

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образование учреждение высшего
профессионального образования

«Российский государственный университет
нефти и газа имени И.М. Губкина»

Кафедра технической механики
Учебное пособие по курсу
«ДЕТАЛИ МАШИН»

Л.Н. ОБИЩЕНКО, Т.П. КОРОТАЕВА

**РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА
НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**Издательский центр
РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина
Москва 2015**

УДК 621.83
О-15

Обищенко Л.Н., Коротаева Т.П.

Расчет механических передач привода нефтегазового оборудования.
Учебное пособие. – М.: Издательский центр РГУ нефти и газа имени И.М.
Губкина, 2015. – 87 с.

В учебном пособии изложены основные методы инженерных расчетов отдельных элементов и узлов механического привода нефтегазопромысловых машин и оборудования.

Рассматриваются методики и конкретные примеры расчета одноступенчатого цилиндрического редуктора по контактным напряжениям на рабочих поверхностях зуба и по напряжениям изгиба. Приводится проектный и уточненный расчет валов, а также принципы подбора подшипников качения и расчет срока их службы по динамической грузоподъемности.

Учебное пособие может быть использовано для подготовки бакалавров по направлениям 240100 «Химическая технология», 241000 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии» и 200100 «Приборостроение».

Данное издание является собственностью РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина и его репродуцирование (воспроизведение) любыми способами без согласия университета запрещается

© РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015

© Л.Н. Обищенко, Т.П. Коротаева, 2015

© _____ – оформление серии, 2015

ВВЕДЕНИЕ	5
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	6
1.1. Общие сведения о редукторах	6
1.2. Краткие сведения об электродвигателях	6
1.3. Выбор электродвигателя	7
1.4. Определение передаточных отношений (чисел) передач, входящих в состав привода	10
1.5. Определение частоты вращения, угловой скорости, мощности и крутящего момента на валах привода.....	11
1.6. Пример кинематического расчета привода	13
2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	15
2.1. Расчет передач с цилиндрическими зубчатыми колесами	15
2.2. Определение допускаемого напряжения при расчете на контактную выносливость	16
2.3. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете на усталость	18
2.4. Определение межосевого расстояния	19
2.5. Определение модуля зацепления.....	21
2.6. Определение числа зубьев шестерни и колеса.....	21
2.7. Определение основных геометрических параметров шестерни и колеса	21
2.8. Определение окружной скорости зубчатых колес и степени точности передачи	22
2.9. Определение сил, действующих в зацеплении	23
2.10. Проверка прочности зубьев по контактным напряжениям	23
2.11. Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба.....	26
2.12. Пример расчета зубчатой передачи (редуктора) с цилиндрическими колесами	28
3. РАСЧЕТ ВАЛОВ	34
3.1. Проектный расчет валов редуктора	35
3.2. Пример проектного расчета валов редуктора	36
3.3. Уточненный расчет вала.....	37
3.4. Определение фактического коэффициента запаса усталостной прочности при совместном действии напряжений при кручении и изгибе.....	40
3.5. Пример уточненного расчета вала.	43
4. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	47
4.1. Определение сил, нагружающих подшипники	48
4.2. Пример подбора радиально-упорного подшипника.....	52
4.3. Пример подбора радиального подшипника.	54
5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	57
5.1. Пример расчета шпоночного соединения.....	59
6. РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС	60
6.1. Определение размеров зубчатых колес	61
6.2. Технические требования к выполнению чертежа.....	61

7. ВАРИАНТЫ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ	64
ЛИТЕРАТУРА	86
ПРИЛОЖЕНИЕ	87

Введение

Материал учебного пособия содержит сведения, необходимые для проведения практических аудиторных занятий и выполнения домашних заданий, предусмотренных программой курса «Детали машин», по ниже перечисленным темам.

1. Кинематический расчет привода.
2. Расчет зубчатых передач.
3. Расчет валов.

В ходе практических аудиторных занятий студенты осваивают проектировочные и проверочные расчёты основных элементов машин: передач, валов, подшипников, соединений и т.д. При этом активно используются знания предметов, изучавшихся ранее: металловедение, теоретическая механика, сопротивление материалов, теория механизмов и машин, черчение.

Индивидуальные домашние задания представляют собой различные варианты приводов к исполнительным механизмам, включающие одноступенчатый цилиндрический редуктор и открытую передачу (ременную, цепную или зубчатую). В результате выполнения домашних заданий должны быть представлены последовательные расчёты механических передач привода, которые оформляются в виде расчётно-пояснительной записки.

Приём каждого домашнего задания производится в соответствии с календарным планом и правилами системы рейтинговой оценки знаний.

Выполняемая работа имеет большое значение в развитии навыков самостоятельной творческой работы студентов, умения пользоваться справочной литературой, нормативными документами, таблицами, а также в развитии навыков и умения при выполнении расчетов и составлении текстовых документов на изделия машиностроения, приборостроения и строительства.

1 Кинематический расчет привода

1.1 Общие сведения о редукторах

Привод, как правило, включает в себя двигатель, редуктор и открытую передачу. Редуктор – это механизм, предназначенный для передачи мощности от источника энергии к исполнительному механизму, понижающий угловую скорость (частоту вращения) и увеличивающий крутящий момент.

Редукторы различаются по типу передачи (зубчатые, червячные, зубчато-червячные), по числу ступеней (одноступенчатые и многоступенчатые), по относительному расположению осей валов редуктора в пространстве (параллельные, пересекающиеся, перекрещивающиеся, горизонтальные, вертикальные).

1.2 Краткие сведения об электродвигателях

Наибольшее распространение в приводах машин и механизмов получили трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4А (таблица 1.2). Эти электродвигатели отличаются от электродвигателей других типов простотой конструкции, меньшей стоимостью, более высокой эксплуатационной надежностью. Поэтому при выполнении курсового проекта следует выбирать именно эти электродвигатели.

При отсутствии нагрузки частота вращения ротора совпадает с частотой вращения магнитного поля статора, которая зависит от частоты f тока питающей сети и числа полюсов p :

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot 60 \cdot f}{p} \quad (1.1)$$

В России частота в электросетях $f = 50$ Гц, асинхронные электродвигатели могут иметь число полюсов $p = 2; 4; 6; 8$, что соответствует синхронным частотам вращения $n_{\sigma} = 3000; 1500; 1000; 750$ об/мин.

Чем больше число полюсов электродвигателя, тем больше его габариты, масса и стоимость. Поэтому напрашивается вывод о том, что следует применять дешевые высокооборотные электродвигатели, у которых $p = 2$ и $n_{\sigma} = 3000$ об/мин. Однако с увеличением частоты вращения вала электродвигателя растет общее передаточное отношение привода, его стоимость и габариты. Поэтому в приводах при нереверсивном вращении вала исполнительного механизма чаще всего применяют электродвигатели с $n_c = 1500$ об/мин, а при реверсивном вращении с $n_c = 1000$ об/мин.

При выборе электродвигателя может оказаться, что его мощность по паспорту отличается от требуемой. В этом случае следует учитывать два обстоятельства: большой запас мощности электродвигателя приводит к повышению расхода электроэнергии, а перегрузка – к перегрузу электродвигателя (допускаемая перегрузка не более 5%).

Основные параметры электродвигателей серии 4А для интервалов мощностей 0,55 – 15 кВт приведены в таблице 1.2, а присоединительные размеры в таблице 1.3.

1.3 Выбор электродвигателя

1.3.1. Выбор мощности электродвигателя

При заданной угловой скорости вала исполнительного механизма ω_m частота его вращения определяется по формуле

$$n_m = \frac{30 \cdot \omega_m}{\pi} . \quad (1.2)$$

Для определения требуемой мощности электродвигателя сначала следует определить КПД привода. Общий КПД привода при последовательном соединении его составляющих равен произведению частных КПД отдельных составляющих узлов привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i . \quad (1.3)$$

Значение частных КПД приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1**Средние значения КПД для передач и узлов привода**

Передача, узел	Закрытая передача	Открытая передача
Зубчатая передача: с цилиндрическими колесами	0,96 ... 0,98	0,93 ... 0,95
	с коническими колесами	0,92 ... 0,94
Цепная передача	0,96 ... 0,98	0,92 ... 0,94
Фрикционная передача	0,90 ... 0,96	0,75 ... 0,88
Ременная передача: с плоским ремнем	-	0,97
	с клиновым ремнем	0,96
Муфта соединительная	-	0,99
Подшипники качения (одна пара)	0,99	-

Требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{TP} = \frac{P_M}{\eta}. \quad (1.4)$$

После этого по таблице 1.2 выбирается электродвигатель, мощность которого $P_{Э}$ не должна отличаться больше, чем на 5% от P_{TP} в большую (в случае перегрузки двигателя) или в меньшую сторону (в случае недогрузки двигателя).

Диаметр вала электродвигателя выбирается из таблицы 1.3.

Таблица 1.2*Двигатели закрытые обдуваемые единой серии 4А.*

Мощность Р, кВт	Синхронная частота, об/мин			
	3000	1500	1000	750
0.25	-	-	-	71B8/680
0.37	-	-	71A6/910	80A8/675
0.55	-	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0.75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1.1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1.5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2.2	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3.0	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4.0	100S2/2880	100L4/1430	112MB6/950	132S8/720
5.5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7.5	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730
11.0	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15.0	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18.5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	-
22.0	180S2/2945	180S4/1470	-	-
30.0	180M2/2945	180M4/1470	-	-

Таблица 1.3*Диаметр вала электродвигателя (присоединительный)*

Тип двигателя	71А,В	80А	80В	90L	100S	100L	112M	132S	132M
Число полюсов	p = 2, 4, 6, 8								
d ₁ , мм	19	22	22	24	28	28	32	38	38

Тип двигателя	160S	160S	160M	160M	180S	180S	180M	180M
Число полюсов	2	4, 6, 8	2	4, 6, 8	2	4, 6, 8	2	4, 6, 8
d ₁ , мм	42	48	42	48	48	55	48	55

1.3.2 Выбор частоты вращения вала электродвигателя

Частота вращения ротора электродвигателя, указываемая в каталогах, относится к номинальному режиму, это так называемая синхронная скорость

– n_c .

Под действием нагрузки реальная частота вращения $n_{\text{э}}$ уменьшается по сравнению с n_c , за счет скольжения s . В таблице 1.2 в верхней строке указана синхронная частота n_c , а в знаменателе марки электродвигателя – реальная частота вращения вала $n_{\text{э}}$ с учетом скольжения.

$$n_c = n_{\text{и.м}} \cdot u_1 \cdot u_2, \quad (1.5)$$

где $n_{\text{и.м}}$ – частота вращения вала исполнительного механизма,

$u_1, u_2 \dots$ – частные значения передаточных чисел передач, входящих в состав привода.

Рекомендуемые передаточные числа приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Рекомендуемые и предельные значения передаточных отношений

Тип передачи	Рекомендуемые значения	Предельные значения
Зубчатая цилиндрическая закрытая	3 ... 5	6,3
Зубчатая коническая закрытая	2 ... 3	6,3
Зубчатая открытая	4 ... 7	8
Червячная закрытая	10 ... 40	80
Червячная открытая	15 ... 60	120
Цепная	2 ... 5	10
Ременная:		
с плоским ремнем	4 ... 6	8
с клиновым ремнем	2 ... 4	8

Требуемая частота вращения n_c электродвигателя выбирается из интервала величин, полученных из выражения (1.5), с учетом рекомендаций, приведенных в разделах 1.2 и 1.3.2.

1.4 Определение передаточных отношений (чисел) передач, входящих в состав привода

Сначала определяется общее передаточное отношение привода:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_3}{n_m} . \quad (1.6)$$

После этого производят разбивку общего передаточного отношения привода. Предварительная величина передаточного числа передаточного механизма закрытого типа (редуктора) определяется:

$$u_{\text{ред}}^* = \sqrt{u_{\text{общ}}} , \quad (1.7)$$

где $u_{\text{ред}}^*$ – предварительная величина передаточного числа редуктора;

Полученное значение следует округлить до величины, входящей в стандартные ряды:

1-й ряд: 1 1,25 1,6 2,0 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0
2-й ряд: 1,12 1,4 1,8 2,24 2,8 3,55 4,5 5,6 7,1 9,0

Первый ряд предпочтительнее второго.

Затем определяют передаточное число открытой передачи:

$$u_{\text{o.n.}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ред}}} . \quad (1.8)$$

Если в схеме привода отсутствует открытая передача, то $u_{\text{ред}} = u_{\text{общ}}$

1.5 Определение частоты вращения, угловой скорости, мощности и крутящего момента на валах привода

Частота вращения валов (об/мин):

$$n_1 = n_3 , \quad n_2 = \frac{n_1}{u_1} , \quad \dots \quad (1.9)$$

Угловая скорость валов (рад/с):

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} , \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} , \quad \dots \quad (1.10)$$

Мощность на валах привода:

$P_1 = P_3$; при $P_3 > P_{\text{тр}}$ на 15% и более $P_1 = P_{\text{тр}}$.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \dots ; \quad P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad (1.11)$$

Крутящие моменты на валах привода (Нм):

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}; \quad T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} \quad \dots \quad (1.12)$$

Либо:

$$T_1 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \dots; \quad T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad (1.13)$$

$P_1, P_2, P_3 \dots$ – мощность на валах привода в кВт;

u_1, η_1 – передаточное отношение и КПД передачи между первым и вторым валом;

u_2, η_2 – передаточное отношение и КПД передачи между вторым и третьим валом и т.д.;

η_1, η_2, η_3 – КПД передач, участвующих в передаче движения привода.

Результаты вычислений заносятся в таблицу:

Вал	P , кВт	n , об/мин	ω , рад/с	T , нм	Примечание
1	$P_1 =$	$n_1 =$	$\omega_1 =$	$T_1 =$	
2	$P_2 =$	$n_2 =$	$\omega_2 =$	$T_2 =$	
3	$P_3 =$	$n_3 =$	$\omega_3 =$	$T_3 =$	
$u_{ред} =$		$u_{o.n.} =$			

1.6. Пример кинематического расчета привода

Задана схема привода цепного конвейера (рис.1.1). Привод реверсивный. $P_{\text{зад}} = 3,6$ кВт, $n_{\text{зад}} = 47,2$ об/мин.

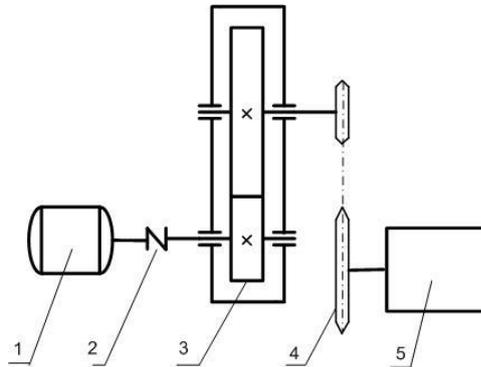


Рис. 1.1

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – открытая передача (цепная); 5 – тяговая звездочка конвейера (исполнительный механизм).

1.6.1 Определяем КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,94 = 0,89$$

где:

- $\eta_1 = 0,99$ – КПД соединительной муфты,
- $\eta_2 = 0,98$ – КПД пары зубчатых цилиндрических колес (редуктора),
- $\eta_3 = 0,99$ – КПД пары подшипников качения (в редукторе две пары подшипников),
- $\eta_4 = 0,94$ – КПД цепной передачи.

1.6.2 Определяем требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{TP} = \frac{P_3}{\eta} = \frac{3,6}{0,89} = 4,04 \text{ кВт}$$

По таблице 1.2 выбираем электродвигатель серии 4А типа 112МВ6, у которого мощность $P_{\text{Э}} = 4$ кВт.

Перегрузка двигателя составляет: $\frac{4 - 4,04}{4} \cdot 100\% = 0,1\%$,
что допустимо (допускается до 5%).

1.6.3 Определяем частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_c = n_m \cdot u_{ред} \cdot u_{o.n.} = 47,2 \cdot (3...5) \cdot (2...5) = (283,2...1180) \text{ об/мин.}$$

Из таблицы 1.2 выбираем $n_c = 1000$ об/мин; $n_3 = 950$ об/мин.

Параметры выбранного электродвигателя вносим в таблицу:

Марка электродвигателя	4А 112МВ6/950	
Мощность	$P_{\text{Э}}, \text{кВт}$	4,0
Частота вращения вала - синхронная	$n_c, \text{об/мин}$	1000
Частота вращения вала - фактическая	$n_3, \text{об/мин}$	950
Диаметр вала электродвигателя	$d_1, \text{мм}$	32

1.6.4 Определяем общее передаточное отношение привода:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_3}{n_m} = \frac{950}{47,2} = 20,13.$$

Определяем предварительно передаточное число редуктора из выражения

$u_{ред}^* = \sqrt{u_{\text{общ}}} = \sqrt{20,13} = 4,49$, а затем округляем до ближайшего значения из 1-ого стандартного ряда $u_{ред} = 4$.

Тогда для цепной передачи $u_{on} = \frac{u_{np}}{u_{ред}} = \frac{20,13}{4} = 5,03$,

что согласуется с рекомендуемыми значениями передаточных отношений (таблица 1.3).

1.6.5 Определяем частоту вращения и угловую скорость валов привода:

$$n_1 = n_3 = 950 \text{ об/мин} \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,4 \text{ рад/с}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{ред}} = \frac{950}{4} = 237,5 \text{ об/мин} \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 237,5}{30} = 24,86 \text{ рад/с}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{o.n.}} = \frac{237,5}{5,03} = 47,2 \text{ об/мин} \quad \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 47,2}{30} = 4,94 \text{ рад/с}$$

1.6.6 Определяем мощность на валах привода:

$$P_1 = P_{\text{э}} = 4 \text{ кВт.}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad ; \quad P_2 = 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 3,88 \text{ кВт.}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad ; \quad P_3 = 3,88 \cdot 0,99 \cdot 0,94 = 3,61 \text{ кВт.}$$

1.6.7 Определяем крутящие моменты на валах привода:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4,0 \cdot 10^3}{99,4} = 40,24 \text{ Нм.}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{3,88 \cdot 10^3}{24,86} = 156 \text{ Нм.}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{3,61 \cdot 10^3}{4,94} = 730,7 \text{ Нм.}$$

1.6.8 Заполняем таблицу результатов расчета:

Вал	P , кВт	n , об/мин	ω , рад/с	T , н·м	Примечание
1	$P_1=4$	$n_1=950$	$\omega_1=99,4$	$T_1=40,24$	Вал шестерни
2	$P_2=3,88$	$n_2=237,5$	$\omega_2=24,86$	$T_2=156$	Вал колеса
3	$P_3=3,61$	$n_3=47,2$	$\omega_3=4,94$	$T_3=730,7$	Вал исполнительного механизма
$u_{\text{ред}}=4$		$u_{o.n}=5,03$			

2 Расчет зубчатых передач

2.1 Расчет передач с цилиндрическими зубчатыми колесами

Для расчета передач с цилиндрическими зубчатыми колесами необходимы следующие данные:

- передаточное отношение передачи – u ,
- крутящий момент на шестерне – T_1 ,
- крутящий момент на колесе – T_2 ,
- условия работы передачи.

Из таблицы 2.1 выбирают материал и химико-термическую обработку зубьев зубчатых колес, учитывая, что при выборе обычных конструкционных

и слаболегированных сталей получается сравнительно дешевая передача, но больших габаритов, а при выборе легированных сталей получается передача с меньшими габаритами, но дороже по стоимости. В целях обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни и колеса твердость поверхности зубьев шестерни назначается выше твердости поверхности зубьев колеса. Для прямозубых колес эта разность составляет не менее 20...30 единиц НВ, а для косозубых колес не менее 40...60. Это условие выполняется, если твердость рабочей поверхности зубьев колеса не более 350 НВ.

Таблица 2.1

Стали и виды термообработки

Марки стали	Термообработка.	Твердость поверхности НВ	Предел прочности σ_B МПа	Предел текучести σ_T МПа	$N_{HO} \cdot 10^7$	$N_{GO} \cdot 10^7$
40	У	190...230	700	400	1.5	4
45	Н	170...220	600-640	310	1	4
	У	240...280	610-840	410-590	1.5	4
50	Н	180...230	630-660	310	1	4
	У	230...260	630-830	420-600	1.5	4
40Х	Н	210...230	600-640	310	1	4
	У	240...280	610-840	600 -640	2.5	4
50Г	Н	170...180	630-660	300	1	4
	У	180...202	630-830	410-590	2.5	4

У – улучшение; Н- нормализация.

2.2 Определение допускаемого напряжения при расчете на контактную выносливость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (2.1)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа

σ_{HO} – предел контактной выносливости, МПа

S_H – коэффициент безопасности,

K_{HL} – коэффициент долговечности.

Исходные данные для определения пределов контактной выносливости в зависимости от твердости поверхности зубьев были получены экспериментально и представлены в таблице 2.2.

Рекомендуются следующие значения коэффициента безопасности:

$S_H = 1,1$ – при нормализации, улучшении и объемной закалке,

$S_H = 1,2$ – при поверхностной закалке, цементации ила азотировании.

Таблица 2.2.

Пределы контактной выносливости

Термическая обработка.	Твердость поверхности.	σ_{HO} , МПа	S_H
Нормализация, улучшение	<350 НВ	2НВ + 70	1.1
Закалка объемная	35...45 HRC	18HRC + 150	1,1
Закалка поверхностная	45...56 HRC	17HRC + 200	1,2
Цементация	57...63 HRC	23 HRC	1,2
Азотирование	50...59 HRC	1050	1,2

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемого напряжения в том случае, когда число циклов нагружения N_{HE} зуба колеса за весь период его работы меньше базового числа циклов N_{HG} . По таблице 2.1 выбирается базовое число циклов нагружения N_{HG} , а действительное число циклов нагружения при постоянной нагрузке рассчитывается:

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t \quad , \quad (2.2)$$

где n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемое напряжение,

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

t – число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Если срок службы передачи в задании отсутствует, то обычно принимают

$t = 10000$ час.

Если $N_{HE} > N_{HG}$, то значение коэффициента $K_{HL}=1$, если $N_{HE} < N_{HG}$, то значение коэффициента K_{HL} определяют:

$$K_{NL} = \sqrt[6]{\frac{N_{NG}}{N_{NE}}} \geq 1, \quad \text{но} < 2,4 \quad (2.3)$$

За расчетное напряжение принимают среднее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, но не более $1,25 [\sigma_H]_{\min}$ (меньшего из двух), т.е.

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 [\sigma_H]_{\min} \quad (2.4)$$

2.3 Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете на усталость

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (2.5)$$

где σ_{FO} – предел выносливости по напряжению изгиба, расчетное значение которого или расчетная формула приведены в таблице 2.3,

S_F – коэффициент безопасности, выбирается по таблице 2.3,

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (например, в реверсивной передаче):

при односторонней нагрузке $K_{FC} = 1$

при реверсивной нагрузке $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;

K_{FL} – коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету K_{HL} .

При $N_{FE} > N_{FG}$ значение $K_{FL} = 1$.

При $N_{FE} < N_{FG}$:

$$\text{– при } HB < 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad \text{но} < 2, \quad (2.6)$$

$$\text{– при } HB > 350 \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad \text{но} < 1,6. \quad (2.7)$$

Для всех марок сталей рекомендуется $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Таблица 2.3

Пределы выносливости при изгибе

Термическая обработка	Твердость поверхности	σ_{FO} , МПа	S_F
Нормализация, улучшение	350 HB	1.8·HB	1,75
Закалка объемная	35...45 HRC	550	1.75
Закалка поверхностная	45...56 HRC	900	1.75
Цементация	57...63 HRC	1000	1.55
Азотирование	50...59 HRC	12 HRC + 300	1.75

2.4 Определение межосевого расстояния

Для прямозубых передач

$$a = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{Ba}}} \text{ мм,} \quad (2.8)$$

Для косозубых передач

$$a = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{Ba}}} \text{ мм,} \quad (2.9)$$

где u – передаточное число рассчитываемой зубчатой передачи,

$(u+1)$ – для зубчатых передач внешнего зацепления,

$(u-1)$ – для зубчатых передач с внутренним зацеплением,

E_{np} – приведенный модуль упругости материала колес.

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2},$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов колеса и шестерни.

Если шестерня и колесо стальные, то $E_{np} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

T_2 – крутящий момент на валу ведомого зубчатого колеса, $\text{Н} \cdot \text{мм}$,

(вал колеса),

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки по ширине венца зуба, его значение выбирается по таблице 2.4 в зависимости от коэффициента ширины колеса относительно диаметра делительной окружности:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u \pm 1), \quad (2.10)$$

где ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. Значения ψ_{ba} стандартизованы:

0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

При выборе ψ_{bd} и ψ_{ba} следует учитывать, что с их увеличением уменьшаются габариты и масса передачи, однако снижается точность контакта зубьев по их длине и повышается концентрация нагрузки.

После вычисления a , полученное значение округляют до ближайшего стандартного, мм:

1-й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400;

2-й ряд – 140, 180, 225, 280, 355, 450.

Первый ряд предпочтительнее второго.

Таблица 2.4

Значение коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Относительная ширина колеса $\psi_{bd} = b_2 / d_2$	Симметричное расположение шестерни относительно опор			
	$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$	
	При твердости рабочих поверхностей зубьев НВ			
	>350	<350	>350	<350
0.2	1.00	1.00	1.00	1.00
0.4	1.01	1.00	1.03	1.01
0.6	1.03	1.01	1.05	1.02
0.8	1.06	1.03	1.08	1.05
1.0	1.10	1.04	1.15	1.08
1.2	1.13	1.05	1.18	1.10
1.4	1.15	1.07	1.25	1.13
1.6	1.20	1.08	1.30	1.16

2.5 Определение модуля зацепления

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a. \quad (2.11)$$

Расчетное значение модуля необходимо округлить до ближайшего стандартного значения.

Стандартные значения модуля, мм (ГОСТ 9563-60):

1-й ряд - 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4; 5; 8; 10

2-й ряд - 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5.

2.6 Определение числа зубьев шестерни и колеса

Угол наклона зубьев установлен: $\beta = 0^\circ$ для прямозубых колёс,

$\beta = 8 \dots 20^\circ$ для косозубых. Предварительно принимают $\beta = 10^\circ$.

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m_n (u + 1)} \geq Z_{\min} = 17. \quad (2.12)$$

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$.

Число зубьев шестерни и колеса **округляется до целых чисел.**

После этого уточняется значения угла наклона зуба β ,

$$\cos \beta = m_n \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot a}. \quad (2.13)$$

2.7 Определение основных геометрических параметров шестерни и колеса

Геометрические параметры шестерни, как правило, имеют индекс 1, геометрические параметры колеса – индекс 2.

➤ диаметр делительной окружности

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}, \quad d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}; \quad (\text{округлить до десятых})$$

➤ диаметр окружности выступов

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n, \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n;$$

➤ диаметр окружности впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n;$$

➤ ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a;$

➤ ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5.$

Проверяется межосевое расстояние: $a = \frac{d_1 + d_2}{2}.$

2.8 Определение окружной скорости зубчатых колес и степени точности передачи

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \text{ м/с} \quad (2.14)$$

где d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, м,

n_1 – частота вращения вала шестерни, об/мин.

Степень точности зубчатой передачи назначается в зависимости от окружной скорости по таблице 2.6.

Таблица 2.6.

Степень точности передачи по нормам плавности работы

Степень точности передачи	Окружная скорость, м/с		Примечание
	прямозубая	косозубая	
6 (высокоточная)	≤ 15	≤ 20	Высокоточные передачи
7 (точная)	≤ 10	≤ 15	Передачи при повышенных скоростях и нагрузках
8 (средней точности)	≤ 6	≤ 10	Передачи общего машиностроения
9 (пониженной точности)	≤ 2	≤ 4	Тихоходные закрытые и открытые передачи

2.9 Определение сил, действующих в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \text{ Н} \quad (2.15)$$

где T_2 – крутящий момент на валу колеса, Н·мм,
 d_2 – диаметр делительной окружности колеса, мм.

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{Cos} \beta}, \text{ Н} \quad (2.16)$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$,
 β – угол наклона зуба в косозубых передачах,

Осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н} \quad (2.17)$$

Для прямозубых колес осевая сила отсутствует.

2.10 Проверка прочности зубьев по контактным напряжениям

Этот расчет выполняется для того из зубчатых колес, у которого допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ меньше.

Допускается $\sigma_H > [\sigma_H]$ на 5% и $\sigma_H < [\sigma_H]$ на 15%.

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b_2} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma_H], \quad (2.18)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

b_2 – ширина колеса, мм;

d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм;

u – передаточное число;

$Z_H, Z_\varepsilon, K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{HV}$ – расчётные коэффициенты.

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев, определяется по таблице

Таблица 2.7

Выбор коэффициента Z_H

β	0	10	15	20	25
Z_H	1,76	1,74	1,71	1,67	1,62

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий: для прямозубых передач и косозубых при значении коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}.$$

Для прямозубых передач и косозубых

при $\varepsilon_\beta < 0,9$,
$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}.$$

Для косозубых при $\varepsilon_\beta \geq 0,9$,
$$Z_\varepsilon \approx \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta, \quad (2.19)$$

где Z_1 и Z_2 – число зубьев шестерни и колеса.

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для косозубых колёс в зависимости от окружной скорости (таблица 2.8).

Таблица 2.8

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых передач

Степень точности	Окружная скорость V, м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,1	1,16	–	–	–

Примечание. Для прямозубых колёс $K_{H\alpha} = 1$

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца зубьев (таблица 2.4) .

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (таблица 2.9).

Таблица 2.9

Значение коэффициентов K_{HV}

Степень точности	Твердость зубьев, HB		V, м/с					
			1	2	3	6	8	10
7	<350	K_{HV}	1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
			1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
	>350		1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
			1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
8	<350	K_{HV}	1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40
			1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.08
	>350		1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
			1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
9	<350	K_{HV}	1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
			1.01	1.03	1.05	1.07	1.09	1.12
	>350		1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32
			1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05

Примечание: верхние цифры – для прямозубых колес, нижние – для косозубых.

Результат расчёта сравниваем с допусковым напряжением (2.4).

При выполнении соотношения $0,85[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]$

передача спроектирована оптимально.

Если значения расчетных контактных напряжений превышают допустимые больше, чем на 5%, то передача недопустимо перегружена.

В этом случае необходимо:

- увеличить ширину венца колеса, не меняя межосевое расстояние;
- увеличить межосевое расстояние, не меняя ширину венца колеса;

- подобрать новую марку стали или другую термическую обработку, которые обеспечат более высокие допускаемые напряжения зубчатых колёс.

2.11 Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба

Проверка проводится для того из зубчатых колес, для которого

отношение $\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}}$ и $\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}}$ наименьшее,

где Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса соответственно. Эти коэффициенты определяются из таблицы 2.8 в зависимости от приведенного числа зубьев $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$.

Таблица 2.8

Определение коэффициента Y_F

$Z(Z_v)$	16	20	25	32	40	50	60	70	80	90	180	>180
Y_F	4.26	4.07	3.90	3.78	3.70	3.68	3.62	3.61	3.60	3.60	3.62	3.63

Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба производится по формулам:

для прямозубых колес:
$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F],$$

для косозубых колес :
$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.20)$$

где Y_F - коэффициент формы зуба, (таблица 2.8),

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение, (формула 2.5),

F_t – окружная сила в зацеплении, Н,

b – ширина колеса, мм, m_n – модуль зацепления, мм,

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} \text{ – коэффициент повышения прочности косозубых передач}$$

по напряжениям изгиба,

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки (таблица 2.9);

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}$ – коэффициент, учитывающий повышение прочности на изгиб,

где β – угол наклона зуба.

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия (формула 2.19)

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ – коэффициент расчетной нагрузки,

$K_{F\beta}$ – коэффициент распределения нагрузки по длине зуба (таблица 2.4),

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки (таблице 2.10).

Таблица 2.9

Определение коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Окружная скорость, м/сек	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5 м/сек	7	1.03	1.07
	8	1.07	1.22
	9	1.13	1.35
От 5 до 10	7	1.05	1.20
	8	1.10	1.30
>15	7	1.08	1.25
	8	1.15	1.40

Таблица 2.10

Значение коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость зубьев, НВ		V, м/с					
			1	2	3	6	8	10
7	<350	K_{FV}	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
			1.03	1.06	1.11	1.16	1.22	1.27
	>350		1.03	1.05	1.09	1.13	1.17	1.22
			1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
8	<350	K_{FV}	1.10	1.20	1.38	1.58	1.78	1.96
			1.03	1.06	1.11	1.17	1.23	1.29
	>350		1.04	1.06	1.12	1.16	1.21	1.26
			1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
9	<350	K_{FV}	1.13	1.28	1.50	1.77	1.98	2.25
			1.04	1.07	1.14	1.21	1.28	1.35
	>350		1.04	1.07	1.14	1.21	1.27	1.34
			1.01	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09

Примечание: верхние цифры – для прямозубых колес,

нижние – для косозубых.

2.12 Пример расчета зубчатой передачи (редуктора) с цилиндрическими колесами

Рассчитать косозубую зубчатую передачу с цилиндрическими колесами, если:

$P_1 = 5$ кВт – мощность на ведущем валу передачи,

$n_1 = 950$ об/мин – частота вращения ведущего вала передачи,

$u = 4$ – передаточное число редуктора,

Передача работает в одну смену в течение 10 лет, $K_{\text{год}} = 0,82$,

режим нагрузки – кратковременные небольшие колебания нагрузки.

2.12.1 Выбираем материал для изготовления шестерни и колеса:

По таблице 2.1 выбираем для изготовления:

➤ - колеса – сталь 40Х, термообработка – нормализация, НВ 220,

$$\sigma_B = 640 \text{ МПа,}$$

➤ - шестерни – сталь 40Х, термообработка – улучшение, НВ 270,

$$\sigma_B = 840 \text{ МПа.}$$

2.12.2 Определяем допускаемые напряжения на контактную выносливость:

Для шестерни (таблица 2.2)

$$\sigma_{HO} = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа; } S_H = 1,1 .$$

Т.к. $N_{HE} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot t = 60 \cdot 950 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 365 \cdot 0,82 \cdot 8 = 13,2 \cdot 10^8 > N_{HG} = 2,5 \cdot 10^7$,

то $K_{HL} = 1$.

$$\text{Тогда по формуле (2.1)} \quad [\sigma_H]_1 = \frac{610}{1,1} \cdot 1,0 = 554,5 \text{ МПа;}$$

Для колеса (таблица 2.2)

$$\sigma_{HO} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа; } S_H = 1,1 .$$

Т.к. $N_{HE} = 60 \cdot 235,5 \cdot 1,0 \cdot 10 \cdot 365 \cdot 0,82 \cdot 8 = 3,3 \cdot 10^7 > N_{HG}$, то $K_{HL} = 1,0$.

$$\text{Тогда } [\sigma_H]_2 = \frac{510}{1,1} \cdot 1,0 = 463,6 \text{ МПа.}$$

2.12.3 Определяем расчетное допускаемое напряжение:

$$[\sigma_H]_{cp} = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{554,5 + 463,6}{2} = 509 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{cp} < 1,25 [\sigma_H]_2 = 1,25 \cdot 463,6 = 579,5 \text{ МПа}.$$

Требуемое условие выполняется.

2.12.4 Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле (2.5)

Для шестерни (таблица 2.3):

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}, \quad S_F = 1,75.$$

Для колеса (таблица 2.3):

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 220 = 396 \text{ МПа}, \quad S_F = 1,75.$$

Принимаем $K_{FC} = 1,0$ – при односторонней нагрузке.

Т.к. $N_{FE} = N_{HE} = 2,5 \cdot 10^7 > N_{FG} = 4 \cdot 10^6$, то принимаем $K_{FL} = 1,0$.

Тогда

$$[\sigma_F]_1 = \frac{486}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 278 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{396}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 226 \text{ МПа}.$$

2.12.5 Определяем межосевое расстояние по формуле (2.9):

$$a = 0,75 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

где $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа,

$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$, а $T_1 = P_1 / \omega_1$ – крутящий момент на валу шестерни

ω_1 – угловая скорость ведущего вала, $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$. Тогда:

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 5 \cdot 10}{3,14 \cdot 950} = 50,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$\eta_1 = 0,98$ – КПД пары зубчатых колес (таблица 1.1),

$\eta_2 = 0,99$ – КПД пары подшипников качения, тогда:

$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2$ – КПД передачи.

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_1 \cdot \eta_2; \quad T_2 = 50,3 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 198 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При симметричном расположении зубчатых колес рекомендуется принять $\Psi_{ba} = 0,25$.

Тогда по формуле (2.10): $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (4 + 1) = 0,625$.

По таблице 2.4 при $\Psi_{bd} = 0,625$ и $\text{HB} < 350$ принимаем $K_{H\beta} = 1,01$

$$a = 0,75 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 198 \cdot 10^3 \cdot 1,01}{509^2 \cdot 4^2 \cdot 0,25}} = 127,5 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем $a = 125$ мм, в соответствии со стандартом.

2.12.6 Определяем модуль зацепления:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \quad a = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм},$$

Принимаем $m = 1,5 \text{ мм}$ в соответствии со стандартом.

2.12.7 Определяем число зубьев шестерни и колеса:

Принимаем предварительно $\beta = 10^\circ$.

Число зубьев шестерни по формуле (2.12):

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0,985}{1,5 \cdot (4 + 1)} = 32,8 \quad \text{Принимаем } Z_1 = 32$$

Тогда число зубьев колеса :

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 32 \cdot 4 = 128$$

Уточняем значение угла наклона зубьев зубчатых колес по формуле (2.13):

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a} = \frac{(32 + 128) \cdot 1,5}{2 \cdot 125} = 0,984$$

Значение угла $\beta = 10^\circ 16'$ получено в рекомендуемых пределах $8^\circ \div 20^\circ$.

2.12.8 Определяем основные геометрические параметры шестерни и колеса по формулам раздела 2.7:

$$d_1 = m \cdot Z_1 / \cos\beta = 1,5 \cdot 32 / 0,984 = 48,8 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 / \cos\beta = 1,5 \cdot 132 / 0,984 = 201,2 \text{ мм},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 48,8 + 2 \cdot 1,5 = 51,8 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 201,2 + 2 \cdot 1,5 = 204,2 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 48,8 - 2,5 \cdot 1,5 = 45,1 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 201,2 - 2,5 \cdot 1,5 = 197,45 \text{ мм},$$

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a = 0,25 \cdot 125 = 31,25 \approx 30 \text{ мм},$$

$$b_1 = b_2 + (4...5) = 30 + 5 = 35 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{48,8 + 201,2}{2} = 125 \text{ мм}, \text{ что соответствует ранее принятому.}$$

2.12.9 Определяем окружную скорость зубчатых колес:

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 = 3,14 \cdot 48,8 \cdot 10^{-3} \cdot 950 / 60 = 2,4 \text{ м/с},$$

по величине окружной скорости назначаем 9-ю степень точности (табл. 2.5).

2.12.10 Определяем силы, действующие в зацеплении (формулы 2.15 – 2.17):

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 198 \cdot 10^3 / 201,2 = 1968 \text{ Н},$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha / \cos\beta = 2481 \cdot \operatorname{tg}20^\circ / \cos10^\circ16' = 1968 \cdot 0,364 / 0,984 = 728 \text{ Н},$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = 1983 \cdot \operatorname{tg}10^\circ16' = 1980 \cdot 0,181 = 358,9 \text{ Н}.$$

2.12.11 Проверяем прочность зубьев по контактным напряжениям по формуле (2.18):

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b_2} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma_H].$$

Определим коэффициенты $Z_H, Z_\varepsilon, K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{HV}$.

$Z_H = 1,74$ из таблицы 2.7.

Для определения Z_ε вычислим

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{30 \cdot 0,178}{\pi \cdot 1,5} = 1,13$$

Так как $\varepsilon_\beta \geq 0,9$, $Z_\varepsilon \approx \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$.

по формуле (2.19):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{32} + \frac{1}{132} \right) \right] \cdot 0,984 = 1,73$$

Тогда $Z_\varepsilon = 0,76$;

$K_{H\alpha} = 1,13$ - по таблице 2.8,

$K_{H\beta} = 1,01$ - по таблице 2.4,

$K_{HV} = 1,04$ – по таблице 2.9 при 9-й степени точности.

Подставим полученные значения в формулу

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,74 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{1968}{48,8 \cdot 30} \cdot \frac{4+1}{4}} \cdot 1,13 \cdot 1,01 \cdot 1,04 = 513,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 513,6 \text{ МПа} \geq [\sigma_H] = 509 \text{ МПа}$$

отклонение составляет:

$$\frac{513,6 - 509}{509} \cdot 100\% = 0,9\% \quad \text{– что допустимо (до 5\%).}$$

2.12.12 Проверяем прочность зубьев по напряжениям изгиба

Определяем для шестерни и колеса величину отношений:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} \quad \text{и} \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} .$$

Эквивалентное число зубьев шестерни:

$$Z_{V1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 33 / \cos^3 10^\circ 16' = 33 / 0,984^3 = 33,6 \approx 34 .$$

Этому числу зубьев соответствует $Y_{F1} = 3,76$ (табл.2.8),

Эквивалентное число зубьев колеса:

$$Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 132 / 0,984^3 = 137,5 \approx 138 .$$

Этому числу зубьев соответствует $Y_{F2} = 3,61$.

Тогда $[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 278 / 3,76 = 73,94$; $[\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 226 / 3,61 = 62,6$

Последующий расчет ведем по колесу, т.к. для него это отношение меньше.

Напряжение изгиба для колеса определяется по формуле (2.20):

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F] .$$

Определяем коэффициенты $Z_{F\beta}$ и K_F

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1,35 \cdot 0,927}{1,73} = 0,72 ,$$

где $K_{F\alpha} = 1,35$ – по таблице 2.9;

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{10,27}{140} = 0,927 ;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,73 \quad (\text{см. раздел 2.12.11}).$$

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ – коэффициент расчетной нагрузки,

где $K_{F\beta} = 1,02$ – по таблице 2.4,

$$K_{FV} = 1,03 \quad \text{– по таблице 2.10.}$$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1,02 \cdot 1,03 = 1,05 .$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,61 \cdot 0,72 \cdot 1968 \cdot 1,05}{30 \cdot 1,5} = 119,4 \text{ МПа}$$

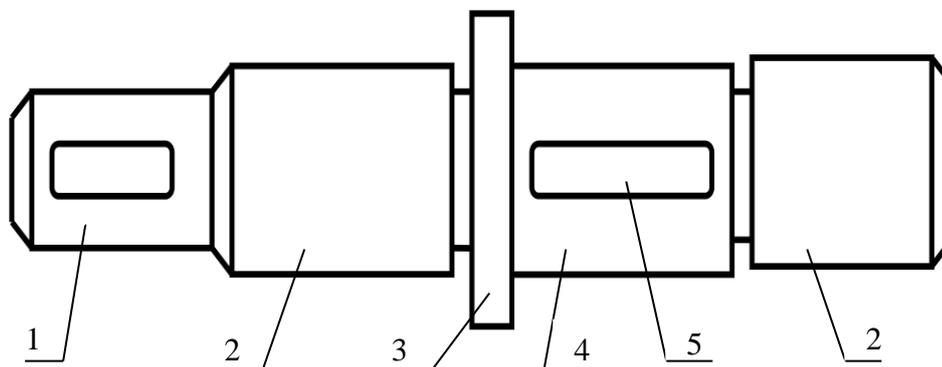
$$\sigma_{F2} = 119,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 226 \text{ МПа}$$

Условие прочности соблюдается.

3 Расчет валов

Валы редукторов в процессе работы механизма испытывают напряжения кручения и изгиба. Для определения величины изгибающих моментов, действующих на вал, необходимо знать габариты вала, точки приложения действующих на него сил и опорных реакций. Это можно определить, выполнив эскизную компоновку редуктора, на которой вычерчиваются валы, зубчатые колеса, подшипники. Т.к. процессы расчета и конструирования валов являются процессами взаимосвязанными, то определение необходимых размеров валов выполняется в два этапа.

На первом этапе в проектном расчете определяется диаметр вала при пониженных допускаемых напряжениях кручения, поскольку напряжения от изгиба не учитываются. Для ступенчатых валов размеры диаметров отдельных ступеней назначаются конструктивно .



- 1 – выходной конец вала, место установки муфты, шкива, звёздочки,
- 2 – место установки подшипника,
- 3 – буртик,
- 4 – место установки шестерни или колеса,
- 5 – шпоночный паз.

На втором этапе – проверочном – для опасного сечения определяют фактический запас усталостной прочности по касательным напряжениям от кручения и нормальным напряжениям от изгиба и сравнивают с допускаемым запасом прочности.

3.1 Проектный расчет валов редуктора

Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \text{ мм}, \quad (3.1)$$

где T – крутящий момент, передаваемый валом, Н·мм

$[\tau] = (15...20)$ – допускаемое напряжение для валов редукторов, МПа.

В том случае, если ведущий вал редуктора соединяется с валом электродвигателя с помощью муфты, диаметр выходного конца вала редуктора необходимо согласовать с диаметром вала электродвигателя, исходя из условия $d_1 \geq 0,75d_{э.дв.}$. Так как муфта подбирается по меньшему диаметру вала, а для вала, имеющего больший диаметр, отверстие в полумуфте растачивается. Увеличить диаметр отверстия без ущерба для прочности ступицы муфты можно не более, чем на 25% от первоначального размера. Для определения диаметра ведущего вала под подшипником диаметр выходного конца ведущего вала округляют до размера, кратного 5.

При проектном расчете промежуточного или ведомого вала редуктора полученное расчетное значение диаметра вала также округляется до размера, кратного 5. Диаметр вала под колесом принимается на 5 мм больше, а диаметр под подшипник выходного конца вала принимается на 5 мм меньше, чем диаметр под подшипником ведомого вала.

3.2 Пример проектного расчета валов редуктора

Электродвигатель типа 4А 132S 6, мощностью 5,5 кВт с частотой вращения вала – 965 об/мин соединен муфтой МУВП с одноступенчатым редуктором, передаточное число которого $u = 4$. Выполнить проектный расчет ведущего и ведомого валов редуктора.

3.2.1 Определяем крутящие моменты на валах редуктора:

– на ведущем валу (потери мощности в муфте не учитываем):

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{101} = 54,46 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3,14 \cdot 965 / 30 = 101 \text{ рад/с}$;

– на ведомом валу:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_1 \cdot \eta_2^2 = 54,46 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 209,12 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $u = 4$ – передаточное число редуктора,

$\eta_1 = 0,98$ – КПД пары зубчатых колес,

$\eta_2 = 0,99$ – КПД пары подшипников качения (в расчете учитываются две пары подшипников качения).

3.2.2 Проектный расчет ведущего вала

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{54,46 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 26,5 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 15 \text{ МПа}$ – принимаем рекомендации раздела 3.1.

У электродвигателя 4А 132S 6 $d_{\text{э.дв}} = 38 \text{ мм}$ (табл. 1.2), но т.к. диаметр соединяемого с ним вала редуктора может отличаться от него не более, чем на 25%, то минимально возможный диаметр выходного конца

ведущего вала редуктора может быть $38 \cdot 0,75 = 28,5$ мм. Исходя из этого, принимаем:

$d_1 = 30$ мм – диаметр выходного конца ведущего вала,

$d_1 = 35$ мм – диаметр ведущего вала под подшипником,

$d_1 = 40$ мм – диаметр ведущего вала под шестерней (в том случае, когда шестерня не изготавливается за одно целое с валом).

3.2.3 Проектный расчет ведомого вала

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{209,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 41 \text{ мм}$$

Конструктивно принимаем:

$d_2 = 45$ мм – диаметр ведомого вала под подшипником,

$d_2 = 50$ мм – диаметр ведомого вала под колесом,

$d_2 = 40$ мм – диаметр выходного конца ведомого вала.

3.3 Уточненный расчет вала

Составляют расчетную схему вала. Например, для одноступенчатого косозубого редуктора расчетная схема тихоходного вала показана на рис. 3.1. Колесо расположено симметрично относительно подшипников. Расстояние от центра подшипника до центра колеса $a = 2 \cdot d_{cm} = 2 \cdot 1,6 \cdot d_2$,

где d_{cm} – диаметр ступицы колеса,

d_2 – диаметр вала под колесом.

Определяют реакции опор в двух плоскостях: в вертикальной плоскости – R_{Ay} и R_{By} и в горизонтальной плоскости – R_{Ax} и R_{Bx} , и строятся эпюры изгибающих моментов M_x и M_y и крутящего момента $M_{кр}$. После этого устанавливают опасное сечение вала (одно или несколько), подлежащее проверке на усталость, для которого определяют расчетный

коэффициент запаса усталостной прочности S и сравнивают его с допускаримым значением $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

В данном случае опасным сечением будет являться сечение вала под колесом, т.к. в этом сечении действует крутящий момент и наибольшие изгибающие моменты $M_{x \max}$ и $M_{y \max}$. Кроме этого, сечение вала под колесом ослаблено шпоночным пазом, поэтому оно подлежит проверке на усталостную прочность.

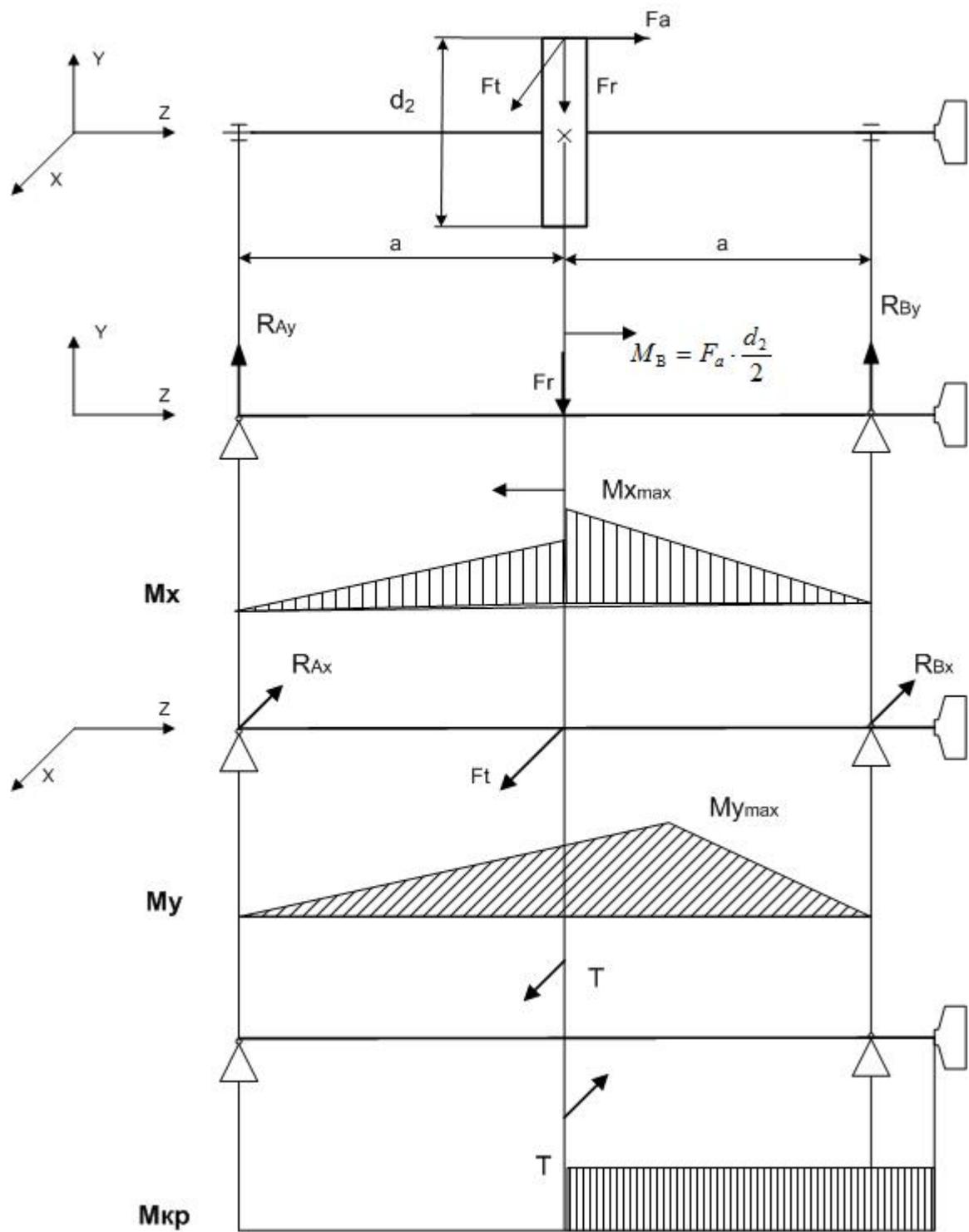


Рис.3.1

3.4 Определение фактического коэффициента запаса усталостной прочности при совместном действии напряжений при кручении и изгибе.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 \cdot S_\tau^2}} ; \quad (3.2)$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_d \cdot K_F} + \psi_\delta \cdot \sigma_m} ; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot K_\tau}{K_d \cdot K_F} + \psi_\tau \cdot \tau_m} ,$$

где S – фактический коэффициент запаса усталостной прочности при совместном действии напряжений при кручении и изгибе;

S_σ – коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям при изгибе;

S_τ – коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям при кручении;

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы усталостной прочности (выносливости) материала вала при изгибе и кручении, МПа;

$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$, – предел прочности углеродистой стали,

$\sigma_B = 600 \text{ МПа}$;

$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120) \text{ МПа}$ – для легированной стали;

$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$;

σ_a и τ_a – амплитуды циклов напряжений при изгибе и кручении, МПа;

σ_m и τ_m – средние напряжения циклов при изгибе и кручении, МПа.

Циклы переменных напряжений для изгиба и кручения приведены на рис.3.2.

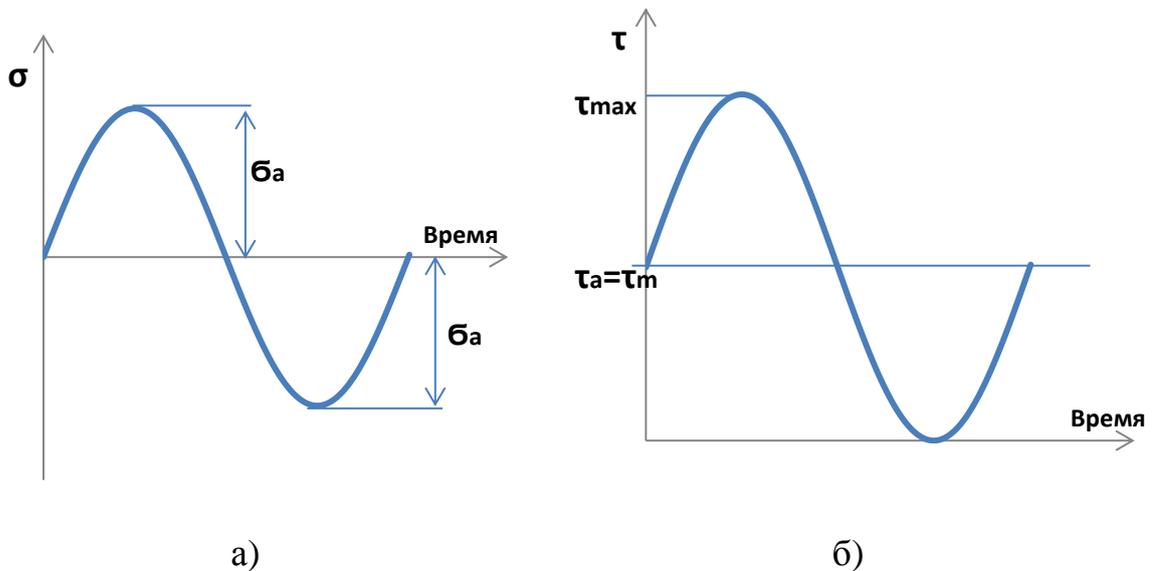


Рис. 3.2.

- а) – симметричный цикл переменных напряжений для изгиба,
 б) – отнулевой цикл переменных напряжений для кручения.

Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по назначению, но постоянные по направлению крутящие моменты, а знак момента изменяется только у реверсивных механизмов.

Согласно приведенным циклам напряжений, при расчете валов:

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \frac{M}{W_x} = \frac{M}{0,1d^3},$$

где $W_x = 0,1d^3$ – момент сопротивления для круглого сечения при изгибе;

M – суммарный изгибающий момент в опасном сечении:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

d – диаметр вала в опасном сечении, мм.

$$\tau_m = \tau_a = 0,5 \cdot \tau_{\max} = 0,5 \cdot \frac{T}{W_\rho} = 0,5 \cdot \frac{T}{0,2d^3},$$

где T – крутящий момент в опасном сечении;

$W_\rho = 0,2 d^3$ – момент сопротивления круглого сечения при кручении;

Ψ_σ и Ψ_τ - коэффициенты, корректирующие влияние среднего напряжения цикла на сопротивление усталости;

$\Psi_\sigma = 0,1$; $\Psi_\tau = 0,05$ – для углеродистых сталей;

K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (назначаются по табл.3.1).

Таблица 3.1

Определение коэффициентов: K_σ и K_τ

Фактор концентрации напряжений	K_σ		K_τ		
	$\sigma_B, \text{МПа}$				
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≤ 1000	
Галтель при $r/d =$ ($D/d = 1.25 \dots 2$)	0.02	2.5	3.5	1.8	2.1
	0.06	1.85	2.0	1.4	1.53
	0.10	1.6	1.64	1.25	1.35
Выточка при $r/d =$ ($t=r$)	0.02	1.9	2.35	1.4	1.7
	0.06	1.8	2.0	1.35	1.65
	0.10	1.7	1.85	1.25	1.5
Шпоночный паз		1.7	2.0	1.4	1.7

Примечание: при наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого больше K_σ и K_τ

K_d – масштабный коэффициент выбирается из таблицы 3.2.

Таблица 3.2.

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d

Напряженное состояние и материал	K_d при диаметре вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,7	0,67	0,62
Кручение для всех сталей	0,77	0,73	0,7	0,67	0,62

K_F – коэффициент шероховатости поверхности.

В расчётах принять $K_F = 1$.

3.5 Пример уточненного расчета вала.

Рассчитать ведомый вал редуктора, на котором расположено цилиндрическое косозубое колесо, диаметр делительной окружности которого $d_2 = 110$ мм. Силы, действующие в зубчатом зацеплении:

$F_t = 4080$ Н, $F_r = 1490$ Н, $F_a = 980$ Н. Передаваемый крутящий момент $T_2 = 180$ Н·м. Материал вала – сталь 45, для которой по таблице 2.1 $\sigma_B = 600$ МПа. Диаметр вала под колесом $d = 30$ мм.

Составляем расчетную схему вала и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис.3.3).

Предварительно вычисляем: $a = 2 \cdot 1,6 \cdot d = 2 \cdot 1,6 \cdot 30 = 96$ мм,

где d – диаметр вала под колесом.

$$M_B = F_a \cdot \frac{d}{2} = 980 \cdot \frac{0,11}{2} = 53,9 \text{Н} \cdot \text{м}$$

3.5.1 Строим эпюру изгибающих моментов от сил, действующих в вертикальной плоскости:

Определяем опорные реакции (рис. 3.1):

$$\sum M_A = 0, \quad R_{By} \cdot (a + a) - F_r \cdot a - F_a \cdot d_2 / 2 = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot 0,096 + F_a \cdot 0,055}{0,096 + 0,096} = \frac{1490 \cdot 0,096 + 980 \cdot 0,055}{0,192} = 1025,7 \text{Н};$$

$$\sum M_B = 0, \quad -R_{Ay} \cdot (a + a) + F_r \cdot a - F_a \cdot d_2 / 2 = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot 0,096 - F_a \cdot 0,055}{0,096 + 0,096} = \frac{1490 \cdot 0,096 - 980 \cdot 0,055}{0,192} = 464,3 \text{Н}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов (рис. 3.3):

$$M_{X \max} = R_{Ay} \cdot a = 464,3 \cdot 0,096 = 44,57 H \cdot m ;$$

$$M_{X \min} = R_{By} \cdot a = 1025,7 \cdot 0,096 = 98,47 H \cdot m .$$

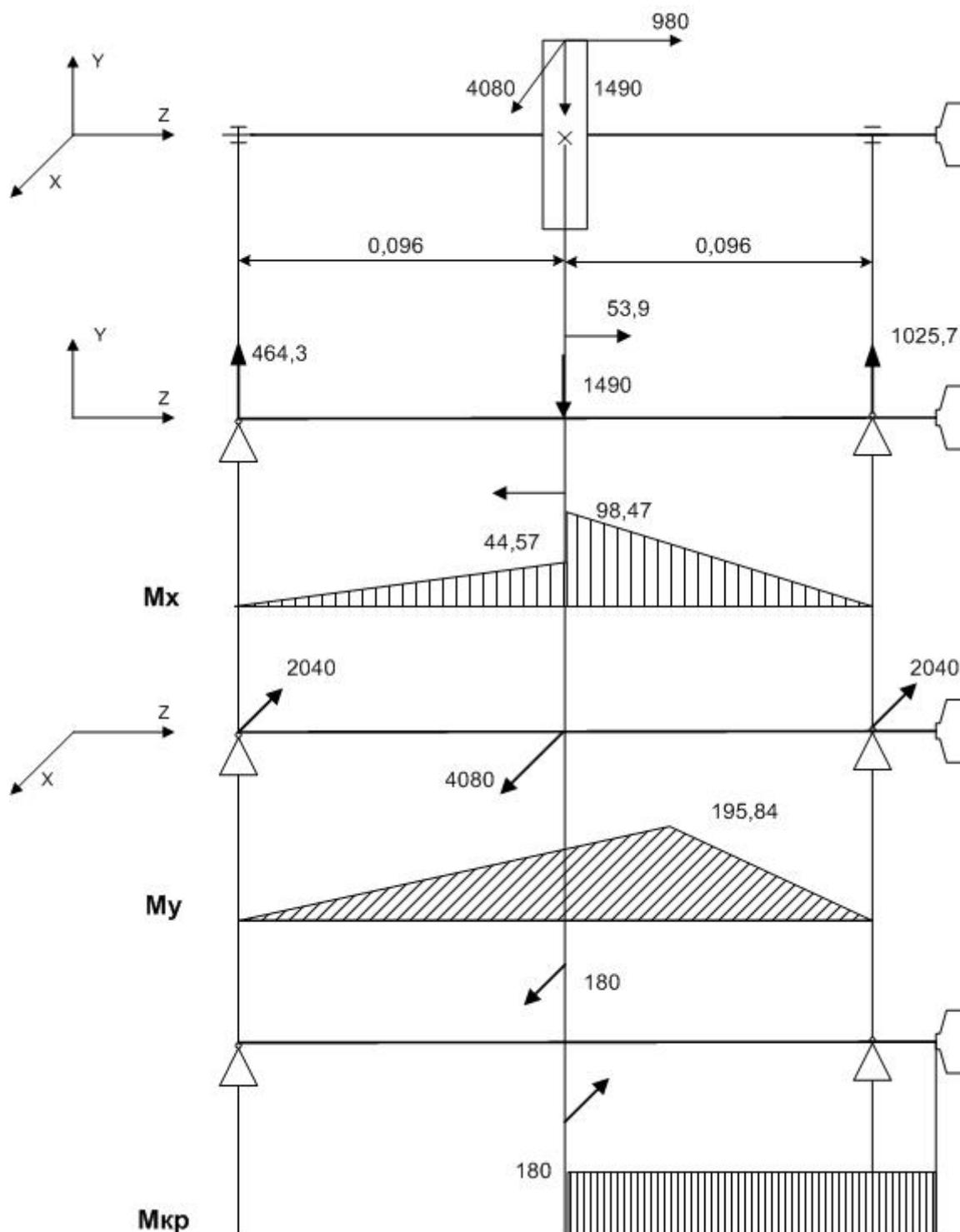


Рис.3.3

3.5.2 Строим эпюру изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной плоскости:

Определяем опорные реакции (рис. 3.1):

$$\sum M_A = 0, \quad -R_{Bx} \cdot (a + a) + F_t \cdot a = 0,$$

$$R_{Bx} = F_t \cdot 0,096 / 0,192 = 4080 \cdot 0,096 / 0,192 = 2040H ;$$

$$\sum M_B = 0, \quad R_{Ax} \cdot (a + a) - F_t \cdot a = 0,$$

$$R_{Ax} = F_t \cdot 0,096 / 0,192 = 4080 \cdot 0,096 / 0,192 = 2040H .$$

Строим эпюру изгибающих моментов (рис.3.3):

$$M_{Y \max} = R_{Ax} \cdot a = 2040 \cdot 0,096 = 195,84H \cdot м .$$

Строим эпюру крутящего момента (рис.3.3): $T_2 = 180H \cdot м .$

Максимальные значения крутящего и изгибающих моментов располагаются в сечении под колесом (кроме этого, сечение ослаблено шпоночным пазом), поэтому будем считать сечение вала под колесом наиболее опасным и проведем для него проверку на усталостную прочность.

3.5.3 Определяем фактический коэффициент запаса усталостной прочности при совместном действии напряжений при кручении и изгибе.

По формуле (3.2) определяем коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям при изгибе S_σ , для этого:

- определяем предел усталостной прочности при изгибе для углеродистой стали: $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 600 = 258МПа,$

- определяем суммарный изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_B^2 + M_z^2} = \sqrt{98,47^2 + 195,84^2} = 219,2H \cdot м ;$$

- определяем момент сопротивления круглого сечения при изгибе:

$$W_x = 0,1 \cdot d_2^3 = 0,1 \cdot 30^3 \cdot 10^{-9} = 2,7 \cdot 10^{-6} м^3$$

– определяем амплитуду цикла напряжений при изгибе:

$$\sigma_a = 219,2 / 2,7 \cdot 10^{-6} = 81,18 \text{ МПа},$$

$K_\sigma = 1,7$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 3.1)

$K_d = 0,88$ – масштабный коэффициент (табл. 3.2);

$K_F = 1$ – коэффициент шероховатости поверхности;

$\psi_\sigma = 0,1$ – для углеродистых сталей (см. раздел 3.3);

$\sigma_m = 0$ – среднее напряжение цикла;

$$S_\sigma = \frac{258}{\frac{81,18 \cdot 1,7}{0,88 \cdot 1} + 0,1 \cdot 0} = 1,65$$

Вычисляем коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям при кручении S_τ , для этого:

– определяем предел усталостной прочности при кручении для углеродистой стали: $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 258 = 150 \text{ МПа}$;

– определяем амплитуду цикла напряжений при кручении:

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max} = 0,5 \cdot T_2 / W_\rho = 0,5 \cdot 180 \cdot 10^3 / 5,4 \cdot 10^{-6} = 16,6 \text{ МПа},$$

где: T_2 – крутящий момент, передаваемый валом, $T_2 = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

W_ρ – момент сопротивления круглого сечения при кручении,

$$W_\rho = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 30^3 \cdot 10^{-9} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

d – диаметр вала под колесом в опасном сечении;

$K_\tau = 1,4$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл.3.1);

$K_d = 0,77$ – масштабный коэффициент (табл. 3.2);

$K_F = 1$ – коэффициент шероховатости поверхности вала ;

$\psi_\tau = 0,05$ – для среднеуглеродистых сталей (см. раздел 3.3);

$$S_{\tau} = \frac{150}{\frac{16,6 \cdot 1,4}{0,77 \cdot 1} + 0,05 \cdot 16,6} = 4,84$$

Фактический коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{1,65 \cdot 4,84}{\sqrt{1,65^2 + 4,84^2}} = 1,56 > [S] = 1,5 \quad - \text{условие прочности выполняется.}$$

4 Подбор подшипников качения

Основные критерии работоспособности подшипника качения – его динамическая и статическая грузоподъемность. Метод подбора подшипника по динамической грузоподъемности применяют, когда частота вращения кольца $n > 1$ об/мин.

Подбор подшипников производят по наиболее нагруженной опоре вала.

Расчетную долговечность подшипника L_h , выраженную в часах, определяют по его динамической грузоподъемности C и эквивалентной нагрузке P_{σ} .

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_{\sigma}} \right)^p \geq [L_h] \quad , \quad (4.1)$$

где p – показатель степени для шарикоподшипников ($p = 3$);

n – частота вращения одного из колец подшипника, об/мин,

C – динамическая грузоподъемность шарикоподшипника, кН,

P_{σ} – эквивалентная нагрузка, кН.

Эквивалентная нагрузка на каждый подшипник вычисляется по формуле:

$$P_{\sigma} = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T \quad , \quad (4.2)$$

где R – радиальная нагрузка на подшипник;

A – осевая нагрузка на подшипник

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок на подшипник;

V – коэффициент вращения кольца подшипника;

$V = 1$ – при вращении внутреннего кольца подшипника;

$V = 1,2$ – при вращении наружного кольца подшипника;

K_σ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, выбирается по таблице 4.4.

K_T – температурный коэффициент.

В зависимости от кинематической схемы узла и сил, действующих на подшипники, выбирают тип подшипника: шариковые радиальные или шариковые радиально-упорные.

4.1 Определение сил, нагружающих подшипники

4.1.1 Определение радиальных реакций

Для вала, приведённого на рис.3.1, радиальные реакции опор R_1 и R_2 определяют как векторную сумму опорных реакций, действующих в вертикальной и в горизонтальной плоскостях:

$$R_1 = R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} ;$$

$$R_2 = R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} .$$

4.1.2 Определение осевых реакций

При установке вала на двух *радиальных шариковых подшипниках* осевая сила, нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_a , действующей на вал. Силу F_a воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение под действием этой силы.

При установке вала на двух *радиально-упорных подшипниках* осевые силы A_1 и A_2 , нагружающие подшипники, находят с учётом осевых составляющих S_1 и S_2 , возникающих от действия радиальных реакций вследствие наклона контактных линий.

Схема вала, установленного на двух радиально-упорных подшипниках «враспор», с указанием радиальных нагрузок, осевых сил и осевых составляющих, действующих на вал, приведена на рисунке 4.1.

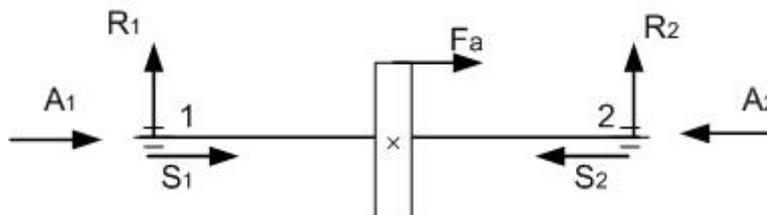


Рис. 4.1

Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$S_1 = e' \cdot R_1 ; \quad S_2 = e' \cdot R_2 , \quad (4.3)$$

где e' – коэффициент минимальной осевой нагрузки, выбираемый в

зависимости от отношения $\frac{R}{C_0}$ по таблице 4.2.

Результирующие осевые нагрузки определяются по таблице 4.1.

Таблица 4.1

Формулы для расчёта осевых нагрузок

№ п/п	Условия нагружения		Осевые нагрузки
1.	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$		$A_1 = S_1$
2.	$S_1 \leq S_2$ $F_a \geq S_2 - S_1$		$A_2 = S_1 + F_a$
3.	$S_1 \leq S_2$ $F_a \leq S_2 - S_1$		$A_1 = S_2 - F_a$ $A_2 = S_2$

Таблица 4.2

Значения коэффициентов X, Y и e для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Тип подшипника	α°	$\frac{R}{C_0}$	$\frac{A}{V \cdot R} > e$		$\frac{A}{V \cdot R} \leq e$		e
			X	Y	X	Y	
Шариковый радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,19
		0,028		1,99			0,22
		0,056		1,71			0,26
		0,084		1,55			0,28
		0,110		1,45			0,30
		0,170		1,31			0,34
		0,280		1,15			0,38
		0,420		1,04			0,42
		0,560		1,00			0,44
Шариковый радиально-упорный <i>Тип 360000</i>	12	0,014	0,45	1,81	1,0	0	0,30
		0,029		1,62			0,34
		0,057		1,46			0,37
		0,086		1,34			0,4
		0,110		1,22			0,45
		0,170		1,13			0,48
		0,290		1,04			0,52
		0,430		1,01			0,54
		0,570		1,00			0,54
Шариковый радиально-упорный <i>Тип 460000</i>	26		0,41	0,87	1,0	0	0,68

4.1.3 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

- Предварительно назначают тип и схему установки подшипника.
- Для назначенного подшипника по таблицам 4.4 или 4.5 выписывают значения коэффициентов динамической грузоподъемности C и статической грузоподъемности C₀.

- Определив отношение $\frac{R}{C_0}$, по таблице 4.2 определяют коэффициент минимальной осевой нагрузки e' , а затем по формулам (4.3) находят осевые составляющие S_1 и S_2 .
- По таблице 4.1 определяют осевые силы в подшипниках A_1 и A_2 . Определяют наиболее нагруженный подшипник и для него выполняют дальнейшие расчёты.
- В зависимости от отношения $\frac{A}{C_0}$ находят значения X , Y и e .
- Сравнивают отношение $\frac{A}{V \cdot R}$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y .
- Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку по формулам

$$\begin{aligned} \text{при } \frac{A}{V \cdot R} > e \quad P_9 &= (X \cdot V \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_\sigma \cdot K_T \\ \text{при } \frac{A}{V \cdot R} \leq e \quad P_9 &= V \cdot R_r \cdot K_\sigma \cdot K_T \end{aligned} \quad (4.2)$$

K_σ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, выбирается по таблице 4.3.

K_T – температурный коэффициент, при $t = 100^\circ\text{C}$, $K_T = 1,0$,

при $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$, $K_T = 1,05 \dots 1,4$ соответственно.

Затем вычисляют теоретическую долговечность подшипника в часах (формула 4.1). Если полученная долговечность подшипника меньше требуемой (она дана в задании), то не меняя величину диаметра вала под подшипником назначают подшипник другой серии (с большим C_0 и C) или меняют тип подшипника (вместо шарикоподшипника – роликоподшипник), добиваясь таким образом выполнения требуемого условия:

$$L_h \text{ расч} > L_h \text{ треб.}$$

Таблица 4.3

Определение коэффициента безопасности K_σ

Область применения	K_σ	Характер нагрузки
Маломощные кинематические редукторы и приводы.	1.0	Спокойная нагрузка без толчков.
Металлорежущие станки, механизмы подъёма кранов, лебёдки с механическим приводом.	1.1...1.2	Лёгкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки.
Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов.	1.2...1.3	Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки.

4.2 Пример подбора радиально-упорного подшипника

Условие задачи: зацепление косозубое, осевая сила в зубчатом зацеплении $F_a = 970$ Н, частота вращения вала $n_2 = 950$ об/мин. По результатам проектного расчета получено: диаметр вала под подшипником $d = 35$ мм; требуемая долговечность подшипника – 8000 часов.

- По таблице 4.6 для диаметра вала 35 мм выбираем радиально-упорный шарикоподшипник легкой серии №36207, у которого динамическая грузоподъёмность $C = 30,8$ кН, статическая – $C_0 = 17,8$ кН.
- Составляем расчётную схему вала и определяем реакции в опорах, используя данные рисунка 3.3.
- Вычисляем полную радиальную нагрузку на опоры (подшипники)

$$R_1 = R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{2,04^2 + 0,464^2} = 2,09 \text{ кН};$$

$$R_2 = R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{2,04^2 + 1,025^2} = 2,29 \text{ кН}.$$

4.2.1 Определяем полную осевую нагрузки на подшипники

- Определяем осевые составляющие S_1 и S_2 от радиальных нагрузок.

- Для этого определим величину отношения

$$\frac{R_1}{C_0} = \frac{2,09}{17,8} = 0,117$$

Этому значению соответствует $e' = 0,45$ (таблица 4.2), тогда

$$S_1 = e' \cdot R_1 = 0,45 \cdot 2,09 = 0,773 \text{ кН.}$$

- Определяем величину отношения

$$\frac{R_2}{C_0} = \frac{2,29}{17,8} = 0,128.$$

Этому значению соответствует $e' = 0,45$ (таблица 4.2), тогда

$$S_2 = e' \cdot R_2 = 0,45 \cdot 2,29 = 1,03 \text{ кН.}$$

- По таблице 4.1 определяем осевые силы, действующие на подшипники.

Т.к. $S_2 \geq S_1$, $F_a \geq 0$,

$$A_1 = S_1; \quad A_1 = 0,773 \text{ кН;}$$

$$A_2 = S_1 + F_a; \quad A_2 = 0,773 + 0,98 = 1,753 \text{ кН.}$$

Следовательно, подшипник 2 нагружен больше первого.

4.2.2 Определение коэффициентов X и Y

Находим величину отношения $A_2/C_0 = 1,753 / 17,8 = 0,098$, по которому определим (таблица 4.2) значение коэффициента e ; $e = 0,41$.

Вычисляем отношение $A_2 / (V \cdot R_2) = 1,753 / (1 \cdot 2,29) = 0,765 > e'$,

следовательно, по таблице 4.2 для $e' = 0,41$ выбираем $X = 0,45$; $Y = 1,33$.

4.2.3 Определяем эквивалентную нагрузку для второго подшипника:

По формуле 4.2 при $\frac{A}{V \cdot R} > e$ $P_3 = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_\sigma \cdot K_T$,

где $X = 0,45$; $Y = 1,33$; $R_2 = 2,29$ кН; $A_2 = 1,753$ кН;

$V = 1,0$ (при вращении внутреннего кольца подшипника);

$K_\sigma = 1,25$ (см. табл. 4.3);

$K_T = 1,0$ (при $t^\circ \text{ C} \leq 100^\circ \text{ C}$);

$$P_3 = (0,45 \cdot 1,0 \cdot 2,29 + 1,33 \cdot 1,753) \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 4,2 \text{ кН.}$$

4.2.4 Определяем расчетную долговечность подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_s} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \cdot \left(\frac{30,8}{4,2} \right)^3 = 6856 \text{ часов,}$$

что меньше требуемой долговечности – 8000 часов, поэтому выбираем подшипник средней серии №46307, у которого $C=42,6$ кН, тогда

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \left(\frac{42,6}{4,2} \right)^3 = 18296 \text{ часов, что больше требуемой долговечности,}$$

следовательно, выбранный подшипник №36307 обеспечивает необходимую долговечность работы.

4.3 Пример подбора радиального подшипника

Условие задачи: зацепление косозубое, осевая сила в зубчатом зацеплении $F_a = 700$ Н (меньше, чем при выборе радиально – упорного подшипника), частота вращения вала $n_2 = 950$ об/мин. По результатам проектного расчета получено: диаметр вала под подшипником $d = 35$ мм; требуемая долговечность подшипника – 8000 часов.

Из таблицы 4.4 для диаметра вала $d = 35$ мм выбираем радиальный подшипник легкой серии № 207, у которого динамическая грузоподъемность $C = 25,0$ кН, а статическая грузоподъемность $C_o = 13,7$ кН.

Осевая сила F_a , действующая в зубчатом зацеплении, будет восприниматься одним из подшипников. Пусть она действует на подшипник, имеющий большую радиальную нагрузку, т.е. подшипник 2. $R_2 = 2,29$ кН.

Принимаем: $A_2 = F_a = 0,7$ кН

4.3.1. Определение коэффициентов X и Y

Находим величину отношения $A_2/C_o = 2,29 / 13,7 = 0,167$, по которому определим (таблица 4.2) значение коэффициента e ; $e = 0,34$.

Вычисляем отношение $A_2 / (V \cdot R_2) = 0,7 / (1 \cdot 2,29) = 0,3 \leq e$,
 следовательно, по таблице 4.2 для $e=0,34$ выбираем $X=1,0$; $Y=0$.

4.3.2. Определяем эквивалентную нагрузку для второго подшипника:

По формуле 4.2 при $\frac{A}{V \cdot R} \leq e$ $P_3 = X \cdot V \cdot R_r \cdot K_\sigma \cdot K_T$,

где $R_2 = 2,29$ кН;

$V=1,0$ (при вращении внутреннего кольца подшипника);

$K_\sigma=1,25$ (см. табл. 4.3);

$K_T=1,0$ (при $t^\circ \text{C} \leq 100^\circ \text{C}$);

$$P_3 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 2,29 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 2,86 \text{ кН}$$

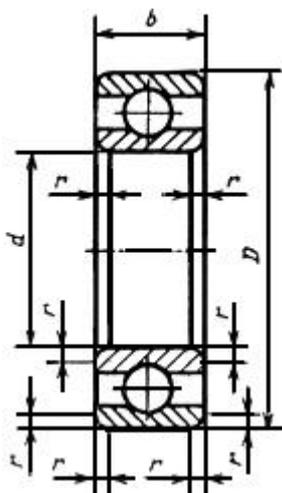
4.3.3. Определяем расчетную долговечность подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_3} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \cdot \left(\frac{25,0}{2,86} \right)^3 = 11714 \text{ часов.}$$

Полученная долговечность подшипника больше требуемой, которая составляет – 8000 час, следовательно, выбранный подшипник обеспечивает необходимую долговечность работы.

Таблица 4.4

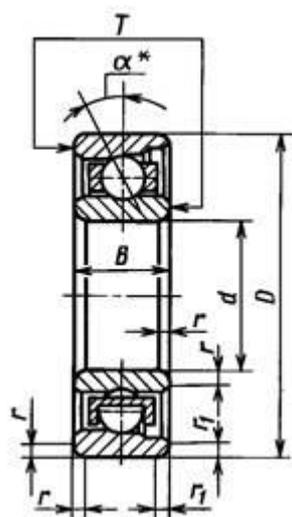
Подшипники шариковые радиальные однорядные (по ГОСТ 8338-75)



Условное обозначение подшипника	Диаметр вала d , мм	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
Лёгкая серия			
200	10	5,9	2,65
201	12	6,89	3,1
202	15	7,8	3,55
203	17	9,56	4,5
204	20	12,7	6,2
205	25	14,0	6,95
206	30	19,5	10,0
207	35	25,0	13,7
208	40	32,0	17,8
209	45	33,2	18,6
210	50	35,1	19,8
211	55	43,6	25,0
212	60	52,0	31,0
Средняя серия			
300	10	8,06	3,75
301	12	9,75	4,65
302	15	11,4	5,4
303	17	13,5	6,65
304	20	15,9	7,8
305	25	22,5	11,4
306	30	28,1	14,6
307	35	33,2	18,0
308	40	41,0	22,4
309	45	52,7	30,0
310	50	65,8	36,0
Тяжёлая серия			
403	17	22,9	11,8
405	25	36,4	20,4
406	30	47,0	26,7
407	35	55,3	31,6
408	40	63,7	36,5
409	45	76,1	45,5
410	50	87,1	52,0

Таблица 4.5

**Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(по ГОСТ 831-75)**



Условное обозначение подшипника	Диаметр вала d, мм	Динамическая грузоподъёмность C, кН	Статическая грузоподъёмность C ₀ , кН
Особо лёгкая серия $\alpha=12^\circ$			
36104	20	10,6	5,32
36105	25	11,8	6,29
36106	30	15,3	8,57
36107	35	19,1	11,3
Лёгкая узкая серия $\alpha=12^\circ$			
36204	20	15,7	8,31
36205	25	16,7	9,10
36206	30	22,0	12,0
36207	35	30,8	17,8
36208	40	38,0	23,2
36209	45	31,2	25,1
36210	50	43,2	27,0
36211	55	58,4	34,2
36212	60	61,5	39,3
Средняя узкая серия $\alpha=12^\circ$			
36302	15	13,5	6,80
36303	17	17,2	8,70
36308	40	53,9	32,8
Средняя узкая серия			
46303	17	16,1	8,0
46304	20	17,8	9,0
46305	25	26,9	14,6
46306	30	32,6	18,3
46307	35	42,6	24,7
46308	40	50,8	31,1
46309	45	61,4	37,0
46310	50	71,8	44,0
46312	60	100,0	65,3

5 Проверка прочности шпоночных соединений

В машиностроении чаще всего применяют соединения валов с насаженными на них деталями с помощью призматических шпонок. Стандарт на призматические шпонки (ГОСТ 23360 – 78) предусматривает

для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки (таблица 5.1). Эти размеры рекомендованы из расчета обеспечения прочности шпонки на срез. Длину шпонки назначают на 3...6 мм короче длины ступицы насаживаемой детали или длины того участка вала, на котором располагается шпонка, из ряда стандартных значений, указанных в примечании к таблице 5.1.

Из технологических соображений рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз.

Выбранную шпонку проверяют на смятие.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}] \quad , \quad (5.1)$$

где T – крутящий момент, передаваемый шпоночным соединением, $H \cdot мм$,

d – диаметр ступени вала, на котором находится шпонка, мм,

h – высота шпонки, мм,

b – мм,

t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм,

l_p – расчетная длина шпонки, мм,

$[\sigma_{см}] = 100$ МПа – допускаемое напряжение на смятие для стальной ступицы,

$[\sigma_{см}] = 500$ МПа – допускаемое напряжение на смятие для чугунной ступицы.

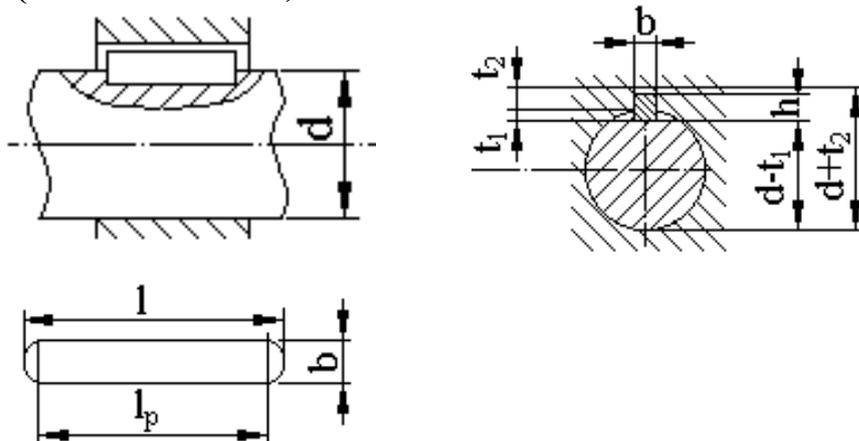
$$l_p = l - b, \quad \text{где } b \text{ – ширина шпонки,}$$

$$l = l_{ст} - (3...6), \quad \text{где } l_{ст} \text{ – длина ступицы колеса.}$$

Если расчетное напряжение смятия получается значительно меньше допускаемого, то целесообразно выбрать шпонку меньшего поперечного сечения и повторить расчет. Если же расчетное напряжение превышает

допускаемое, то следует на этой ступени поставить две шпонки, расположенные по сечению вала через 180° одна от другой.

Таблица 5.1
Основные размеры сечений призматических шпонок и пазов, мм
(ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	втулки t_2
10...12	4	4	2.5	1.8
12...17	5	5	3	2.3
17...22	6	6	3.5	2.8
22...30	8	7	4	3.3
30...38	10	8	5	3.3
38...44	12	8	5	3.3
44...50	14	9	5.5	3.8
50...58	16	10	6	4.3
58...65	18	11	7	4.4
65...75	20	12	7.5	4.9
75...85	22	14	9	5.4
85...95	25	14	9	5.4

Длину шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100.

5.1 Пример расчета шпоночного соединения

Шпоночное соединение передает крутящий момент $T = 98H \cdot \text{мм}$.
 Диаметр вала, на котором установлена шпонка $\dots d = 35 \text{ мм}$,
 длина ступицы колеса $\dots l_{СТ} = 38 \text{ мм}$.

По таблице 5.1 для диаметра вала $d = 35$ мм выбираем сечение шпонки $b = 10$ мм, $h = 8$ мм и глубину паза на валу – $t_1 = 5$ мм.

Длину шпонки выбираем из стандартного ряда значений на 4–6 мм короче ступицы колеса, т.е. $l = 38 - 6 = 32$ мм.

$$l_p = l - b = 32 - 10 = 22 \text{ мм}$$

По формуле (5.1) определяем расчетное напряжение смятия для стальной ступицы.

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 98 \cdot 10^3}{35 \cdot (8 - 5) \cdot 22} = 93,3 \text{ МПа};$$

$\sigma_{см} = 93,3 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$ – условие прочности выполняется.

6 Расчёт элементов конструкции зубчатых цилиндрических колес

Зубчатые колеса состоят из обода, несущего зубья, ступицы, насаживаемой на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей. Зубчатые цилиндрические стальные колеса малых диаметров выполняются обычно коваными; при диаметрах до 500 мм – коваными или штампованными.

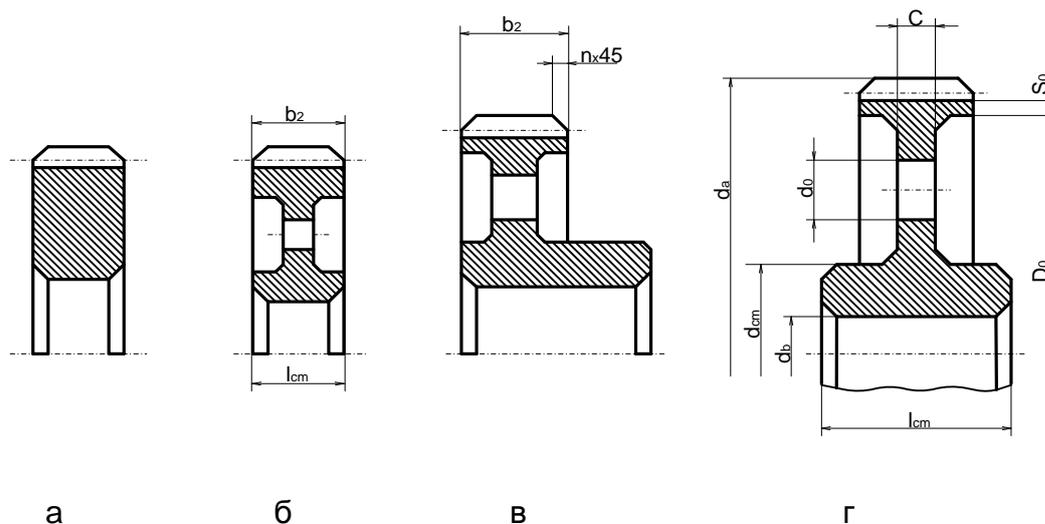


Рис.6.1

Конструкции цилиндрических зубчатых колес представлены на рис. 6.1. Форма зубчатого колеса чаще всего бывает плоской (рис. 6.1 а, б), реже с

выступающей ступицей (рис.6.1 в), в одноступенчатых редукторах колеса могут изготавливаться со ступицей, выступающей в обе стороны (рис. 6.1 г).

6.1 Определение размеров зубчатых колес

$$\text{Диаметр ступицы стальных колёс} \quad d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot d_2, \text{ мм}$$

где d_2 – диаметр вала под колесом.

$$\text{Длина ступицы} - \quad l_{\text{ст}} = (1,2 - 1,5) \cdot d_2, \text{ мм}$$

Длина ступицы может быть равной ширине колеса b_2 , либо больше, но в пределах указанного интервала.

$$\text{Толщина обода колеса} \quad S_0 = 2,5 \cdot m_n - 2,0 \text{ мм, но не менее 8 мм.}$$

$$\text{Толщина диска} \quad C = 0,3 \cdot b_2, \text{ мм}$$

Для обеспечения стягивания колеса с вала в процессе разборки с помощью специального приспособления – съемника в дисках колес обычно выполняют

$$4 \text{ отверстия диаметром} \quad d_0 = (D_0 - d_{\text{ст}})/4, \text{ мм}$$

$$\text{где } D_0 = d_{f2} - 2S_0.$$

В зубчатых колесах малых размеров отверстий не делают.

$$\text{Диаметр центральной окружности} \quad D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{\text{ст}}), \text{ мм}$$

6.2 Технические требования к выполнению чертежа

Чертеж зубчатого колеса редуктора выполняется на листе формата А3. Основная надпись чертежа заполняется в соответствии с ГОСТ 2.301-68. В основной надписи указывается марка материала, из которого выполнено колесо. Над основной надписью указывается вид термической обработки стали.

Чертеж колеса приведён на рисунке 6.2.

В правом верхнем углу поля чертежа приводят таблицу параметров зубчатого колеса. Размеры таблицы приведены на рисунке 6.3. В таблицу вносят параметры зубчатого колеса, полученные в результате расчётов.

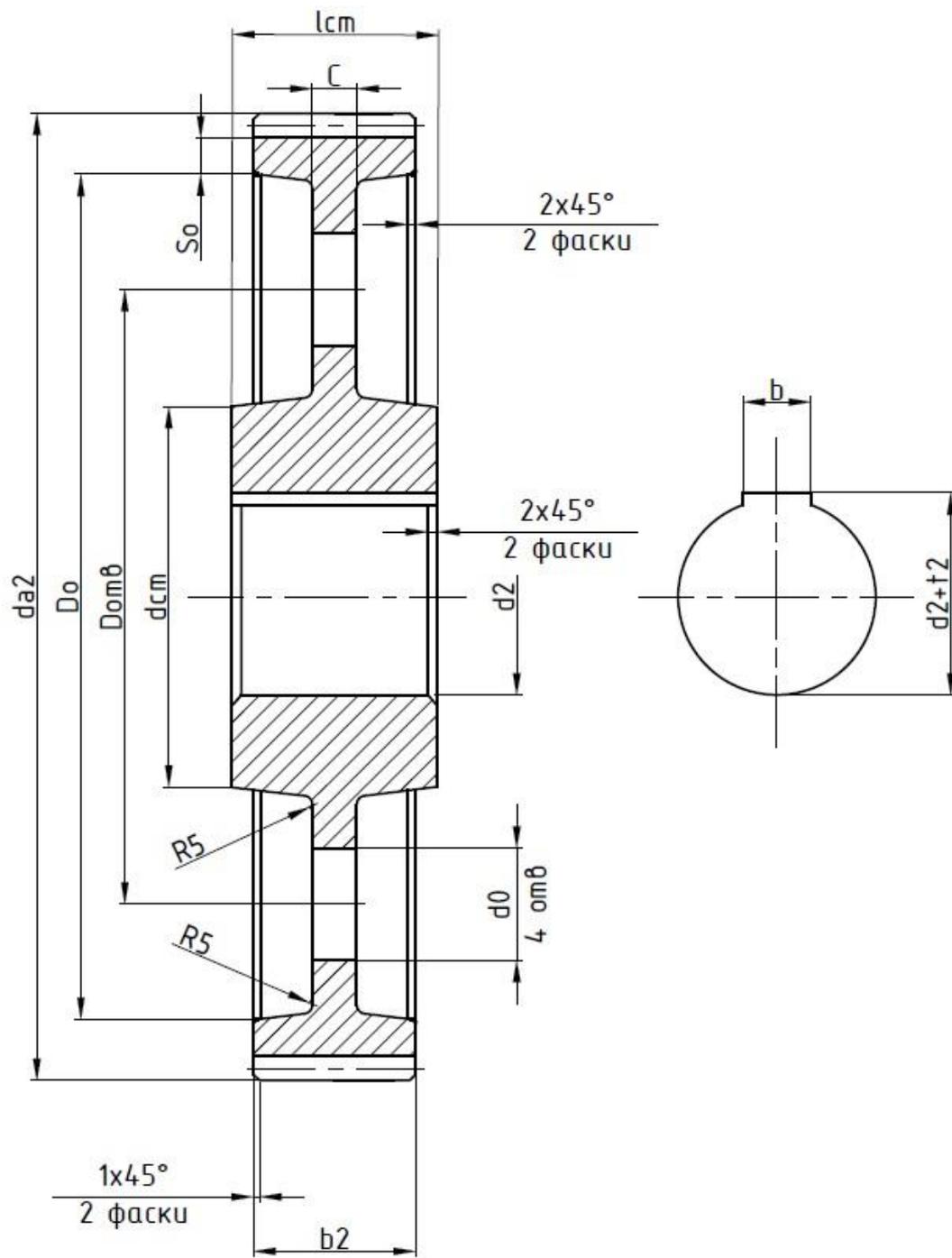


Рис.6.2

7	Модуль	m	
7	Число зубьев	z	
	Угол наклона зуба	β	
	Направление линии зуба		
	Нормальный исходный контур		ГОСТ 13955-81
	Коэффициент смещения	x	
	Степень точности		
	Делительный диаметр	d	
		10	35
	110		

Рис. 6.3

7 Варианты домашних заданий

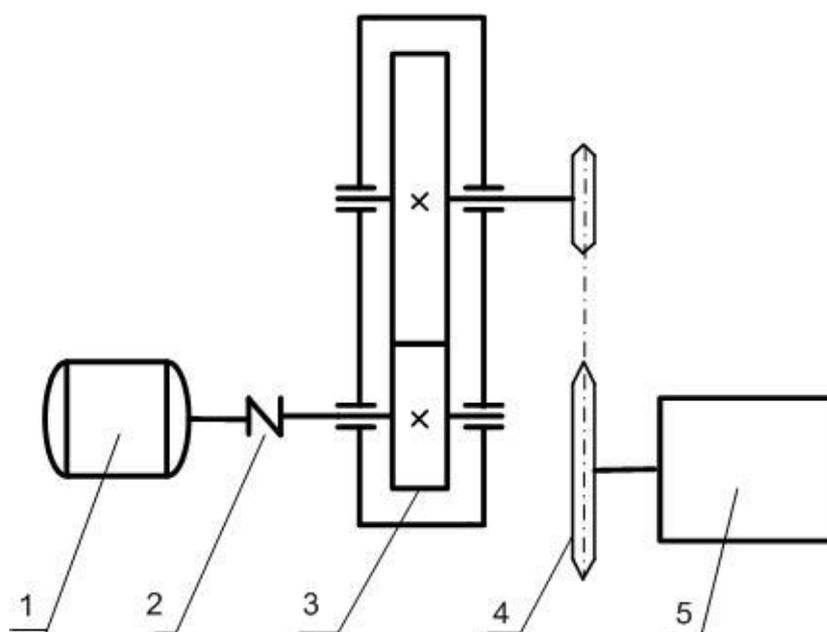
Оформление домашних заданий выполняется по ГОСТ 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам». Данный стандарт устанавливает общие требования к выполнению текстовых документов на изделия машиностроения, приборостроения и строительства.

- Текст должен быть напечатан на листах формата А4 с одной стороны с соблюдением полей.
- Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами без точки. Подразделы должны иметь двойную нумерацию, содержащую номер раздела и, после точки, номер подраздела (например, 2.3).
- Нумерация страниц документа и приложений, входящих в состав этого документа, должна быть сквозная.
- В документах должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии — общепринятые в научно-технической литературе.
- В документе следует применять стандартизованные единицы физических величин, их наименования и обозначения в соответствии с ГОСТ 8.417.
- В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова "где" без двоеточия после него.

- Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например (3.11).
- Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках, например, в формуле (2.1).
- Расчётные схемы или эпюры выполняются на отдельных листах. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой (например, Рисунок 1.1).

Перед зачётом результаты выполнения всех разделов задания должны быть собраны в единый отчёт, имеющий титульный лист (Приложение1), чертёж задания и данные для расчётов. Результаты расчётов по отдельным темам оформляются как разделы общего отчёта.

ЗАДАНИЕ № 1

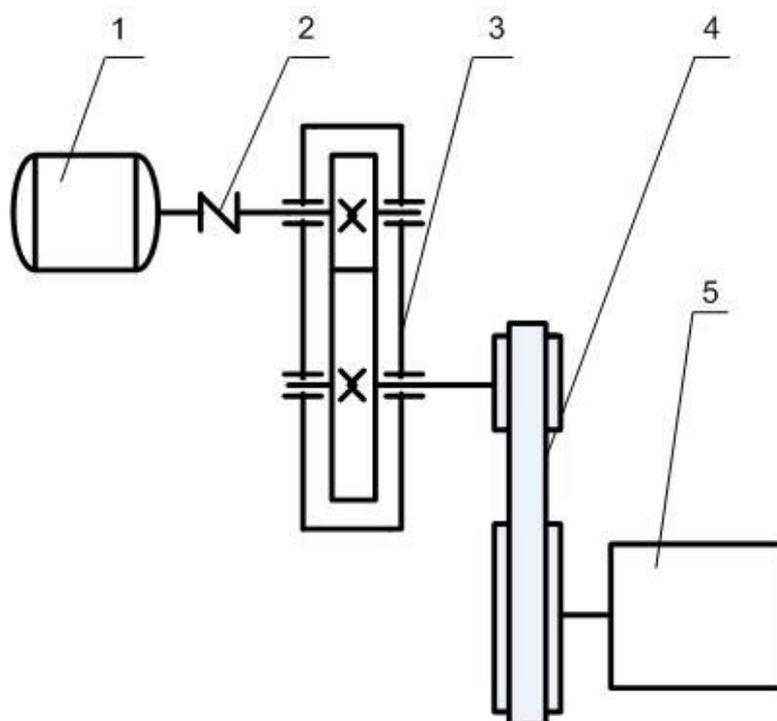


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (цепная)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	3,8	1,4	2,0	1,8	2,8	1,6	3,6	2,6
Скорость	ω	C^{-1}	20	24	18	16	26	12	15	22
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 2

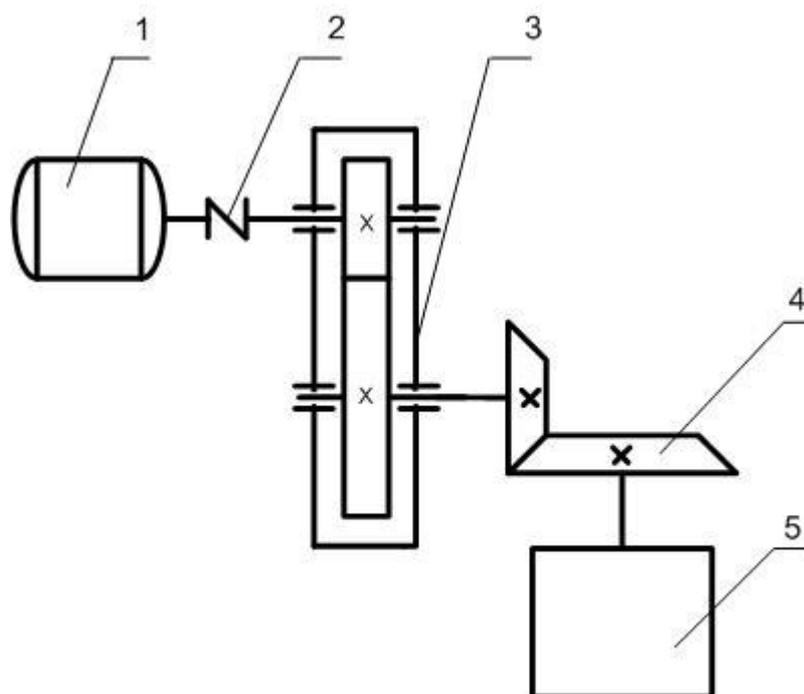


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (плоскоремённая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,6	1,9	2,8	2,6	1,4	2,6	2,5	2,0
Скорость	ω	C^{-1}	22	18	16	12	14	24	30	35
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 3

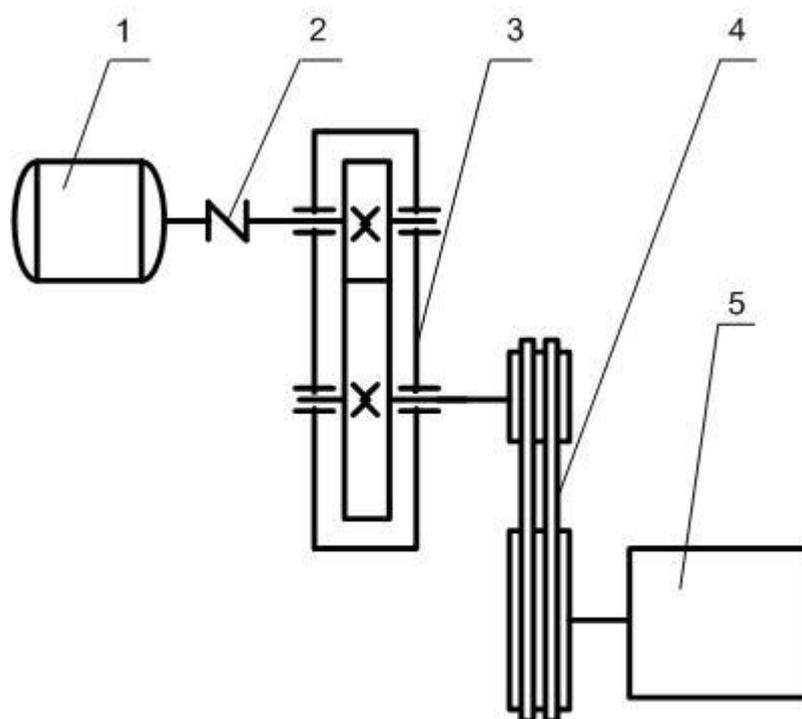


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (зубчатая коническая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	2,8	1,3	1,0	1,8	3,7	1,4	2,6	1,7
Скорость	ω	с ⁻¹	10	16	18	20	22	14	17	12
Срок службы	T	час	10 ⁴	2·10 ⁴	3·10 ⁴	10 ⁴	2·10 ⁴	3·10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁴

ЗАДАНИЕ № 4

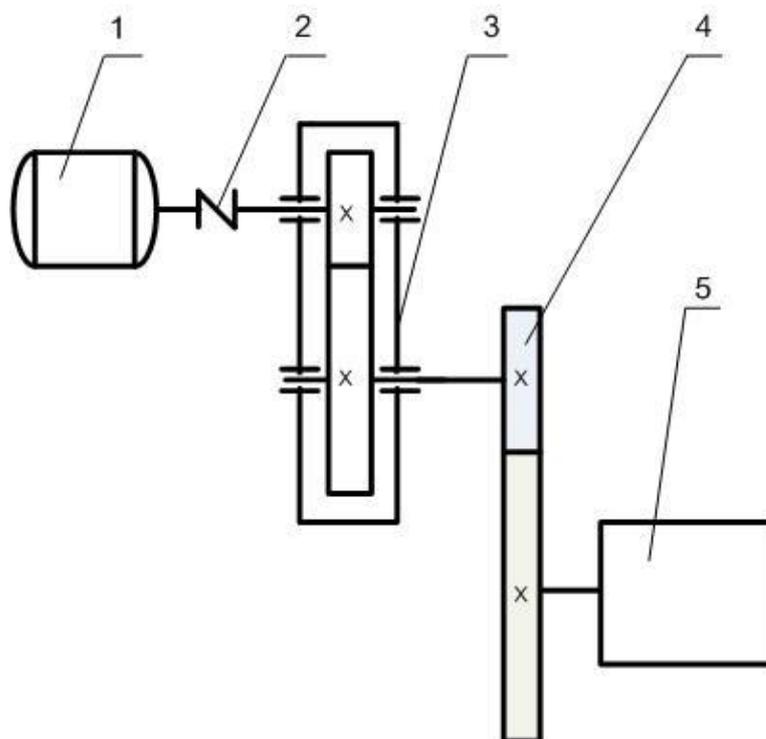


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (клиноремённая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,7	2,0	2,7	3,0	1,9	2,5	1,8	2,8
Скорость	ω	C^{-1}	10	20	17	28	14	22	28	19
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 5

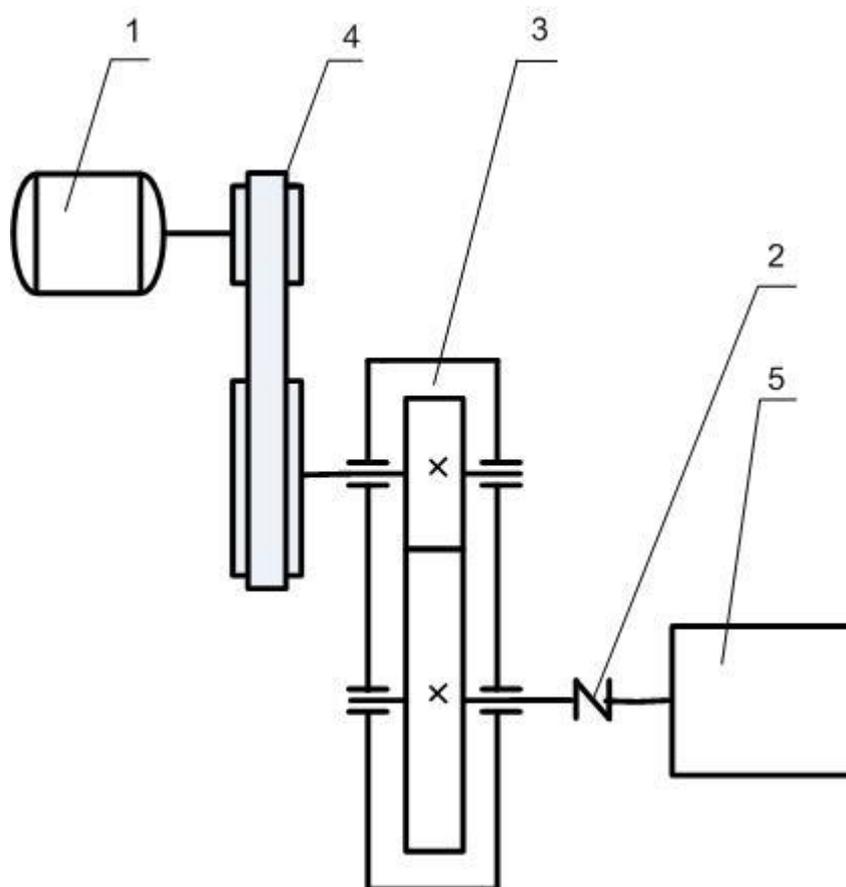


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,8	3,8	2,7	1,9	4,6	3,7	2,8	2,0
Скорость	ω	C^{-1}	36	16	18	24	36	12	28	32
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 6

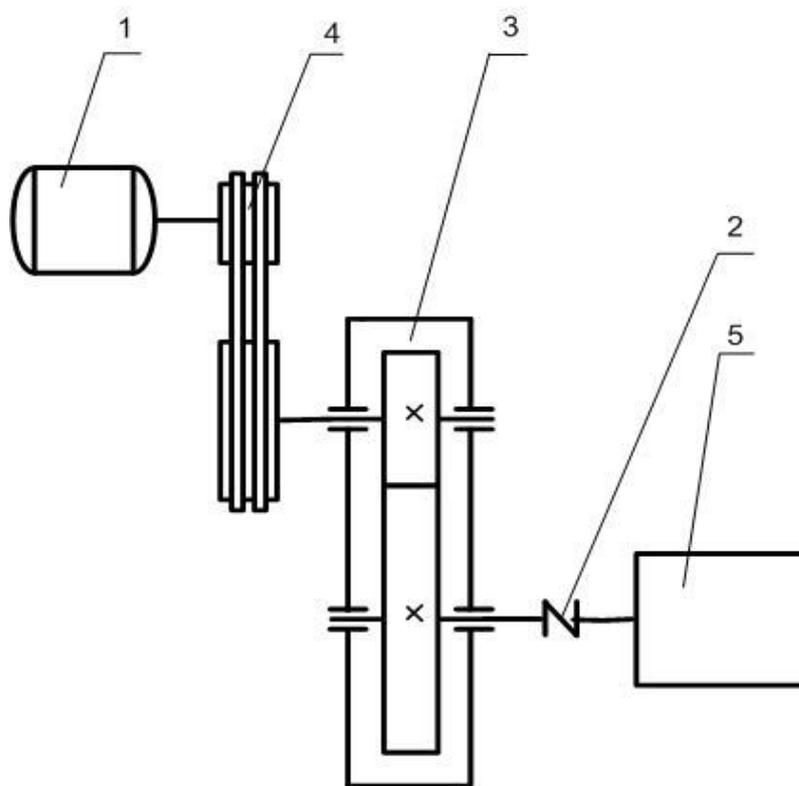


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (плоскоремённая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	Р	кВт	2,9	2,7	1,3	1,0	2,4	1,8	2,8	3,1
Скорость	ω	с^{-1}	14	17	40	32	10	12	20	18
Срок службы	Т	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 7

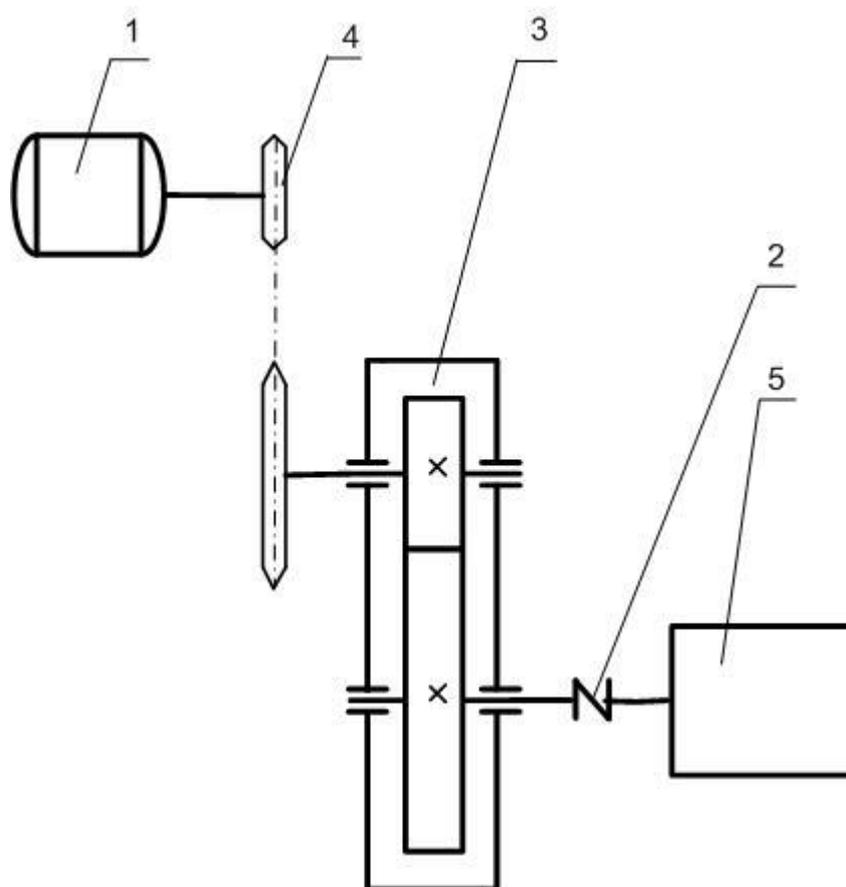


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (клиноремённая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	3,8	2,1	1,4	2,8	2,6	1,8	3,7	2,0
Скорость	ω	C^{-1}	25	14	12	10	30	18	20	16
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 8

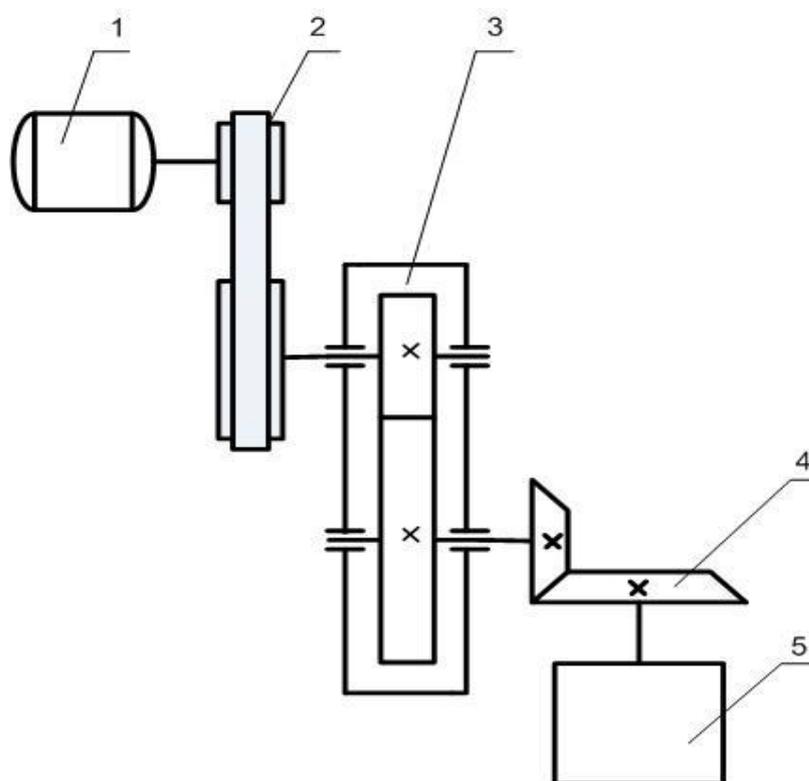


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (цепная)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	Р	кВт	2,8	1,2	2,0	3,7	1,0	2,7	1,8	2,1
Скорость	ω	C^{-1}	50	20	13	16	10	18	30	26
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 9

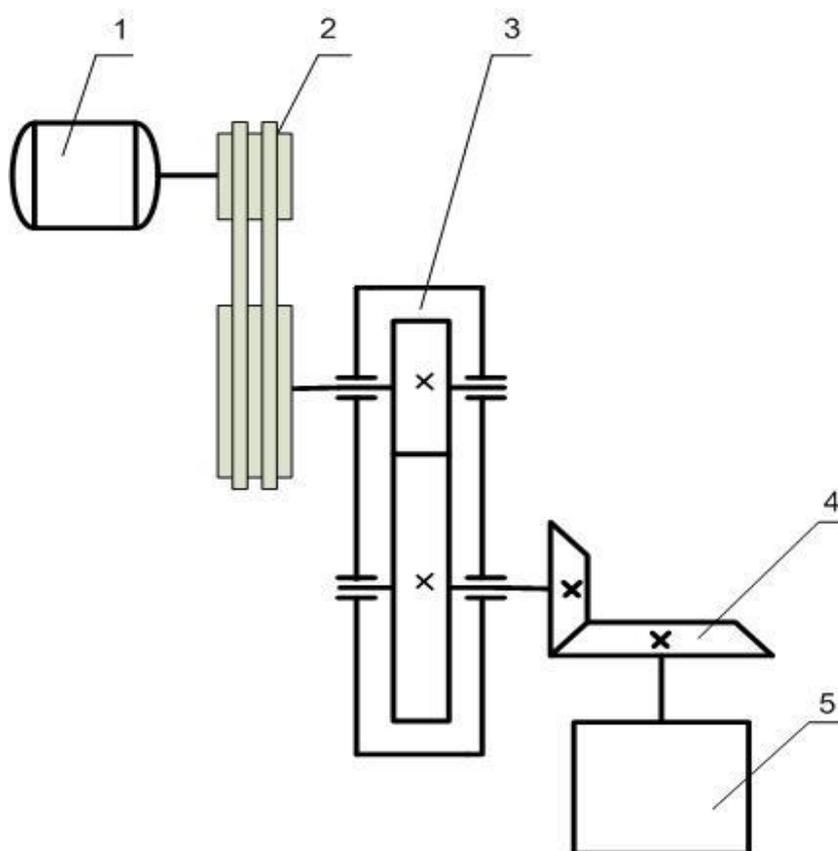


1. Электродвигатель
2. Открытая передача (плоскоремённая)
3. Редуктор
4. Открытая передача (зубчатая коническая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	4,6	1,7	2,7	3,6	2,0	2,8	3,8	3,6
Скорость	ω	C^{-1}	16	20	9	18	11	13	17	15
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 10

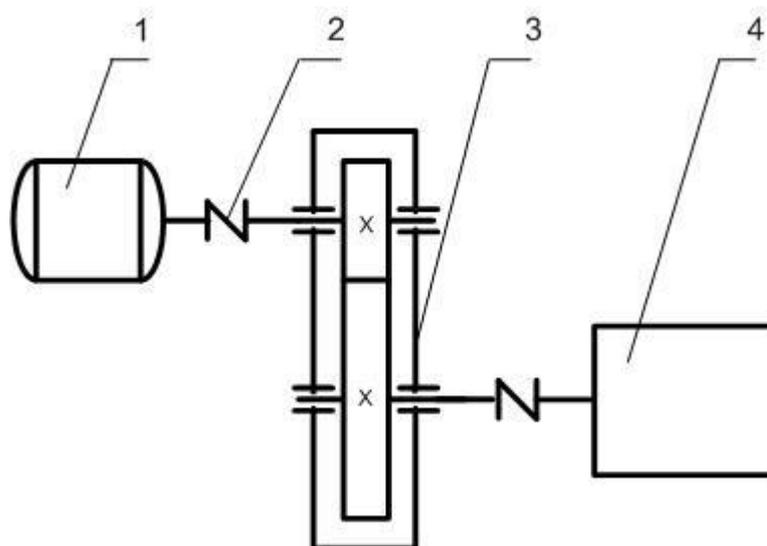


1. Электродвигатель
2. Открытая передача (клиноремённая)
3. Редуктор
4. Открытая передача (зубчатая коническая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,8	1,4	3,7	3,8	2,8	2,0	3,6	2,7
Скорость	ω	C^{-1}	20	18	14	16	12	10	17	8
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 11

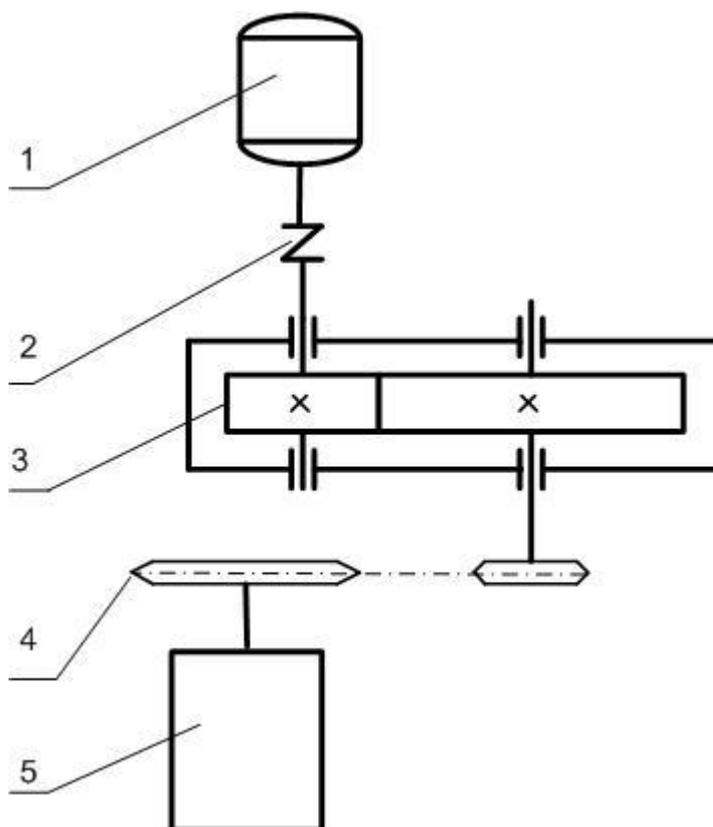


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	0,9	1,7	1,4	0,7	2,4	1,6	1,8	1,3
Скорость	ω	C^{-1}	30	25	32	24	20	34	22	28
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 12

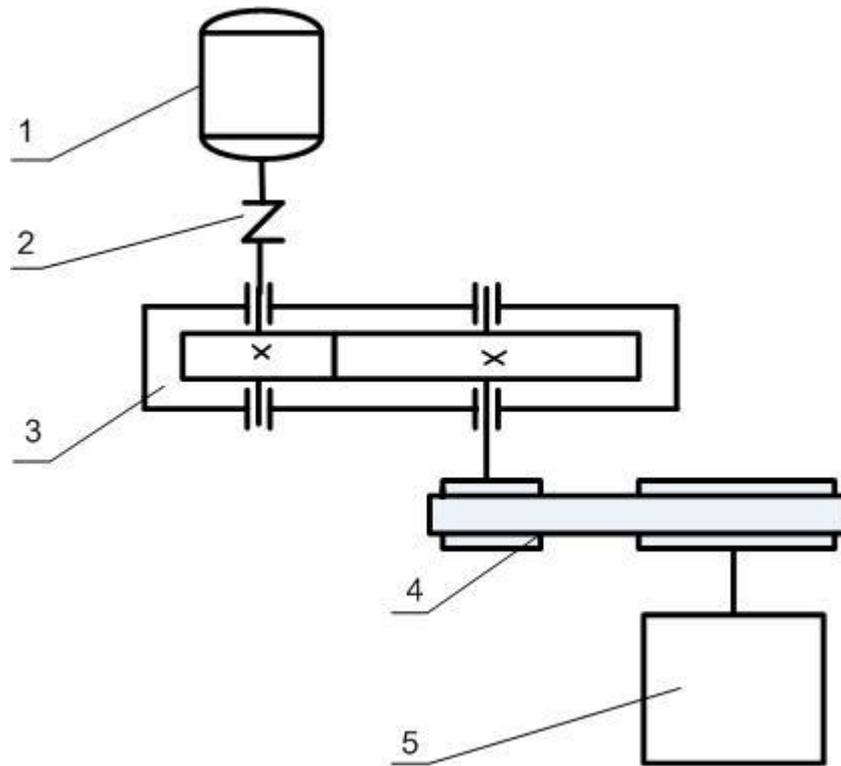


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (цепная)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,9	3,7	4,0	1,2	1,0	4,2	2,5	1,7
Скорость	ω	C^{-1}	28	17	10	20	14	30	10	25
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 13

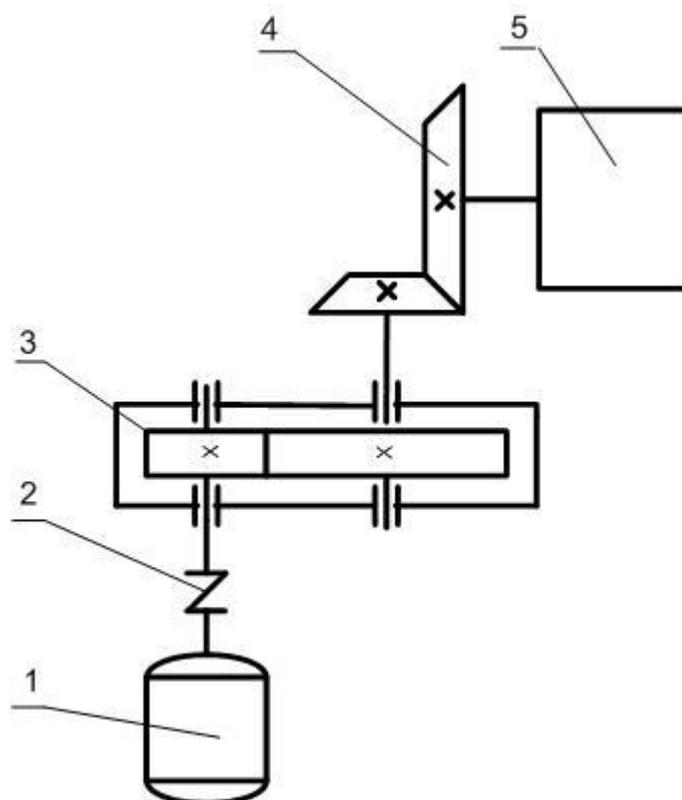


1. Электродвигатель
2. Муфта МУВП
3. Редуктор
4. Открытая передача (плоскоремённая)
5. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,8	3,6	3,0	1,0	4,0	3,5	3,2	1,5
Скорость	ω	C ⁻¹	15	26	28	26	40	35	30	38
Срок службы	T	час	10 ⁴	2·10 ⁴	3·10 ⁴	10 ⁴	2·10 ⁴	3·10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁴

ЗАДАНИЕ № 14

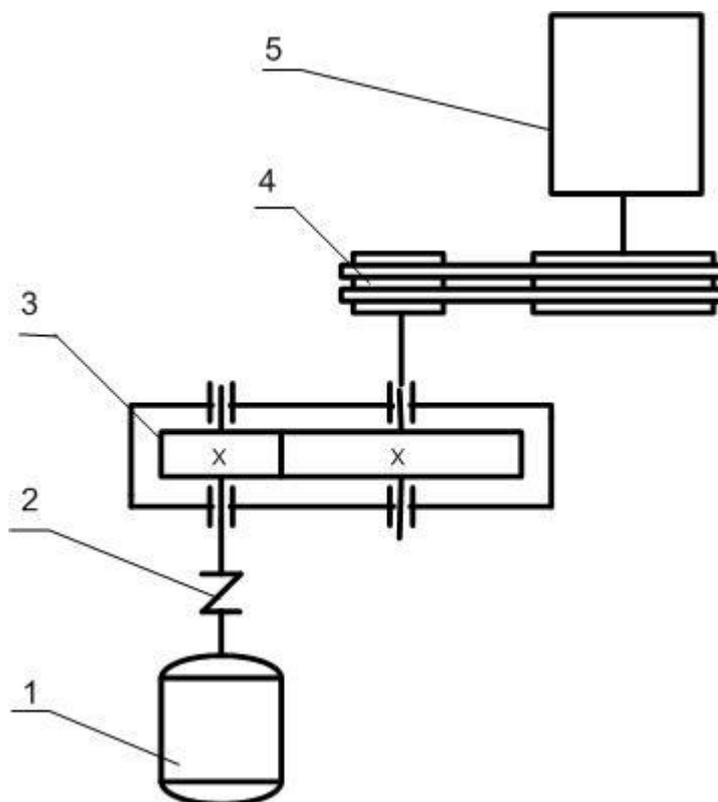


- 6. Электродвигатель
- 7. Муфта МУВП
- 8. Редуктор
- 9. Открытая передача (зубчатая коническая)
- 10. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,5	1,2	3,4	1,9	2,6	3,6	3,8	2,7
Скорость	ω	C^{-1}	15	21	12	30	8	16	40	25
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 15

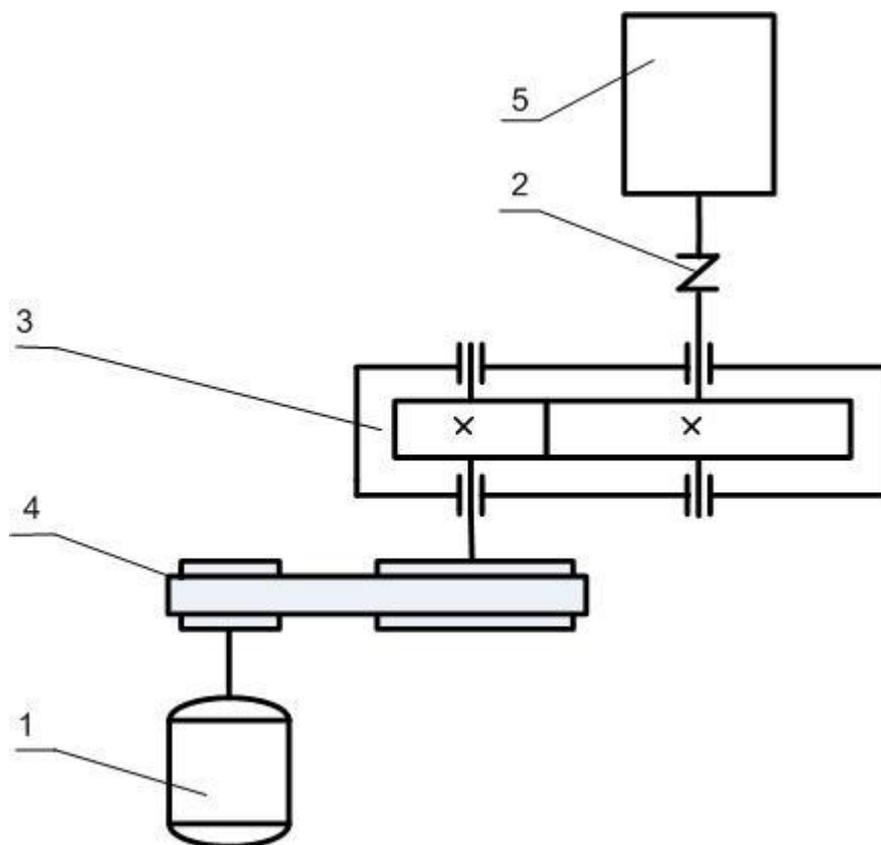


- 6. Электродвигатель
- 7. Муфта МУВП
- 8. Редуктор
- 9. Открытая передача (клиноремённая)
- 10. Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	0,9	2,4	3,5	4,2	4,0	3,2	1,6	1,8
Скорость	ω	C^{-1}	18	26	27	12	32	30	8	24
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 16

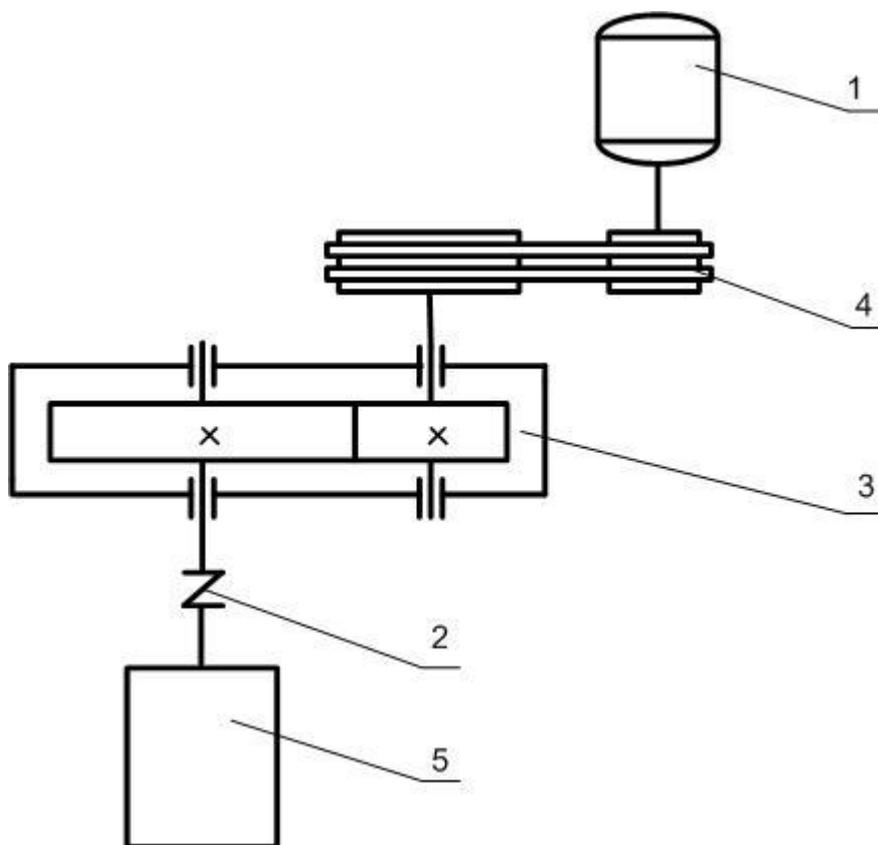


- 11.Электродвигатель
- 12.Муфта МУВП
- 13.Редуктор
- 14.Открытая передача (плоскоремённая)
- 15.Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,4	2,1	3,0	2,3	3,2	3,8	3,6	2,6
Скорость	ω	C^{-1}	22	15	20	32	10	14	40	35
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 17



16.Электродвигатель

17.Муфта МУВП

18.Редуктор

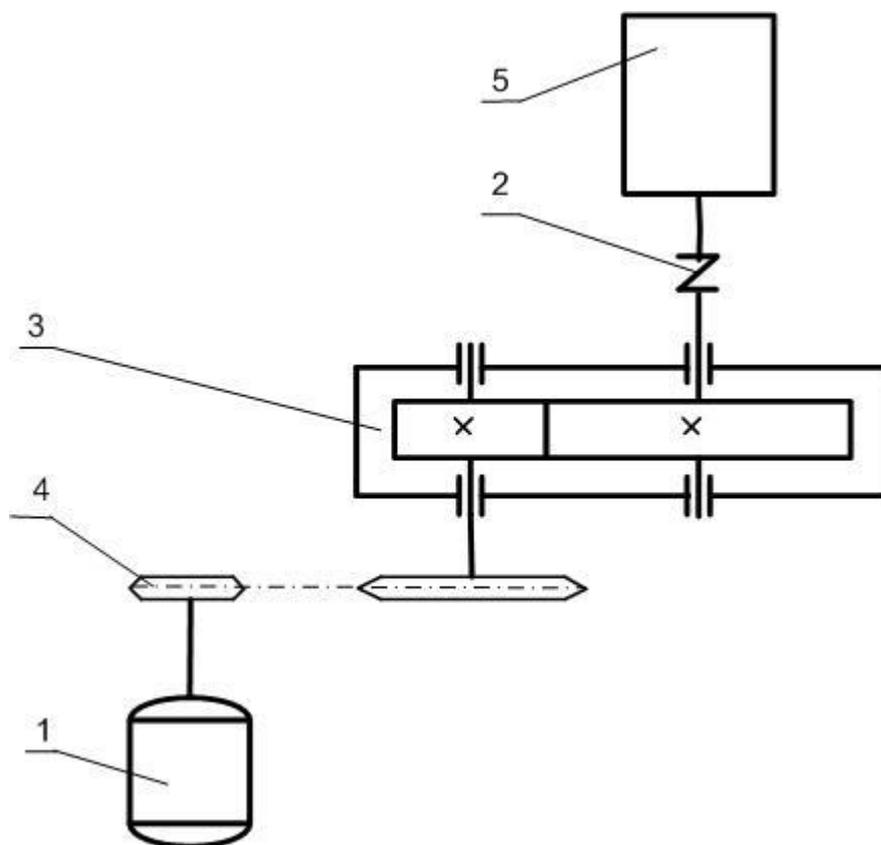
19.Открытая передача (клиноремённая)

20.Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,9	2,9	3,5	2,4	2,8	4,0	4,2	3,7
Скорость	ω	C^{-1}	34	26	22	40	32	28	24	30
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 18

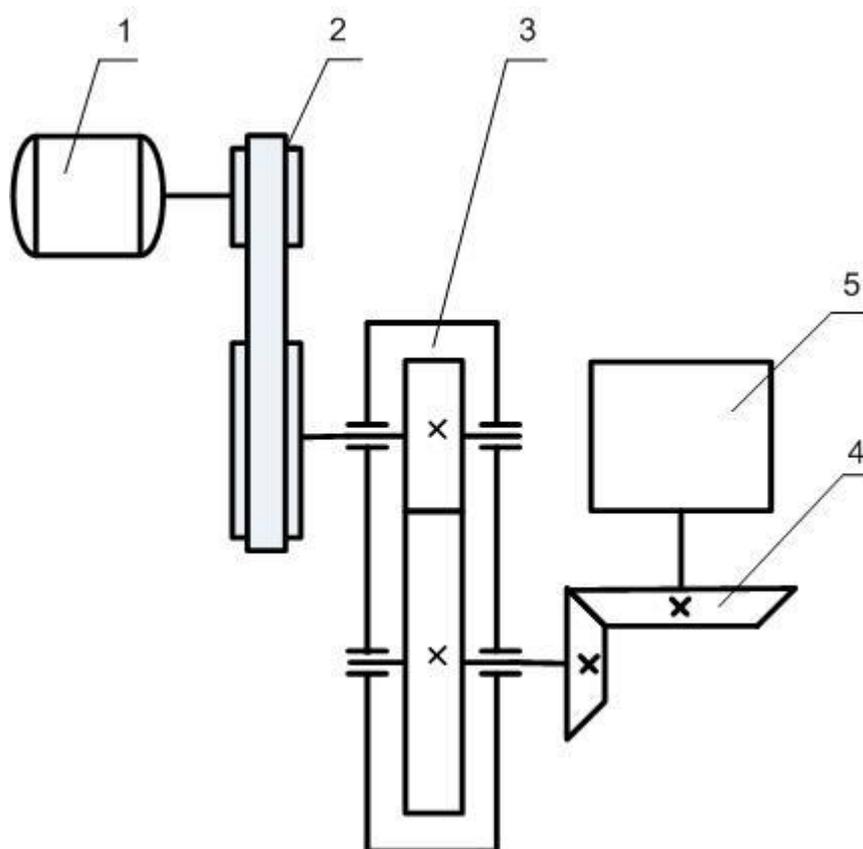


- 21.Электродвигатель
- 22.Муфта МУВП
- 23.Редуктор
- 24.Открытая передача (цепная)
- 25.Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,3	1,8	1,6	3,2	2,7	3,0	1,0	3,6
Скорость	ω	C^{-1}	42	16	30	14	45	42	14	40
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 19



26.Электродвигатель

27.Открытая передача (плоскоремённая)

28.Редуктор

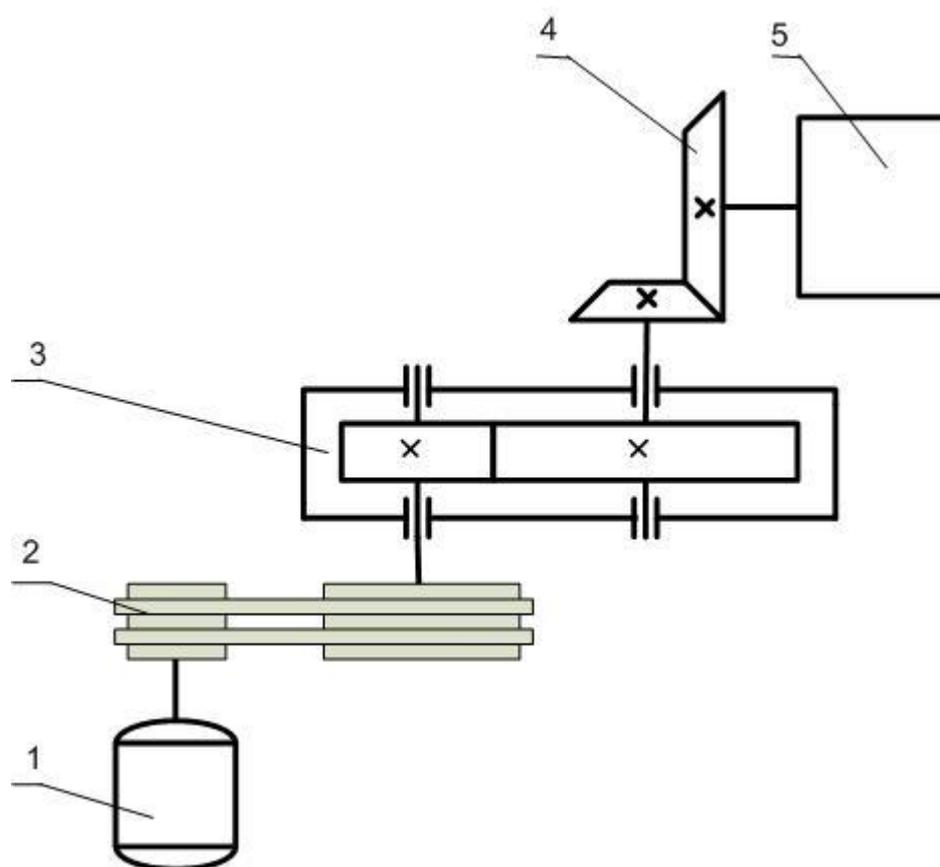
29.Открытая передача (зубчатая коническая)

30.Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,4	1,8	4,2	2,4	4,4	3,0	1,6	2,5
Скорость	ω	C^{-1}	19	24	10	12	36	30	8	16
Срок службы	T	час	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^4$

ЗАДАНИЕ № 20



31.Электродвигатель

32.Открытая передача (клиноремённая)

33.Редуктор

34.Открытая передача (зубчатая коническая)

35.Исполнительный механизм

Данные для расчета (на валу исполнительного механизма)

Параметры	Обозначения	Размерность	Варианты							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P	кВт	1,7	4,6	3,0	3,6	1,2	1,5	4,0	2,9
Скорость	ω	C ⁻¹	19	15	11	9	20	22	30	32
Срок службы	T	час	10 ⁴	2 · 10 ⁴	3 · 10 ⁴	10 ⁴	2 · 10 ⁴	3 · 10 ⁴	10 ⁵	2 · 10 ⁴

Литература

1. Иванов М.Н., Финагенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008.-383с.
2. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение, 2007.-560с.
3. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Альянс, 2005.-416с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2001.-448с.
5. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика. – М.: Альянс, 2013.-576.
6. Гвоздев Ю.А., Семеновых А.В. Сказыткин А.Ф. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие. – М.: ГАНГ, 1998.-195с.
7. Макушкин С.А., Сляднев М.А. Проектирование модифицированных приводов нефтегазового оборудования. –М.:Нефтегаз, 2011.-104с.

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ И ГАЗА им. И.М. ГУБКИНА**

Кафедра технической механики

**Расчётно-пояснительная записка
по курсу «Детали машин»**

**РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА
НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Вариант №

Работу выполнил студент группы _____

ФИО _____

Работу проверил _____

(дата)

(подпись)

Москва 2015