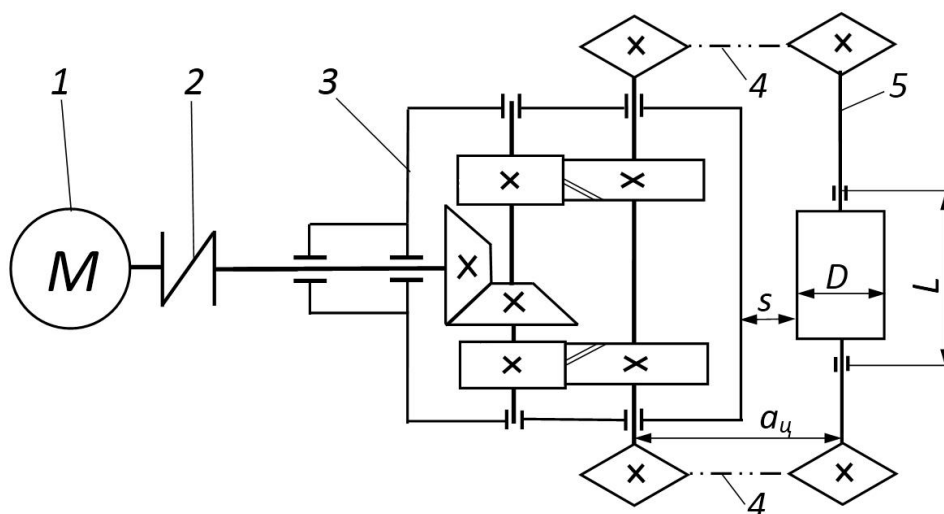


Рис. А.25. Схема привода ленточного транспортера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор коническо-цилиндрический (расположение конической шестерни симметричное относительно стенок корпуса редуктора, вторая ступень с двумя косозубыми цилиндрическими зубчатыми передачами с разделенным потоком мощности); 4 – цепные передачи; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.25. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на барабане, Н	3106	3128	3140	3145	2910	2960	2980	3470	2930	2990
Диаметр барабана D , мм	300	322	310	290	305	315	325	320	328	330
Частота вращения барабана, мин^{-1}	50	52	55	53	54	51	49	48	56	47

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- при проектировании считать, что нагрузка делится поровну по потокам: между двумя тихоходными косозубыми цилиндрическими передачами редуктора и между двумя цепными передачами;
- межосевое расстояние цепной передачи a_u определяется проектировщиком самостоятельно после разработки редуктора с условием, что зазор между корпусом редуктора и барабаном s должен быть не более 40 мм. Расстояние между опорами приводного вала L также принимается проектировщиком самостоятельно после разработки выходного вала редуктора, на консолях которого устанавливаются звездочки цепных передач 4.

Схема 26. Разработать привод ленточного конвейера

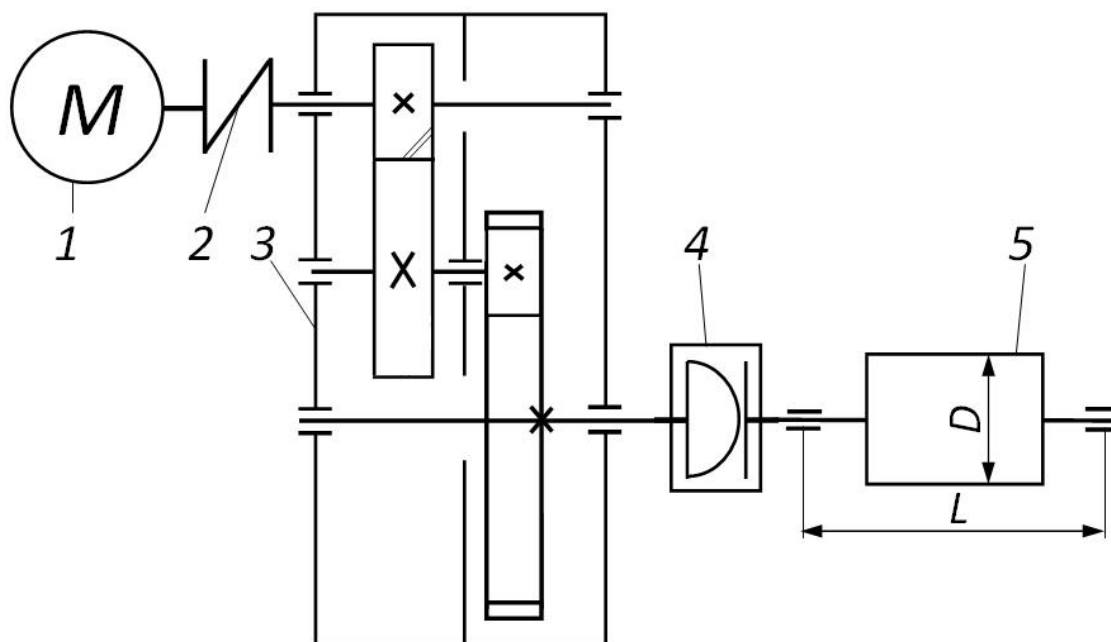


Рис. А.26. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый (первая ступень – цилиндрическая косозубая зубчатая передача, вторая – цилиндрическая прямозубая зубчатая передача с внутренним зацеплением); 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.26. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	870	830	860	845	820	865	870	876	868	850
Диаметр барабана D , мм	400	420	410	416	418	422	430	398	405	395
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,56	0,57	0,54	0,52	0,58	0,59	0,55	0,53	0,51	0,50
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	430	438	435	390	410	405	395	408	405	398

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- внутренняя полость редуктора разделена негерметичной перегородкой на две секции.

Схема 27. Разработать привод ленточного конвейера

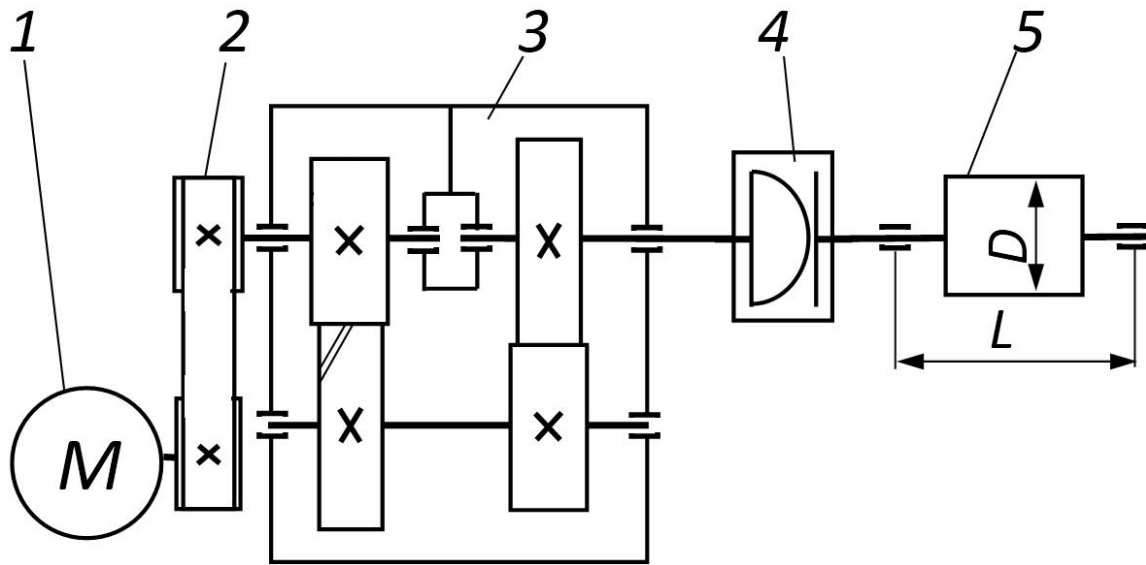


Рис. А.27. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор соосный двухступенчатый с цилиндрической косозубой быст-роходной ступенью и цилиндрической прямозубой тихоходной ступенью; 4 – муфта жесткокомпенсиру-ющая зубчатая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.27. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приво-дном валу, Н·м	500	520	540	545	510	560	580	570	530	590
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	40	42	46	52	45	38	53	48	41	44
Расстояние между опорами при-водного вала L , мм	325	320	335	310	350	345	360	358	365	368
Диаметр барабана D , мм	380	375	360	390	400	384	378	365	385	395

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 4 года;
- режим работы пятидневный, трехсменный, средний равновероят-ный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 28. Разработать привод для профилирования заготовок

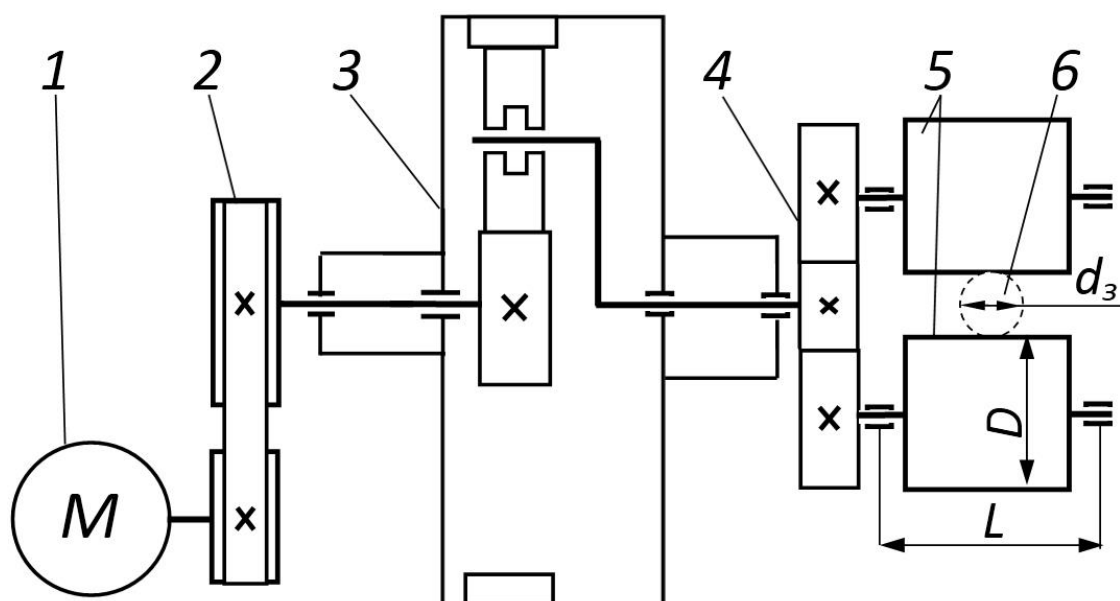


Рис. А.28. Схема привода для профилирования заготовок: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – планетарный редуктор; 4 – открытая зубчатая цилиндрическая передача с разделенным потоком мощности; 5 – приводные валы с профилирующими валками; 6 – заготовка

Табл. А.28. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на одном приводном валу, кН·м	0,46	0,48	0,47	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41	0,50	0,39
Диаметр заготовки d_3 , мм	25	24	26	25	27	28	29	30	24	23
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	30	32	34	28	29	31	33	35	36	37
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	200	208	205	218	210	215	214	203	209	206

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- планетарный редуктор спроектирован по схеме 2К-Н с тремя сателлитами, колеса прямозубые;
- мощность делится поровну между потоками в открытых зубчатых передачах 4. Диаметр барабана D определить после расчета открытых передач 4.

Схема 29. Разработать привод цепного конвейера

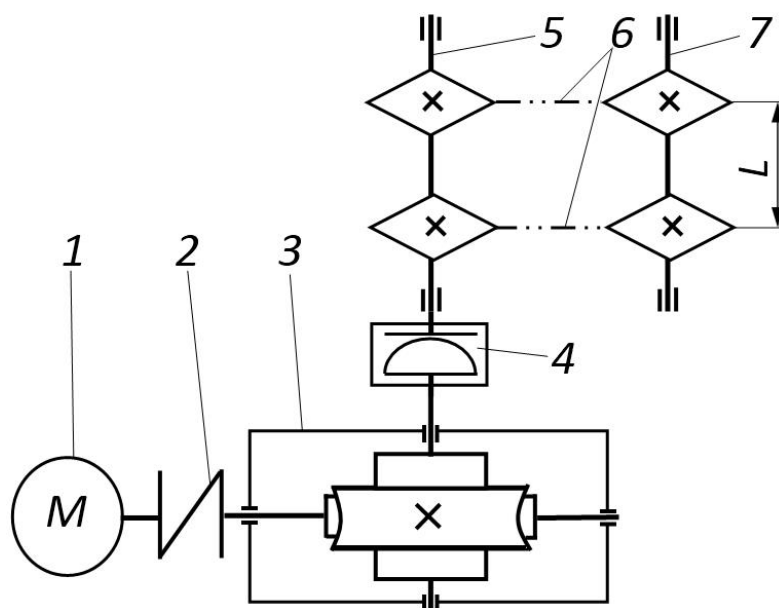


Рис. А.29. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор червячный с нижним расположением червяка; 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – промежуточный вал; 6 – цепные передачи с разделенным потоком мощности; 7 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.29. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на одной приводной звездочке, Н·м	404	400	406	407	410	409	399	405	408	398
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	16	17	15	19	15	14	15	18	17	20
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	500	490	505	480	495	485	510	470	475	465

Дополнительные указания к проектированию:

- ось вала двигателя находится на одной высоте с осью червяка;
- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- нагрузка делится между цепными передачами 6 поровну;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 30. Разработать привод поворотного устройства

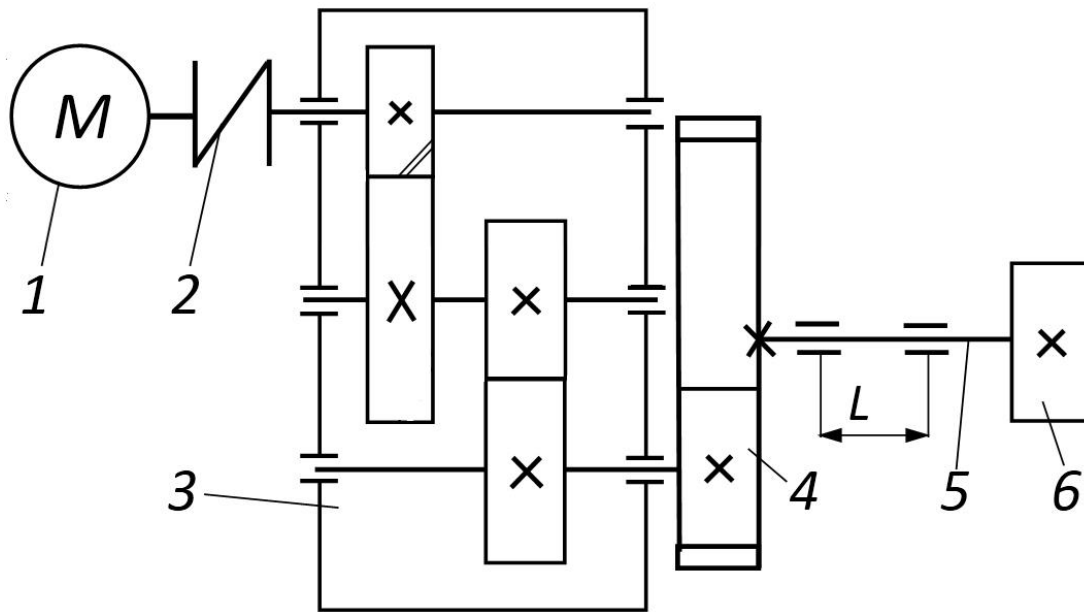


Рис. А.30. Схема привода поворотного устройства: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор двухступенчатый (первая ступень – цилиндрическая косозубая зубчатая передача, вторая – цилиндрическая прямозубая зубчатая передача); 4 – открытая прямозубая цилиндрическая передача с внутренним зацеплением; 5 – приводной вал; 6 – шестерня приводного вала

Табл. А.30. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной шестерне 6, Н	4106	4128	4140	4145	3910	3960	3980	4170	3930	3990
Число зубьев приводной шестерни 6	80	82	81	88	84	85	88	80	82	80
Модуль приводной шестерни, мм	2	1,75	2,5	3	2	2,75	2,25	1,75	1,5	1,25
Расстояние между опорами приводного вала 5, мм	300	322	310	290	305	315	325	320	328	330
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	50	52	55	53	54	51	49	48	56	47

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)

Методика определения режима работы и коэффициентов режима работы

Рассмотрим передачу с заданным ресурсом $L = 5$ лет, двухсменным режимом работы ($K_s = 2$) и коэффициентом годового использования $K_{год} = 0,7$. Предположим, режим работы передачи заранее не известен, а задана циклограмма нагружения (рис. Б.1) колеса, по которой определяют допускаемые напряжения. Заданными являются вращающие моменты T_i и соответствующие им частоты вращения вала n_i с зубчатым колесом: $T_0 = 460$ Н·м, $T_1 = 220$ Н·м, $T_2 = 380$ Н·м, $T_3 = 120$ Н·м, $T_4 = 340$ Н·м; $n_0 = 3$ мин⁻¹, $n_1 = 160$ мин⁻¹, $n_2 = 200$ мин⁻¹, $n_3 = 180$ мин⁻¹, $n_4 = 100$ мин⁻¹.

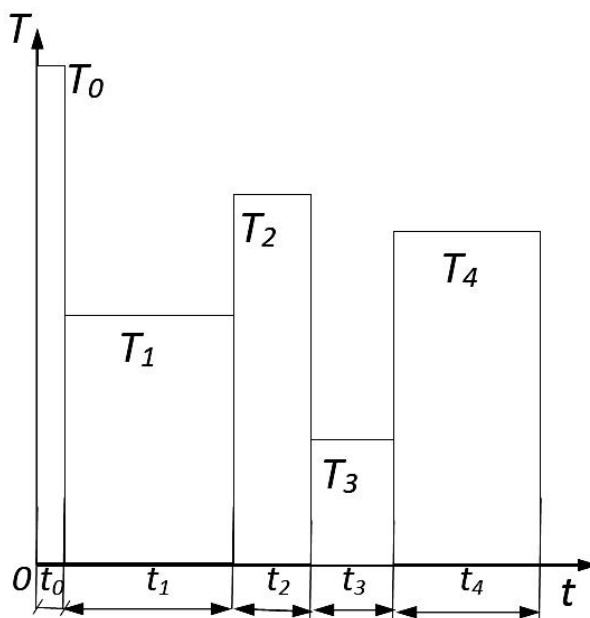


Рис. Б.1. Циклограмма нагружения передачи

При этом $t_0 = 0,01 \cdot t_u$, $t_1 = 0,39 \cdot t_u$, $t_2 = 0,12 \cdot t_u$, $t_3 = 0,18 \cdot t_u$, $t_4 = 0,3 \cdot t_u$, где t_u – общее время цикла: $t_u = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4$.

Так как цикл нагружения периодически повторяется, можно считать, что время действия каждого из моментов пропорционально ресурсу передачи в часах t_Σ . Определим данный ресурс:

$$t_\Sigma = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 8 = 20440 \text{ ч},$$

где 365 и 2 – число дней в году и часов в смене соответственно.

Ресурс также можно найти по формуле (2.6).

Найдем количество циклов нагружения при действии различных вращающих моментов (c – число колес, зацепляющихся с исследуемым, $c = 1$):

$$N_0 = 60 \cdot n_0 \cdot c \cdot 0,01 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,01 \cdot 20440 = 3,7 \cdot 10^4;$$

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot 0,39 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 160 \cdot 1 \cdot 0,39 \cdot 20440 = 7,7 \cdot 10^7;$$

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot 0,12 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 200 \cdot 1 \cdot 0,12 \cdot 20440 = 2,9 \cdot 10^7;$$

$$N_3 = 60 \cdot n_3 \cdot c \cdot 0,18 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 180 \cdot 1 \cdot 0,18 \cdot 20440 = 4,0 \cdot 10^7;$$

$$N_4 = 60 \cdot n_4 \cdot c \cdot 0,3 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 20440 = 3,7 \cdot 10^7.$$

При исследовании режима работы передачи действие вращающего момента T_0 можно не учитывать, т. к. число циклов меньше, чем $5 \cdot 10^4$. Как правило, пиковые пусковые моменты не оказывают значительного влияния на усталостную прочность.

Построим циклограмму в системе координат «вращающий момент – циклы нагружения» (без учета момента T_0). При этом расположим моменты в порядке убывания (рис. Б.2, а).

Суммарное количество циклов – ресурс (без учета N_0)

$$N_K = \sum_{i=1}^4 N_i = 1,83 \cdot 10^8.$$

Далее строим график, в котором единицы измерения осей абсцисс и ординат безразмерны. Абсцисса $\Sigma N_i / N_K$ изменяется от 0 до единицы. ΣN_i – число циклов нагружений при работе с моментами, равными и большими T_i . В таких же пределах ($0 \dots 1$) изменяется ордината $T_i / T_{\max}$, причем максимальный момент $T_{\max} = T_2$. Построим график по следующим точкам:

$$x_1 = \frac{N_2}{N_K} = 0,161, \quad y_1 = \frac{T_2}{T_{\max}} = 1;$$

$$x_2 = \frac{N_2 + N_4}{N_K} = 0,363, \quad y_2 = \frac{T_4}{T_{\max}} = 0,895;$$

$$x_3 = \frac{N_2 + N_4 + N_1}{N_K} = 0,782, \quad y_2 = \frac{T_1}{T_{\max}} = 0,579;$$

$$x_4 = \frac{N_2 + N_4 + N_1 + N_3}{N_K} = 1, \quad y_2 = \frac{T_3}{T_{\max}} = 0,316.$$

Результаты построения показаны на рис. Б.2, б.

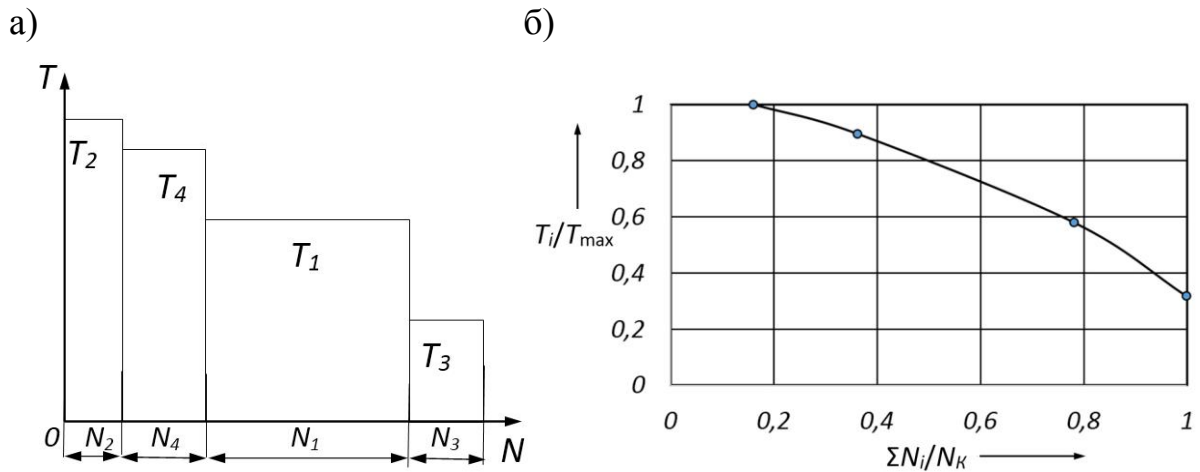


Рис. Б.2. Приведенные циклограммы: а – с последовательным расположением моментов; б – в безразмерных единицах

Полученную циклограмму (рис. Б.2, б) сравним с графиками типовых режимов нагружения (рис. Б.3).

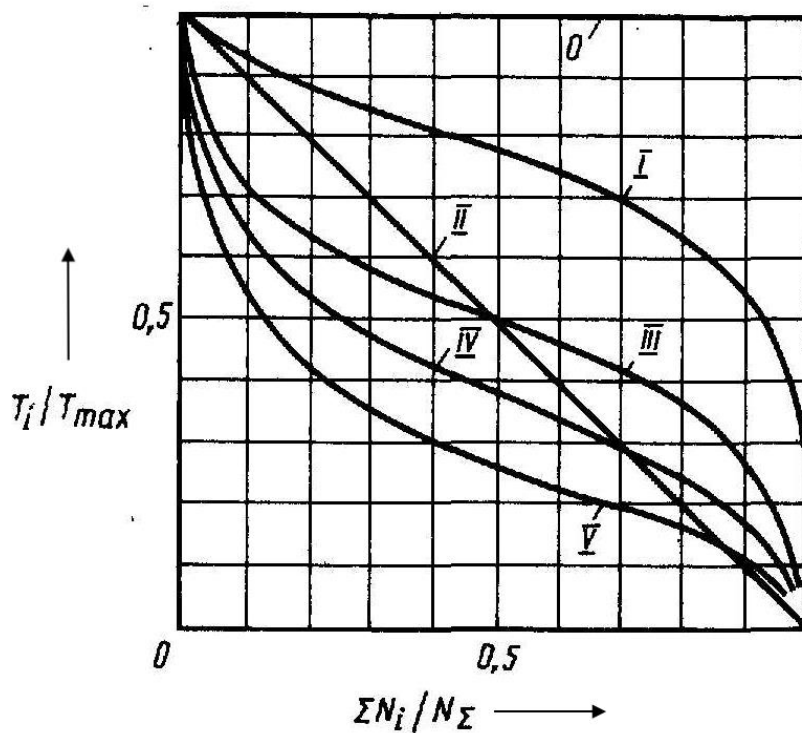


Рис. Б.3. Графики типовых режимов нагружения: 0 – постоянный; I – тяжелый; II – средний равновероятный; III – средний нормальный; IV – легкий; V – особо легкий

На основании проведенного сравнения делаем вывод, что передача работает в условиях режима, занимающего промежуточное положение между тяжелым и средним равновероятным режимами.

Коэффициент режима нагружения определим по формуле

$$\mu_H = \frac{\sum_{i=1}^r \left(\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i \right)}{\sum_{i=1}^r (n_i \cdot t_i)}, \quad (\text{Б.1})$$

где r – количество ступеней нагружения, принимаемых во внимание (в рассматриваемом случае $r = 4$).

Подставив данные в вышеприведенную формулу, получим $\mu_H = 0,394$. Это подтверждает вывод о тяжелом режиме нагружения, близком также к среднему равновероятному (см. табл. 2.5).

Коэффициент μ_F при определении допускаемых напряжений изгиба также находим по табл. 2.5. Его можно рассчитать по формуле

$$\mu_F = \frac{\sum_{i=1}^r \left(\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_F} \cdot n_i \cdot t_i \right)}{\sum_{i=1}^r (n_i \cdot t_i)}, \quad (\text{Б.2})$$

где m_F – коэффициент, определяемый по табл. 2.5. Для колеса и шестерни он может быть различным в зависимости от вида их термообработки.

Различия в коэффициентах степени в формулах (Б.1) и (Б.2) объясняются тем, что контактные напряжения пропорциональны квадратным корням из моментов и при замене напряжений моментами степень $m_H = 6$ можно понизить в два раза. Напряжения изгиба пропорциональны нагрузкам.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Табл. В.1. Значения коэффициента динамической нагрузки

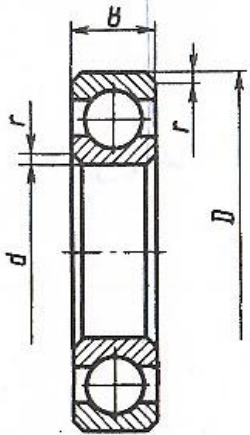
Степень точности	Твердость поверхности	Коэффициент	v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	а	$K_{H\alpha}$	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
		$K_{F\alpha}$	1,06 1,02	1,13 1,05	1,26 1,10	1,40 1,15	1,53 1,20	1,67 1,25
	б	$K_{H\alpha}$	1,02 1,00	1,04 1,00	1,07 1,02	1,10 1,02	1,15 1,03	1,18 1,04
		$K_{F\alpha}$	1,02 1,01	1,04 1,02	1,08 1,03	1,11 1,04	1,14 1,06	1,17 1,07
		$K_{H\alpha}$	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
		$K_{F\alpha}$	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
7	а	$K_{H\alpha}$	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
		$K_{F\alpha}$	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
	б	$K_{H\alpha}$	1,10 1,03	1,20 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,23	1,96 1,29
		$K_{F\alpha}$	1,03 1,01	1,06 1,01	1,10 1,02	1,16 1,03	1,22 1,04	1,26 1,05
		$K_{H\alpha}$	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
		$K_{F\alpha}$	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
8	а	$K_{H\alpha}$	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35
		$K_{F\alpha}$	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,20 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05
	б	$K_{H\alpha}$	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
		$K_{F\alpha}$	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
		$K_{H\alpha}$	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
		$K_{F\alpha}$	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
9	а	$K_{H\alpha}$	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
		$K_{F\alpha}$	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
	б	$K_{H\alpha}$	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35
		$K_{F\alpha}$	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,20 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05
		$K_{H\alpha}$	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
		$K_{F\alpha}$	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12

Примечание. а – твердость зубьев колеса и шестерни ≤ 350 HB либо твердость зубьев колеса ≤ 350 HB, а твердость зубьев шестерни ≥ 45 HRC; б – твердость зубьев и колеса, и шестерни ≥ 45 HRC. Верхние значения – для прямозубых колес, нижние – для косозубых (в т. ч. для конических колес с непрямыми зубьями).

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(справочное)

Табл. Г.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

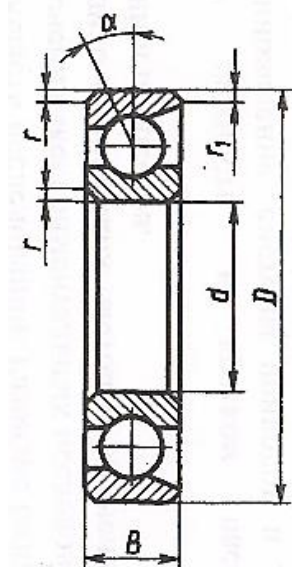
						
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C_0
<i>Особо легкая серия</i>						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24
102	15	32	9	0,5	5,59	2,5
103	17	35	10	0,5	6,05	2,8
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
<i>Легкая серия</i>						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8

Окончание табл. Г.1

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	70,2	45,0
217	85	150	28	3,0	83,2	53,0
218	90	160	30	3,0	95,6	62,0
<i>Средняя серия</i>						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4,0	133,0	90,0
318	90	190	43	4,0	143,0	99,0
<i>Тяжелая серия</i>						
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Примечание. Пример условного обозначения подшипника узкой серии ширин, средней серии диаметров 3 с $d = 30$ мм, $D = 72$ мм: Подшипник 306 ГОСТ 8338-75.

Табл. Г.2. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75 и данные из каталогов фирмы SKF)

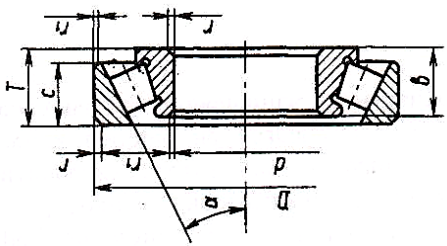
											
Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН				
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$		
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	C	C_0	C	C_0	
Легкая серия											
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79	
36205	46205	25	52	15			13,1	9,2	12,4	8,5	
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2	
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6	
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7	
36209	46209	45	85	19			32,3	25,6	30,4	23,6	
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4	
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41,9	34,9	39,4	32,1	
36212	46212	60	110	22			48,2	40,1	45,4	36,8	
36213	46213	65	120	23			58,0	45,0	54,4	42,8	
36214	46214	70	125	24			63,0	55,9	59,4	50,0	
36215	46215	75	130	25			80,0	57,0	78,0	53,8	
Средняя серия											
36302	46302	15	42	13	1,5	0,8	13,6	6,8	12,6	6,0	
36303	46303	17	47	14			17,3	8,7	16,1	8,0	
36304	46304	20	52	15	2,0	1,0	19,3	10,0	17,8	9,0	
36305	46305	25	62	17			22,0	16,2	21,1	14,9	
36306	46306	30	72	19			26,9	20,4	25,6	18,7	
36307	46307	35	80	21	2,5	1,2	35,0	27,4	33,4	25,2	
36308	46308	40	90	23			41,3	33,4	39,2	30,7	
36309	46309	45	100	25			50,5	41,0	48,1	37,7	
36310	46310	50	110	27	3,0	1,5	59,2	48,8	56,3	44,8	
36311	46311	55	120	29			74,0	61,6	68,9	57,4	

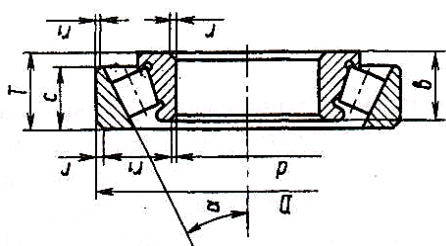
Окончание табл. Г.2

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	C	C_0	C	C_0
36312	46312	60	130	31	3,5	2,0	83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33			94,1	83,2	89,0	76,4
36314	46314	70	150	35			107,4	93,4	100,0	87,0
36315	46315	75	160	37			137,6	96,2	131,0	95,0
36316	46316	80	170	39			142,8	104,0	136,0	99,0
36317	46317	85	180	41	4,0	2,0	171,0	126,0	163,0	120,0
36318	46318	90	190	43			173,2	128,1	165,0	122,0

Примечание. Пример условного обозначения подшипника типа 46000 легкой серии диаметров 2 с $d = 30$ мм, $D = 62$ мм: Подшипник 46206 ГОСТ 831–75.

Табл. Г.3. Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365-87)

Обозначение	Размеры, мм							α , град	Грузоподъемность, кН			Факторы нагрузки		
	d	D	T	b	c	r	r ₁		C	C ₀	e	Y	Y ₀	
														
Легкая серия														
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92	
7205	25	52	16,5	15	13			14	23,9	17,9	0,36	1,67	0,92	
7206	30	62	17,5	16	14			14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91	
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89	
7208	40	80	20,0	18	16			14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86	
7209	45	85	21,0	19	16			15	42,7	33,4	0,41	1,45	0,80	
7210	50	90	22,0	20	17	14		52,9	40,6	0,37	1,60	0,88		
7211	55	100	23,0	21	18	15		57,9	46,1	0,41	1,46	0,80		
7212	60	110	24,0	22	19	13		72,2	58,4	0,35	1,71	0,94		
7214	70	125	26,25	24	21	14		95,9	82,1	0,37	1,62	0,89		
7215	75	130	27,25	25	22	15		97,6	84,5	0,39	1,55	0,85		



Окончание табл. Г.3

Обозначение	Размеры, мм						α, град	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки			
	d	D	T	b	c	r		r ₁	C	C ₀	e	Y	Y ₀
Легкая широкая серия													
7506	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905	
7507	35	72	24,25	23	19	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953	
7508	40	80	25,0	23	19			56,0	44,0	0,381	1,575	0,866	
7509	45	85	25,0	23	19			60,0	46,0	0,416	1,442	0,793	
7510	50	90	25,0	23	19			62,0	54,0	0,421	1,426	0,784	
7511	55	100	27,0	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916	
7512	60	110	30,0	28	24			94,0	75,0	0,392	1,528	0,840	
7513	65	120	33,0	31	27			119,0	98,0	0,369	1,624	0,893	
7514	70	125	33,25	31	27			125,0	101,0	0,388	1,547	0,851	
7515	75	130	33,25	31	27			130,0	108,0	0,407	1,476	0,812	
Средняя серия													
7304	20	52	16,25	15	13	2,0	0,8	25,0	17,7	0,3	2,03	1,11	
7305	25	62	18,25	17	15			29,6	20,9	0,36	1,66	0,92	
7306	30	72	21,0	19	16			40,0	29,9	0,34	1,78	0,98	
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	1,0	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03	
7308	40	90	25,25	23	20			61,0	46,0	0,28	2,16	1,19	
7309	45	100	27,25	25	22			76,1	59,3	0,29	2,09	1,15	
7310	50	110	29,25	27	23	96,6		75,9	0,31	1,94	1,06		
7311	55	120	31,5	29	25	102,0		81,5	0,33	1,80	0,99		
7312	60	130	33,5	31	26	118,0		96,3	0,30	1,97	1,08		
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	134,0	111,0	0,30	1,97	1,08	
7314	70	150	38,0	35	30			168,0	137,0	0,31	1,94	1,06	
7315	75	160	40,0	37	31			178,0	148,0	0,33	1,83	1,01	

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(справочное)

Табл. Д.1. Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид технологического процесса сварки	Допускаемое напряжение в швах, Н/мм ²		
	при растяжении [σ']	при сжатии [σ']	при срезе [τ']
Автоматическая под флюсом, ручная электродуговая электродами Э42А, Э50А, контактная стыковая	[σ] _p	[σ] _p	0,65 · [σ] _p
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	0,9 · [σ] _p	[σ] _p	0,6 · [σ] _p
Контактная точечная и шовная	—	—	0,5 · [σ] _p

Примечание. [σ]_p – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках, [σ]_p = σ_T/s . Для металлических конструкций запас прочности $s \approx 1,4 \dots 1,6$.

Табл. Д.2. Основные параметры метрической резьбы для наиболее распространенных случаев применения

Шаг резьбы p , мм	Наружный диаметр d , мм	Средний диаметр d_2 , мм	Внутренний диаметр d_1 , мм
0,5	3	2,675	2,46
0,7	4	3,546	3,24
0,8	5	4,48	4,134
1	6	5,35	4,918
1,25	8	7,2	6,647
1,5	10	9,026	8,376
1*	10	9,35	8,917
1,75	12	10,863	10,1
1,5*	12	11,026	10,376
2	14	12,7	11,835
2	16	14,7	13,835
1,5*	16	15,026	14,376
2,5	20	18,376	17,294
3	24	22	20,752
3	27	25	23,752
3,5	30	27,727	26,211
4	36	33,402	31,67
4,5	42	39,077	37,129

Примечание. * – для резьб с мелким шагом.

Табл. Д.3. Размеры сечений призматических шпонок и пазов валов

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина закругления пазов t_1 , мм		Радиус закругления пазов r (или фаска 45°)	
	Ширина b , мм	Высота h , мм	на валу	у втулки	не более	не менее
> 6...8	2	2	1,2	1,0	0,16	0,08
> 8...10	3	3	1,8	1,4		
> 10...12	4	4	2,5	1,8		
> 12...17	5	5	3,0	2,3	0,25	0,16
> 17...22	6	6	3,5	2,8		
> 22...30	8	7	4,0	3,3		
> 30...38	10	8	5,0	3,3	0,4	0,25
> 38...44	12	8	5,0	3,3		
> 44...50	14	9	5,5	3,8		
> 50...58	16	10	6,0	4,3		
> 58...65	18	11	7,0	4,4		
> 65...75	20	12	7,5	4,9	0,6	0,4
> 75...85	22	14	9,0	5,4		
> 85...95	25	14	9,0	5,4		
> 95...110	28	16	10,0	6,4		
> 110...130	32	18	11,0	7,4		

Примечание. Длины призматических шпонок l рекомендуется выбирать из ряда 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140.

Табл. Д.4. Соединения шлицевые прямобоочные по ГОСТ 1139-80

Номинальный размер $z \times d \times D$ (z – количество шлицев; d – внутренний диаметр, мм; D – наружный диаметр, мм)	Ширина шлица b , мм
<i>Легкая серия</i>	
$6 \times 23 \times 26$	6
$6 \times 26 \times 30$	6
$6 \times 28 \times 32$	7
$8 \times 32 \times 36$	6
$8 \times 36 \times 40$	7
$8 \times 42 \times 46$	8
$8 \times 46 \times 50$	9
$8 \times 52 \times 58$	10
$8 \times 56 \times 62$	10
$8 \times 62 \times 68$	12

Окончание табл. Д.4

Номинальный размер $z \times d \times D$ (z – количество шлицев; d – внутренний диаметр, мм; D – наружный диаметр, мм)	Ширина шлица b , мм
<i>Средняя серия</i>	
$6 \times 18 \times 22$	5
$6 \times 21 \times 25$	5
$6 \times 23 \times 28$	6
$6 \times 26 \times 32$	6
$6 \times 28 \times 34$	7
$8 \times 32 \times 38$	6
$8 \times 36 \times 42$	7
$8 \times 42 \times 48$	8
$8 \times 46 \times 54$	9
$8 \times 52 \times 60$	10
$8 \times 56 \times 65$	10
$8 \times 62 \times 72$	12
$10 \times 72 \times 82$	12
<i>Тяжелая серия</i>	
$10 \times 21 \times 26$	3
$10 \times 23 \times 29$	4
$10 \times 26 \times 32$	4
$10 \times 28 \times 35$	4
$10 \times 32 \times 40$	5
$10 \times 36 \times 45$	5
$10 \times 42 \times 52$	6
$10 \times 46 \times 56$	7
$16 \times 52 \times 60$	5
$16 \times 56 \times 65$	5

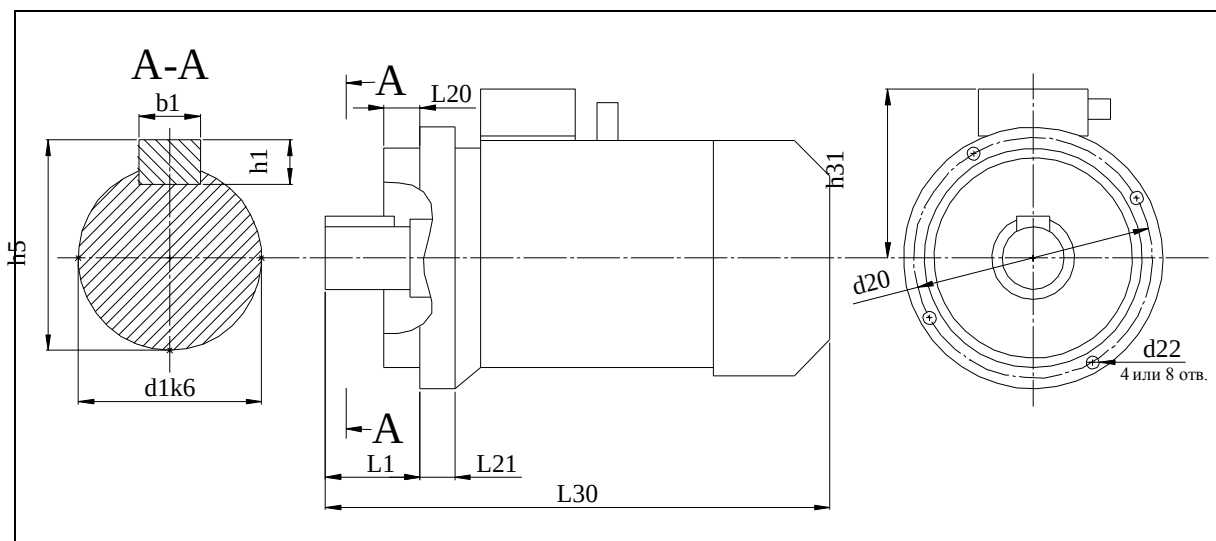
ПРИЛОЖЕНИЕ Е

(справочное)

Табл. Е.1. Электродвигатели асинхронные серии 4А. Геометрические размеры.
Исполнение М100 – закрытое, обдуваемое, на лапах (ГОСТ 19523–81) [10]

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритный размер			Установочный и присоединительный размеры																		
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	B_1	B_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}								
4A71	2, 4, 6, 8	285	201	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	21,5	9								
4A80A		300	218	186	50	100	50	22	10	6	125	80	6	24,5	10								
4A80B		320	218																				
4A90L		350	243	208		125	56	24	12	8	140	90	7	27	11								
4A100S		365	265	235	60	132	63	28								10	160	100	31	12			
4A100L		395	280			140			70	32	10	216	132	8	41						13		
4A112M		452	310	260	80	178	89	38	12	10						190	112	8	35	13			
4A132S		480	350	302							89	38	10	216	132						8	41	13
4A132M		530	350																				
4A160S	2 4, 6, 8	624	430	358	110	178	108	42 48	15	12 14	254	160	9	45 51,5	18								
4A160M	2 4, 6, 8	667	430	358	110	178 210	108	42 48	15	12 14	254	160	8 9	45 51,5	18								
4A180S	2 4, 6, 8	682	470	410	110	203	121	48 55 48	15	14 16 14	279	180	10 9 9	51,5 59 51,5	20								
4A180M	2 4, 6, 8	702						241		55	16	10	59										

Окончание табл. Е.1

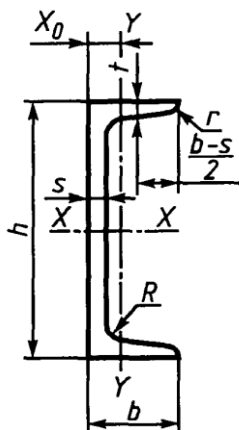


Тип двигателя	Число полюсов	Габаритный размер			Установочный и присоединительный размеры									
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	l_{20}	l_{21}	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}	B_1	h_1	h_5
4A71	2, 4, 6, 8	285	130	200	40	3,5	10	19	165	12	130	6	6	21,5
4A80A		300	138		50			22						24,5
4A80B		320												
4A90L		350	153	250	60	4	12	24	215	15	180	8	7	27
4A100S		365	165											31
4F100L		390												
4F112M		452	1	300	80	16	32	265	230	35				
4A132S		480	218	41										
4A132M		530												
4A160M	2	667	270	350	110	5	15	300	19	250	12	45		
4, 6, 8	14										9		51,5	
4A160S	2	624				18	350	300	14	9	51,5			
4, 6, 8	16											10	59	
4A180S	2	662	290	400			18	350		300	14	9	51,5	
4, 6, 8	16										10			59
4A180M	2	702								300	14	9	51,5	
4, 6, 8	16										10			59

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

(справочное)

Табл. Ж.1. Размеры швеллеров с уклоном внутренних граней полок
(из ГОСТ 8240-97 и СТБ 1985-2009)



Номер швеллера	h , мм	b , мм	s , мм	t , мм	R , мм	r , мм	Площадь поперечно- го сечения, см ²	Мини- мальный размер от- верстия в полке, мм	Координата размещения отверстия X_0 , мм
					не более				
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	9	20
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	9	20
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	11	25
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	13	30
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	17	30
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	19	35
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	19	40
16a	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	23	40
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,70	23	40
18a	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,20	23	45
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,40	25	45
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,70	25	50
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,60	28	50
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,20	28	60
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,50	31	60
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,50	31	60
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	53,40	31	70
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	61,50	31	70

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА...	5
Контрольные вопросы.....	5
1.1. Краткие теоретические сведения.....	5
1.2. Пример решения задачи.....	5
1.3. Задачи для самостоятельного решения.....	13
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ	
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	16
Контрольные вопросы.....	16
2.1. Краткие теоретические сведения.....	16
2.2. Пример решения задачи.....	19
2.3. Задачи для самостоятельного решения.....	37
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ	
ПЕРЕДАЧ.....	39
Контрольные вопросы.....	39
3.1. Краткие теоретические сведения.....	39
3.2. Пример решения задачи.....	41
3.3. Задачи для самостоятельного решения.....	55
4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	56
Контрольные вопросы.....	56
4.1. Краткие теоретические сведения.....	56
4.2. Пример решения задачи.....	57
4.3. Задачи для самостоятельного решения.....	71
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ	
ПЕРЕДАЧ.....	72
Контрольные вопросы.....	72
5.1. Краткие теоретические сведения.....	72
5.2. Пример решения задачи.....	74
5.3. Задачи для самостоятельного решения.....	83
6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ С	
ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ.....	84
Контрольные вопросы.....	84
6.1. Краткие теоретические сведения.....	84
6.2. Пример решения задачи.....	86
6.3. Задачи для самостоятельного решения.....	97

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ И ОСЕЙ.....	99
Контрольные вопросы.....	99
7.1. Краткие теоретические сведения.....	99
7.2. Пример решения задачи.....	100
7.3. Задачи для самостоятельного решения.....	114
8. ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ...	116
Контрольные вопросы.....	116
8.1. Краткие теоретические сведения.....	116
8.2. Пример решения задачи.....	118
8.3. Задачи для самостоятельного решения.....	122
9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	124
Контрольные вопросы.....	124
9.1. Краткие теоретические сведения.....	124
9.2. Пример решения задачи.....	125
9.3. Задачи для самостоятельного решения.....	128
10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	129
Контрольные вопросы.....	129
10.1. Краткие теоретические сведения.....	129
10.2. Пример решения задач.....	131
10.3. Задачи для самостоятельного решения.....	135
11. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ (ЗУБЧАТЫХ) СОЕДИНЕНИЙ.....	137
Контрольные вопросы.....	137
11.1. Краткие теоретические сведения.....	137
11.2. Пример решения задачи.....	139
11.3. Задачи для самостоятельного решения.....	140
12. ПОДГОТОВКА К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	141
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	151
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Задание к курсовому проектированию.....	152
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Методика определения режима работы и коэффициентов режима работы.....	182

ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	186
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	187
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	194
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	197
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж.....	199

Учебное издание

Лустенков Михаил Евгеньевич

ПРАКТИКУМ ПО ОСНОВАМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДЕТАЛЯМ МАШИН

Учебное пособие

Редактор И. В. Голубцова

Художественное оформление обложки Е. С. Фитцова

Технический редактор А. Т. Червинская

Компьютерный дизайн Е. С. Фитцова

Подписано в печать 08.12.2015. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 11,85. Уч.-изд. л. 13,0. Тираж 500 экз. Заказ № 782.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.