

МЧС РОССИИ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ СЛУЖБЫ



К.С. Иванов
Ю.В. Мисевич

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ**

по дисциплине «Детали машин»
для слушателей заочного обучения

Санкт - Петербург
2012

Иванов К.С., Мисевич Ю.В. Расчет зубчатых передач. Методические рекомендации по выполнению контрольной работы по дисциплине «Детали машин».- СПб.: СПб УГПС МЧС России, 2012, - 35 с.

Методические рекомендации по выполнению контрольной работы «Расчет зубчатых передач» составлены в соответствии с типовой программой по деталям машин для не машиностроительных специальностей высших учебных заведений для слушателей заочного обучения.

Пособие включает требования по выполнению и оформлению расчетно-графической работы (РГР), теоретический материал в объеме, достаточном для выполнения работы, перечень учебной литературы. Подробно рассмотрены геометрический и прочностной расчеты цилиндрических прямозубых, косозубых и шевронных, а также конических зубчатых передач прямозубых и с круговым зубом, методика и последовательность проведения вычислений; приведены варианты индивидуальных заданий.

Знания и навыки, полученные слушателями в ходе выполнения работы, будут необходимы при дальнейшем изучении специальных дисциплин, а также при решении технических задач по проектированию и расчету механизмов пожарной техники, приборов.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ	5
2. ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ	7
3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	12
3.1. Определение допускаемых напряжений для материала зубчатых колес.	12
3.2. Расчет цилиндрических зубчатых передач	14
3.3. Расчет конических зубчатых передач	21
4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	26
4.1. Конструирование цилиндрических зубчатых колес	26
4.2. Конструирование конических зубчатых колес	29
ПРИЛОЖЕНИЕ	31
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА	34

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, которыми они сцепляются между собой. Меньшее зубчатое колесо передачи называется *шестерней*, большее - *колесом*.

Зубчатые передачи могут преобразовывать вращательное движение между валами, как с параллельными (*цилиндрические передачи*), так и с пересекающимися (*конические передачи*) геометрическими осями.

По форме и расположению зубьев на зубчатом колесе различают *прямозубые, косозубые, шевронные, с круговым зубом* передачи.

Зубчатые передачи нашли широкое распространение среди механических передач благодаря ряду достоинств, к которым можно отнести компактность, высокий к.п.д. (0,96 - 0,98), постоянство передаточного числа, большую долговечность и надежность в работе, возможность передачи больших мощностей при практически любых скоростях и передаточных отношениях, простоту обслуживания и ряд других.

В настоящем пособии будем рассматривать *цилиндрические зубчатые передачи* с внешним зацеплением колес и *конические зубчатые передачи*.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1.1 Цель выполнения контрольной (расчетно-графической) работы

Расчетно-графическая работа "Расчет зубчатых передач" имеет цель проверить глубину и качество усвоения слушателями теоретического материала по теме "Зубчатые передачи" и привить навыки по самостоятельному практическому инженерному расчету кинематических и силовых соотношений в названных передачах.

1.2. Требования к выполнению и оформлению работы

При выполнении и оформлении расчетно-графической работы должны соблюдаться следующие требования:

1) Работа выполняется в соответствии с индивидуальным вариантом курсанта.

2) Работа выполняется на листах формата А4 (с одной стороны листа), брошюруется и сшивается по левой стороне листов.

3) Титульный лист оформляется в соответствии с образцом (приложение 1) и является первым листом работы (номер листа на нем не проставляется).

4) На втором листе работы выписываются исходные данные в соответствии с номером варианта (глава 2). Текст задания на выполнение расчетно-графической работы необходимо переписывать в работу до расчетной схемы.

5) Работа выполняется шариковой ручкой черного или синего цвета, четко и аккуратно. Допускается выполнение работы на компьютере.

6) Для пометок и замечаний преподавателя необходимо соблюдать достаточный интервал между строками и оставлять на каждой странице поля шириной 35...40 мм с правой стороны листа, а сверху и снизу листа - поля по 25 мм.

7) Все чертежи и схемы должны выполняться в соответствии с требованиями ЕСКД.

8) Каждая из таблиц, приведенных в работе, должна сопровождаться тематическим заголовком.

9) Нумерация листов, рисунков (чертежей, схем) и таблиц в работе должна быть сквозной.

10) Все решения и вычисления в ходе работы требуется пояснять комментариями (с указанием, что определяется, рассматривается, вычисляется) и ссылками на соответствующие формулы, методы, литературу и т.п.

11) Рекомендуется все вычисления производить в общем виде, а затем, подставляя численные значения величин, вычислять результат решения.

12) Все расчеты необходимо производить в Международной системе единиц (СИ) с точностью до 0,001.

13) Перед чистовым оформлением работы следует тщательно проверить все действия, правильность подстановки числовых значений величин, соблюдая единство их размерностей, правдоподобность (порядок) полученных результатов.

14) В конце работы делают выводы, приводят перечень учебной литературы, ставят личную подпись слушателя и дату выполнения работы.

15) Рассчитанную, оформленную и сброшюрованную работу сдают на проверку преподавателю в соответствии с календарным планом изучения дисциплины.

16) Неверно выполненная работа выполняется слушателем по новому варианту или переделывается частично по указанию преподавателя.

Работа, выполненная не по своему варианту, не проверяется и не зачитывается!

1.3. Подготовка к выполнению работы

Прежде чем приступать к выполнению работы, слушателю необходимо изучить (повторить) теоретический материал по учебной литературе, конспекту лекций и настоящему учебно-методическому пособию, усвоить основные положения, классификацию, назначение, области применения зубчатых передач в пожарной технике, их достоинства и недостатки, кинематические и силовые соотношения.

2. ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Номер варианта задания соответствует *двум последним* цифрам номера служебного удостоверения слушателя. Номер схемы редуктора (табл.2) соответствует *предпоследней*, а номер строки исходных данных (табл.1) - *последней* цифре номера служебного удостоверения.

Например, номер служебного удостоверения слушателя - 423, значит, вариант задания для расчета № 23; расчетная схема - № 2 (табл.2), строка исходных данных - № 3 (табл.1).

В ходе расчетно-графической работы необходимо:

1. Рассчитать зубчатую передачу одноступенчатого цилиндрического или конического редуктора общего назначения с постоянной нагрузкой. Редуктор предназначен для длительной работы.

2. Сконструировать и вычертить ведомое колесо зубчатой передачи по вычисленным числовым параметрам в масштабе на листе формата А4 или А3 (пример оформления чертежа в приложении и в учебном пособии [2]).

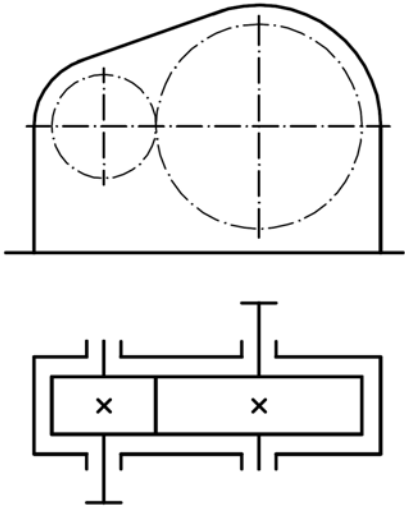
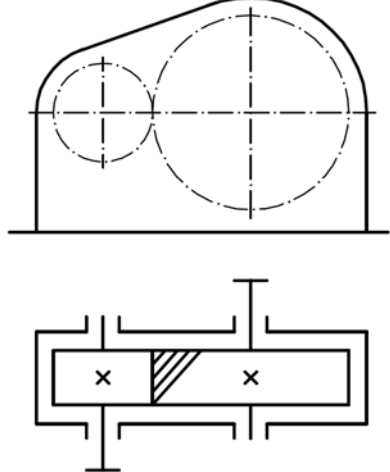
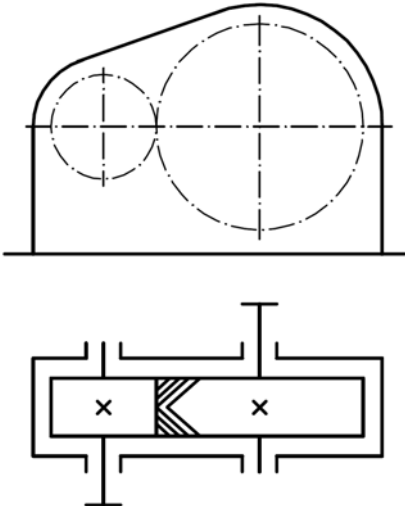
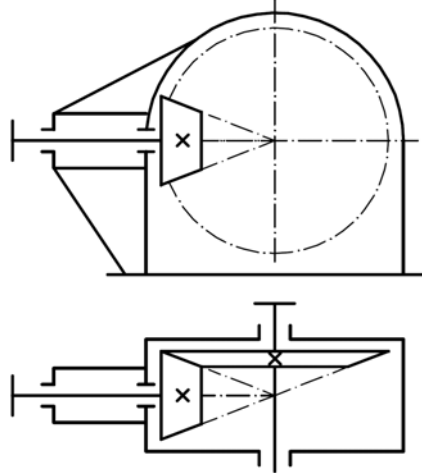
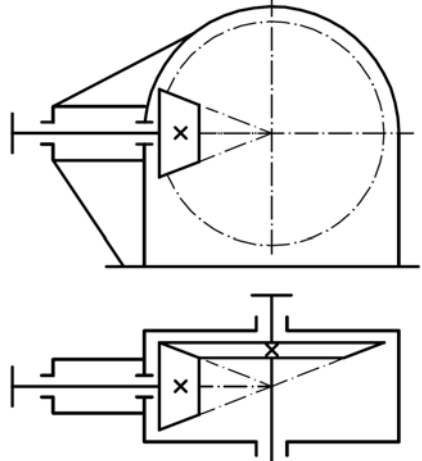
Таблица 1. Исходные данные

№ схемы	№ строки	Параметры на ведомом валу:		Передаточное отношение <i>i</i>	Материал колес
		Мощность <i>N</i> ₂ , кВт	Угловая скорость <i>ω</i> , рад/с		
1	1	10	40	3,15	Ст.45
	2	9	30	2,5	Ст.40X
	3	8	25	4,0	Ст.40XH
	4	7	15	2,0	Ст.35XM
	5	6	20	2,5	Ст.45
	6	5	10	1,6	Ст.35XM
	7	8,5	15	3,15	Ст.40XH
	8	7,5	20	2,5	Ст.40X
	9	6,5	15	1,6	Ст.40XH
	0	5,5	10	4,0	Ст.45
2	1	12	40	4,0	Ст.45
	2	10	30	3,15	Ст.40X
	3	11	25	4,0	Ст.40XH
	4	8	15	2,5	Ст.35XM
	5	7	20	5,0	Ст.40X
	6	12,5	10	1,6	Ст.20XH2M
	7	11,5	10	2,5	Ст.18ГТ
	8	10,5	15	3,15	Ст.40X
	9	13,5	10	2,0	Ст.20X
	0	7,5	10	4,0	Ст.45
3	1	15	35	4,0	Ст.45
	2	14	30	5,0	Ст.40X
	3	13	25	4,0	Ст.40XH
	4	12	15	2,5	Ст.35XM
	5	11	20	2,0	Ст.40X
	6	15	10	5,0	Ст.20XH2M
	7	14,5	15	1,6	Ст.18ГТ
	8	12,5	20	2,5	Ст.40X
	9	17,5	15	3,15	Ст.20X
	0	10,5	10	2,5	Ст.45
4	1	10	40	2,0	Ст.45
	2	9	30	3,15	Ст.40X
	3	8	25	1,25	Ст.40XH

	4	7	15	2,5	СТ.35XM
	5	6	20	2,0	СТ.40X
	6	12	10	1,6	СТ.20XH2M
	7	8,5	15	2,5	СТ.45
	8	7,5	20	3,15	СТ.40X
	9	9,5	5	2,0	СТ.20X
	0	5,5	10	1,6	СТ.45
5	1	15	35	3,15	СТ.45
	2	14	30	2,0	СТ.40X
	3	13	25	1,6	СТ.40XH
	4	12	15	2,5	СТ.35XM
	5	11	20	2,0	СТ.40X
	6	11	5	1,6	СТ.20XH2M
	7	15,5	10	2,5	СТ.18ГТ
	8	12,5	20	2,0	СТ.40X
	9	11,5	15	3,15	СТ.35XH
	0	10,5	10	1,25	СТ.45
6	1	10	40	4,0	СТ.45
	2	9	30	5,0	СТ.40X
	3	8	25	4,0	СТ.40XH
	4	7	15	2,5	СТ.35XM
	5	15	5	5,0	СТ.20X
	6	17	10	5,0	СТ.20XH2M
	7	8,5	15	1,6	СТ.45
	8	7,5	20	2,5	СТ.40X
	9	6,5	15	3,15	СТ.40X
	0	5,5	10	2,5	СТ.45
7	1	15	5	3,15	СТ.20XH2M
	2	14	30	2,5	СТ.40X
	3	13	25	4,0	СТ.40XH
	4	12	15	2,0	СТ.35XM
	5	11	5	3,55	СТ.20X
	6	9	10	1,6	СТ.45
	7	14,5	10	5,0	СТ.35XM
	8	12,5	20	2,5	СТ.40X
	9	11,5	15	1,6	СТ.20X
	0	10,5	10	4,0	СТ.45
8	1	10	40	4,0	СТ.45
	2	9	30	3,15	СТ.40X
	3	8	25	4,0	СТ.40XH
	4	7	15	2,5	СТ.35XM
	5	6	20	2,0	СТ.40X
	6	5	10	1,6	СТ.35XM

	7	13,5	10	5,0	СТ.18ГТ
	8	7,5	20	3,55	СТ.40X
	9	15,5	5	5,0	СТ.20X
	0	5,5	10	4,0	СТ.45
9	1	12	35	3,15	СТ.45
	2	10	30	2,0	СТ.40X
	3	11	25	1,6	СТ.40XH
	4	8	15	2,5	СТ.35XM
	5	7	20	2,0	СТ.40X
	6	8,5	10	1,6	СТ.35XM
	7	9	15	2,5	СТ.45
	8	10,5	20	2,0	СТ.40X
	9	11,5	15	3,15	СТ.20X
	0	7,5	10	1,25	СТ.45
0	1	15	40	2,0	СТ.45
	2	14	30	3,15	СТ.40X
	3	13	25	1,25	СТ.40XH
	4	12	15	2,5	СТ.35XM
	5	15,5	10	2,0	СТ.20X
	6	9	10	1,6	СТ.40X
	7	14,5	10	2,5	СТ.18ГТ
	8	12,5	20	3,15	СТ.40X
	9	11,5	5	2,0	СТ.20X
	0	9,5	10	1,6	СТ.45

Таблица 2. Схема редуктора

<p>1. 6.</p>  <p>Цилиндрический редуктор с зубчатой прямозубой передачей</p>	<p>2. 7.</p>  <p>Цилиндрический редуктор с зубчатой косозубой передачей</p>
<p>3. 8.</p>  <p>Цилиндрический редуктор с зубчатой шевронной передачей</p>	<p>4. 9.</p>  <p>Конический редуктор с зубчатой прямозубой передачей</p>
<p>5. 0.</p>  <p>Конический редуктор с зубчатой передачей с косым зубом</p>	

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Определение допускаемых напряжений для материала зубчатых колес.

1. Выбор твердости колес.

Прежде, чем приступить к расчету допускаемых напряжений, нужно определить твердость зубьев колес. Твердость колес зависит от марки стали, из которого они изготовлены и способа ее термообработки. В таблице 3.1. представлены характеристики некоторых сталей.

Твердость определяется следующим образом:

1) колесо и шестерня передачи изготавливаются из одной марки стали;

2) для шестерни выбирается такой способ термообработки стали, при котором твердость выше (например, Ст.45: колесо – улучшение, твердость 235...262 *HB*, шестерня – улучшение, твердость 269...302 *HB*);

3) из представленного диапазона твердости вычисляется средняя твердость $HB_{cp} = 0,5(HB_{min} + HB_{max})$, стали IV группы выбираются одинаковыми для шестерни и колеса.

Таблица 3.1. Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев на поверхности	σ_T , Н/мм ²
		$D_{пр}$	$S_{пр}$		
Ст.45	Улучшение	125	80	235...262 <i>HB</i>	540
	Улучшение	80	50	269...302 <i>HB</i>	650
Ст.40X	Улучшение	200	125	235...262 <i>HB</i>	640
	Улучшение	125	80	269...302 <i>HB</i>	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	440...508 <i>HB</i>	750
Ст.40XH,	Улучшение	315	200	235...262 <i>HB</i>	630

Ст.35ХМ	Улучшение	200	125	269...302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	451...521 НВ	750
Ст.20Х, Ст.20ХН2М, Ст.18ГТ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	545...641 НВ	800

2. Допускаемые контактные напряжения, МПа

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{HO}}{[S_H]} K_{HL},$$

где индексы "1" и "2" (здесь и далее) определяет параметры шестерни и колеса соответственно;

σ_{HO} - предел контактной усталости поверхности зубьев, МПа:

$\sigma_{HO} = 2HB + 70$, где HB – средняя твердость соответственно колеса и шестерни;

$[S_H]$ - коэффициент безопасности ($[S_H]=1,1...1,2$);

K_{HL} - коэффициент долговечности ($K_{HL}=1,0...2,6$).

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

3. Допускаемое напряжение изгиба для материала зуба, МПа

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL},$$

где σ_{FO} - предел выносливости зубьев при изгибе (зависит от термообработки), МПа: $\sigma_{FO} = 1,8HB$;

$[S_F]$ - коэффициент безопасности ($[S_F] = 1,25...2,3$);

K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние приложения нагрузки (при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1$);

K_{FL} - коэффициент долговечности зубьев ($K_{FL}=1,0...2,1$).

3.2. Расчет цилиндрических зубчатых передач

Прежде чем приступить к расчету, необходимо вычислить крутящий момент на ведомом валу, $H \cdot мм$:

$$M_2 = \frac{N_2 \cdot 10^3}{\omega_2}.$$

где N_2 – мощность на ведомом валу, Вт;

ω_2 – угловая скорость, рад/с.

1. Межосевое расстояние передачи, мм:

$$a_w = K_a (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 i^2 \psi_a}},$$

где i - передаточное отношение;

K_a - коэффициент (для прямозубых передач $K_a = 49,5$, для косозубых и шевронных - $K_a = 43,0$);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{H\beta} = 1,0 \dots 1,48$);

ψ_a - коэффициент ширины венца зубчатого колеса (зависит от положения колес относительно опор) принимается:

при симметричном расположении колес.....0,315; 0,4;

при несимметричном расположении колес.....0,25; 0,315; 0,4;

при консольном расположении одного или обоих колес...0,2; 0,25.

Межосевое расстояние a_w округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75) табл. 3.2.

Таблица 3.2. Стандартные значения межосевых расстояний, мм по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75)

1-й ряд	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд	71	90	112	140	180	224	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му ряду.

2. Ширина зубчатого венца, мм

$$b_2 = \psi_a a_w; \quad b_1 = 1,12b_2.$$

3. Диаметры валов под шестерню и колесо (D_{B1}, D_{B2}) определяются из условия прочности по касательным напряжениям

$$\tau = \frac{M_{1,2}}{W_\rho} \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение, МПа. Принять $[\tau] = 20$ МПа;

W_ρ - полярный момент сопротивления, мм³; $W_\rho = 0,2d^3$.

Полученные численные значения диаметров валов округляют до ближайших больших стандартных значений по ГОСТ 6636-69 (табл. 3.3).

Таблица 3.3. Стандартные диаметры валов, мм (ГОСТ 6636-69)

16	17	18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	55	60
63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
120	125	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220

4. Модуль зубьев

Минимальное значение модуля m_{min} определяют из условия прочности:

$$m_{min} \geq \frac{K_m M_2 (i+1)}{i a_w b_2 [\sigma_F]},$$

где K_m - коэффициент, зависящий от вида передачи (для прямозубой - $K_m = 6,8$; для косозубой - $K_m = 5,8$; для шевронной - $K_m = 5,2$);

$[\sigma_F]$ соответствует меньшему из значений $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$.

Принимают значение модуля m , согласуя его со стандартным значением по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) табл. 3.4.

Таблица 3.4. Стандартные значения модуля зубьев m по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76)

1-й ряд	1,0		1,25		1,5		2,0		2,5		3,0
2-й ряд		1,125		1,375		1,75		2,25		2,75	
1-й ряд		4,0		5,0		6,0		8,0		10,0	
2-й ряд	3,5		4,5		5,5		7,0		9,0		11,0

5. Минимальный угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град.

$$\sin \beta_{min} = \frac{4m}{b_2}.$$

6. Суммарное число зубьев

для прямозубой передачи:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

для косозубой и шевронной передач:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w \sin \beta_{min}}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

где $[Z_{\Sigma}]$ - наибольшее допустимое количество зубьев. Принять $[Z_{\Sigma}] = 200$.

Полученное значение Z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого числа.

7. Фактический угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град.

$$\cos \beta = \frac{mZ_{\Sigma}}{2a_w}.$$

Для косозубых колес $\beta = 8 \dots 25^{\circ}$, для шевронных - $\beta = 25 \dots 40^{\circ}$.

8. Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq z_{1min}; \quad z_2 = Z_{\Sigma} - z_1.$$

Полученное значение z_1 округляют до целого числа. Для прямозубых колес $z_{1min} = 17$; для косозубых и шевронных - $z_{1min} = 17 \cos^3 \beta$.

9. Фактическое передаточное число

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 5 %.

10. Делительные (начальные) диаметры, мм

для прямозубой передачи

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

для косозубой и шевронной передач

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}.$$

11. Уточненное межосевое расстояние, мм

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

12. Диаметр вершин зубьев, мм

$$d_{a1,a2} = d_{1,2} + 2m.$$

13. Окружная сила в зацеплении, Н

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2}.$$

14. Радиальная сила в зацеплении, Н

для прямозубых колес

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w;$$

для косозубых и шевронных колес

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

где α_w - стандартный угол зацепления, град. ($\alpha_w = 20^\circ$).

15. Проверка соблюдения условия прочности по контактным напряжениям, МПа

для прямозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

для косозубой и шевронной передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений между зубьями ($K_{H\alpha} = 1,01 \dots 1,12$);

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки (для прямозубой - $K_{HV} = 1,1 \dots 1,2$; для косозубой и шевронной - $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$).

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид

$$\sigma_H \leq 1,1[\sigma_H].$$

16. Сравнительная прочность зубьев на изгиб, МПа

$$\sigma_{F1,2} = \frac{[\sigma_F]_{1,2}}{Y_{F1,2}},$$

где $Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба (ГОСТ 21354-75) табл. 3.5.

Таблица 3.5. Значения коэффициента Y_F в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев, z	17	20	25	30	40	50	60	80 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

17. Проверка соблюдения условия прочности по напряжениям изгиба (производиться по наименьшему значению из σ_{F1} или σ_{F2} , вычисленному в пункте 16), МПа

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F],$$

где $K_{F\alpha}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных колес $K_{F\alpha} = 0,72 \dots 0,91$);

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{F\beta} = 1,01 \dots 1,73$);

K_{FV} - коэффициент динамичности (для прямозубых колес $K_{FV} = 1,2 \dots 1,4$; для косозубых и шевронных - $K_{FV} = 1,05 \dots 1,2$);

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба ($Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140^0}$).

18. Определение параметров для конструирования колес.

Диаметры впадин, мм

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m.$$

Длины ступиц, мм

$$L_{cm1,2} = 1,5D_{B1,2}.$$

Наружные диаметры ступиц, мм

$$D_{cm1,2} = 1,6D_{B1,2}.$$

Диаметры валов, мм

$$D_{1,2} = 1,2D_{B1,2}.$$

Толщина обода зубчатого венца, мм

$$\delta = 2,25m.$$

Толщина обода зубчатого колеса (δ) должна быть не менее 8 мм.

Толщина диска

$$s = 0,33b_2.$$

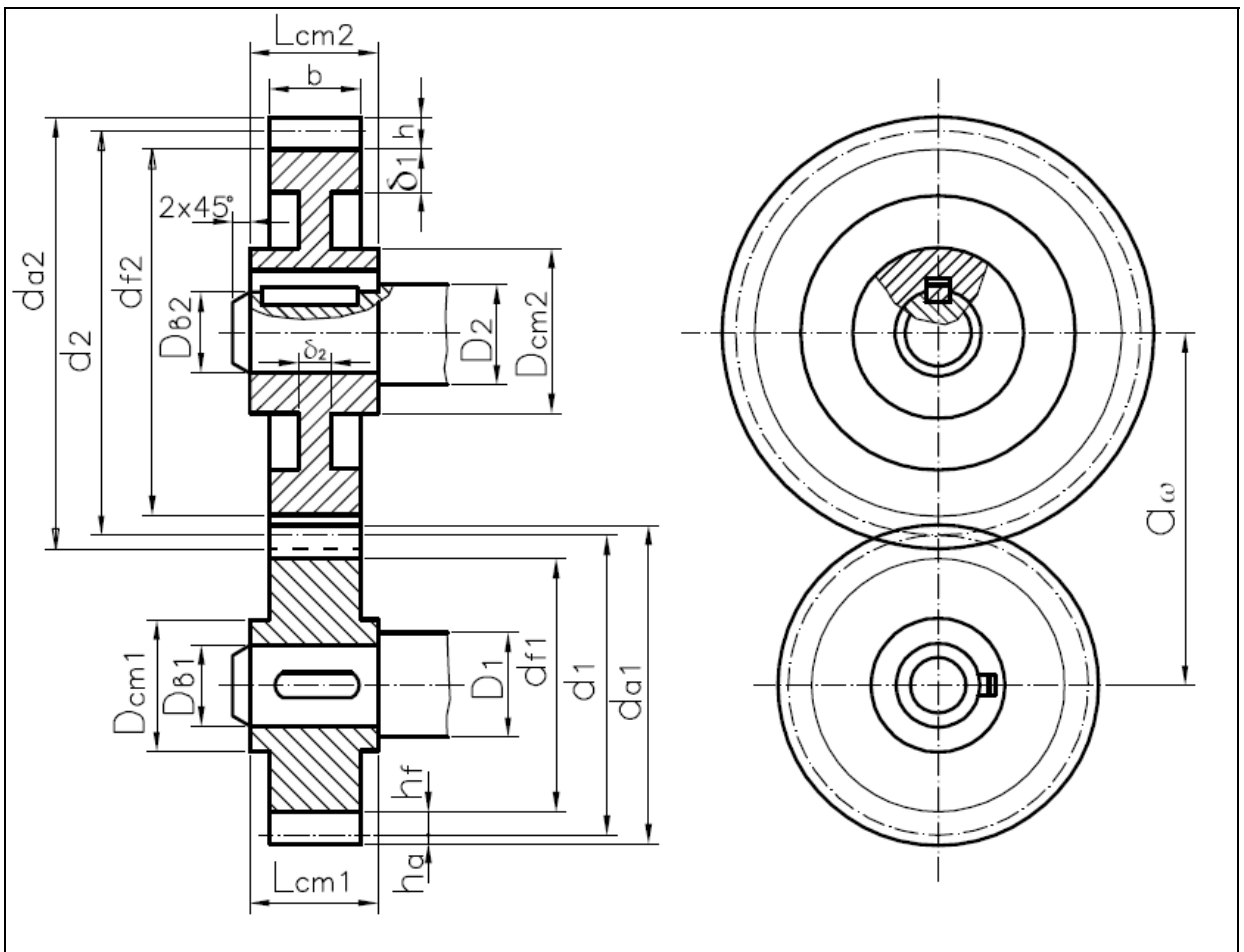


Рис. 1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи.

3.3. Расчет конических зубчатых передач

1. Диаметр внешней делительной окружности колеса, мм:

$$d'_{e2} = 165^3 \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} i M_2}{\mathcal{G}_H [\sigma]_H^2}}$$

Коэффициент \mathcal{G}_H принимают:

- для прямозубых колес 0,85;
- для колес с круговым зубом по табл. 3.6.

Таблица 3.6. Значения коэффициентов \mathcal{G}_H и \mathcal{G}_F для колес с круговым зубом.

Твердость HB_1 и HB_2 шестерни и колеса	Значения коэффициентов	
	\mathcal{G}_H	\mathcal{G}_F
$HB_1 \leq 350$ НВ $HB_2 \leq 350$ НВ	1,22+0,21 <i>i</i>	0,94+0,08 <i>i</i>
$HB_1 \geq 440$ НВ $HB_2 \leq 350$ НВ	1,13+0,13 <i>i</i>	0,85+0,04 <i>i</i>
$HB_1 \geq 440$ НВ $HB_2 \geq 440$ НВ	0,81+0,15 <i>i</i>	0,65+0,11 <i>i</i>

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле: $K_{H\beta} = \frac{1 + 2\psi_{bd}}{S} \leq 2,0$,

где $S = 2$ (при консольном расположении колес, опоры- роликоподшипники),

$$\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{i^2 + 1}.$$

Для прирабатывающихся колес ($HB_2 \leq 350$ НВ): прямозубых $K_{H\beta} = 1,0$;

с круговым зубом $K_{H\beta} = 1,1$.

Значение коэффициента K_{Hv} принимают для колес:

- прямозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ - 1,25;
 > 350 НВ - 1,2;
- с круговым зубом при твердости зубьев ≤ 350 НВ - 1,1;
 > 350 НВ - 1,05.

2. Углы делительных конусов, конусное расстояние и ширина колес.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} i, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Конусное расстояние:
$$R_e = \frac{d'_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Ширина колес:
$$b = 0,285 R_e$$

3. Модуль передачи.

Внешний окружной модуль передачи:
$$m_e(m_{te}) \geq \frac{14 K_{Fv} K_{F\beta} M_2}{d'_{e2} b \mathcal{G}_F [\sigma]_F},$$

где m_e - для конических колес с прямыми зубьями; m_{te} - для колес с круговыми зубьями. Вместо $[\sigma]_F$ подставляют меньшее из $[\sigma]_{F1}$ или $[\sigma]_{F2}$.

Коэффициент $K_{F\beta}$ вычисляют также как коэффициент $K_{H\beta}$.

Значение коэффициента K_{Fv} принимают для колес:

- прямозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ - 1,5;
 > 350 НВ - 1,25;
- с круговым зубом при твердости зубьев ≤ 350 НВ - 1,2;
 > 350 НВ - 1,1.

Коэффициент \mathcal{G}_F принимают:

- для прямозубых колес 0,85;
- для колес с круговым зубом по табл. 3.6.

Вычисленное значение модуля зубьев $m_e(m_{te})$ следует округлить до стандартной величины по таблице 3.4.

4. Числа зубьев колес.

Число зубьев колеса:
$$z_2 = \frac{d'_{e2}}{m_e(m_{te})}$$

Число зубьев шестерни: $z_1 = \frac{z_2}{i}$

Полученные значения округляют в ближайшую сторону до целого числа.

5. Фактическое передаточное число.

Фактическое передаточное число определяют по формуле: $i_\phi = \frac{z_2}{z_1}$;

отклонение от заданного числа не должно превышать 4%, т.е.

$$\Delta i = \frac{|i_\phi - i|100}{i} \leq 4\%$$

6. Окончательные значения размеров колес.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \arctg i_\phi, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Делительные диаметры колес:

$$d_{e1} = m_e(m_{te})z_1, \quad d_{e2} = m_e(m_{te})z_2$$

Коэффициенты смещения для шестерни и колеса определяют по формулам:

$$\begin{aligned} \chi_{e1} &= 2,6i^{0,14}z_1^{-0,67}, & \chi_{e2} &= -\chi_{e1}; \\ \chi_{n1} &= 1,75i^{0,4}z_1^{-0,67}, & \chi_{n2} &= -\chi_{n1} \end{aligned}$$

или принимают по таблицам 2.7 и 2.8 [2].

Внешние диаметры колес:

прямозубых

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + \chi_{e1})m_e \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + \chi_{e2})m_e \cos \delta_2;$$

с круговым зубом

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + \chi_{n1})m_{te} \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + \chi_{n2})m_{te} \cos \delta_2.$$

7. Силы в зацеплении.

Окружная сила на среднем диаметре колеса: $F_t = \frac{2 \cdot M_2}{d_{m2}}$, где

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2}$$

Осевая сила на шестерне:

прямозубой $F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$;

с круговым зубом $F_{a1} = \gamma_a F_t$.

Радиальная сила на шестерне:

прямозубой $F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$;

с круговым зубом $F_{r1} = \gamma_r F_t$.

Осевая сила на колесе: $F_{a2} = F_{r1}$.

Радиальная сила на колесе: $F_{r2} = F_{a1}$.

Коэффициенты γ_a и γ_r :

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1; \quad \gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1.$$

8. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

Напряжения изгиба в зубьях колеса: $\sigma_{F2} = \frac{K_{Fv} K_{F\beta} Y_{FS2} F_t}{b m_e (m_{te}) \mathcal{G}_F}$;

Напряжения изгиба в зубьях шестерни: $\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$.

Значения коэффициентов Y_{FS1} и Y_{FS2} принимают по таблице 2.9 [2].

Расчетное напряжение изгиба должно быть $\sigma_F \leq 1,1 \cdot [\sigma]_F$.

9. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Расчетное контактное напряжение: $\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} i M_2}{d_{e2}^3 \mathcal{G}_H}}$

Расчетное контактное напряжение должно быть $\sigma_H = (0,9...1,03)[\sigma]_H$.

При несоблюдении этого условия изменяют диаметр колеса d_{e2} .

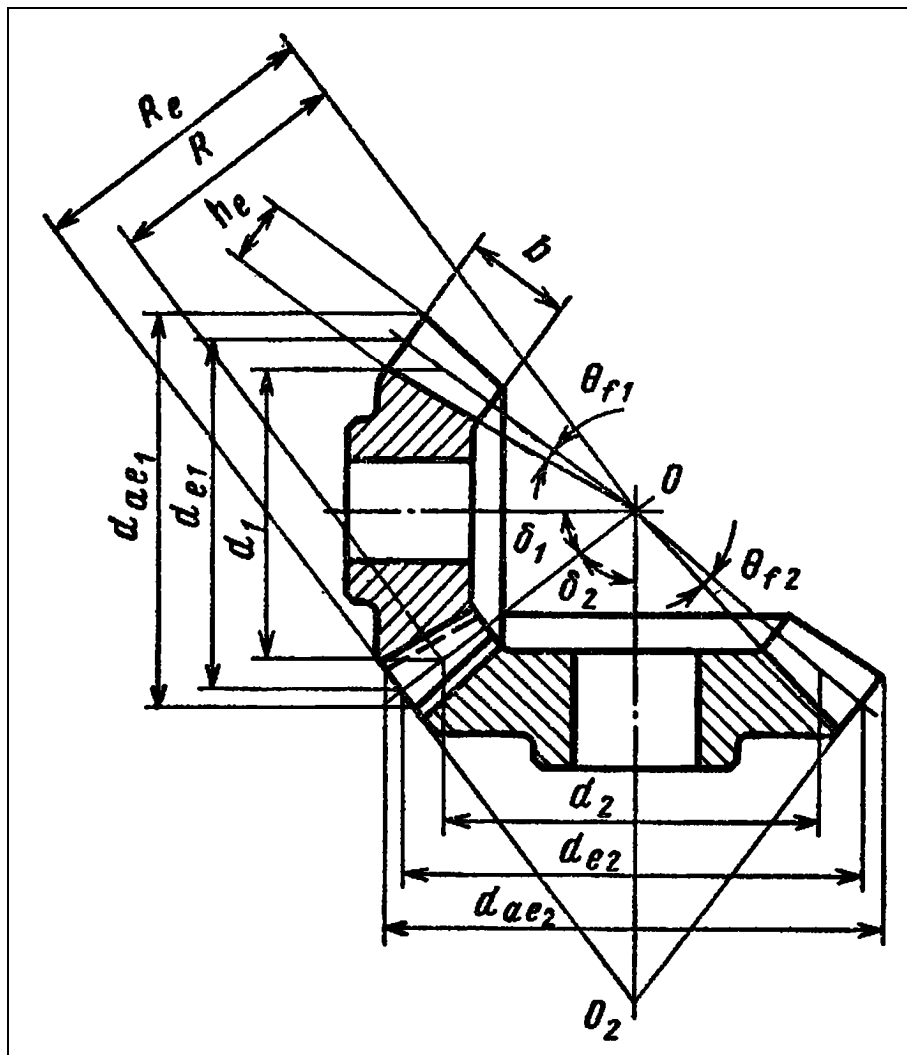


Рис. 2. Геометрические параметры конической зубчатой передачи.

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

4.1. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Основные геометрические размеры цилиндрических зубчатых колес определены из расчета и показаны на рис.1.

Форма зубчатых колес может быть плоской - рис.3 а) и б) или с выступающей ступицей - рис.3 в). Значительно реже (чаще в одноступенчатых редукторах) колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны.

Ширину S торцов зубчатого венца принимают $S = 2,2m + 0,05b_2$.

На торцах зубчатого венца выполняют фаски $f = (0,5...0,6)m$.

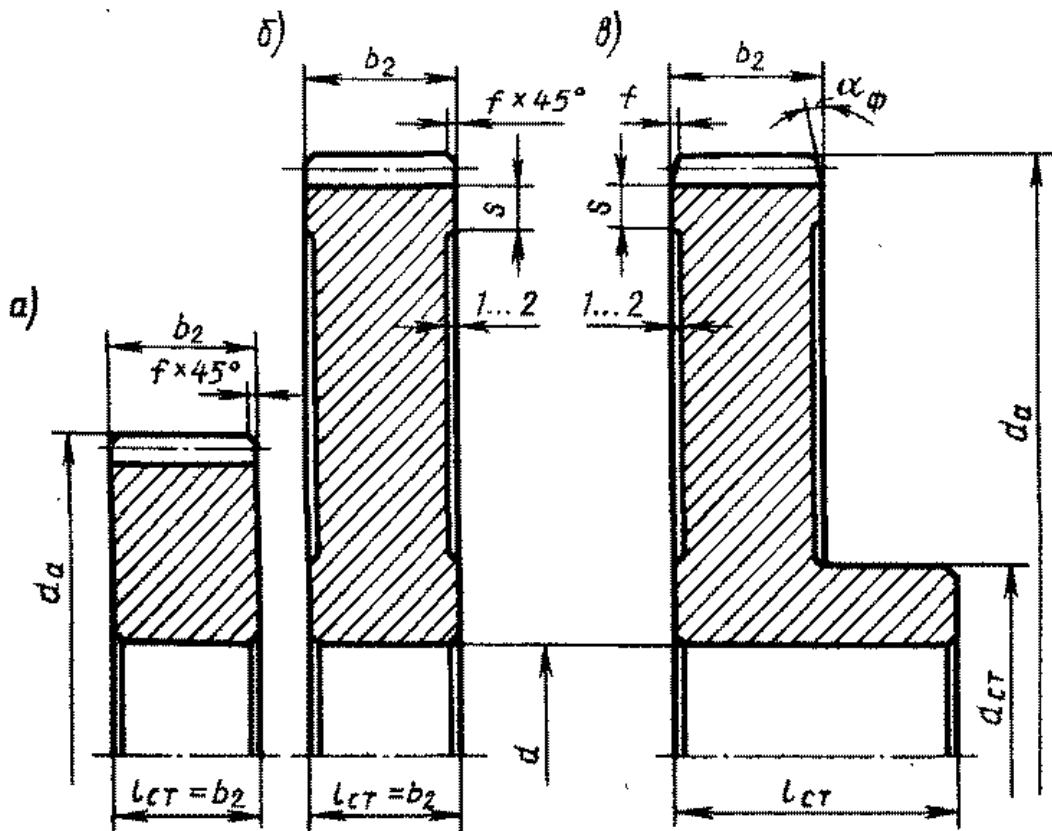
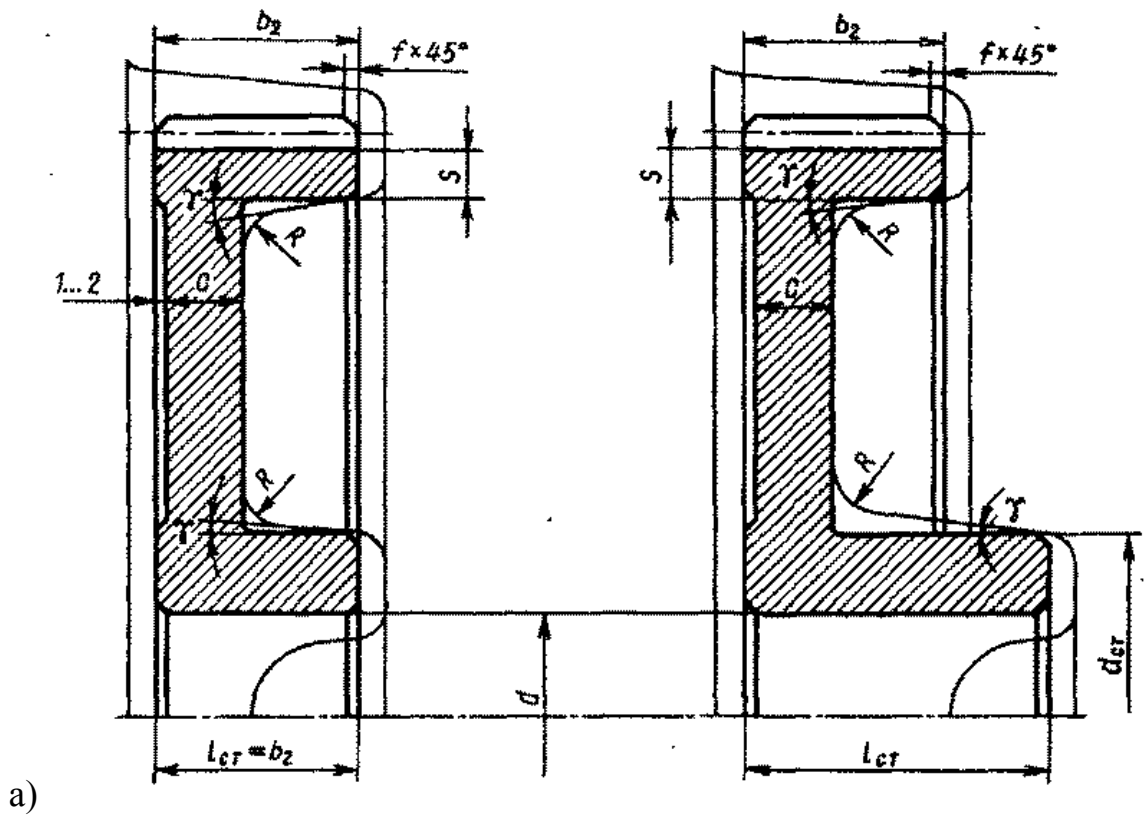
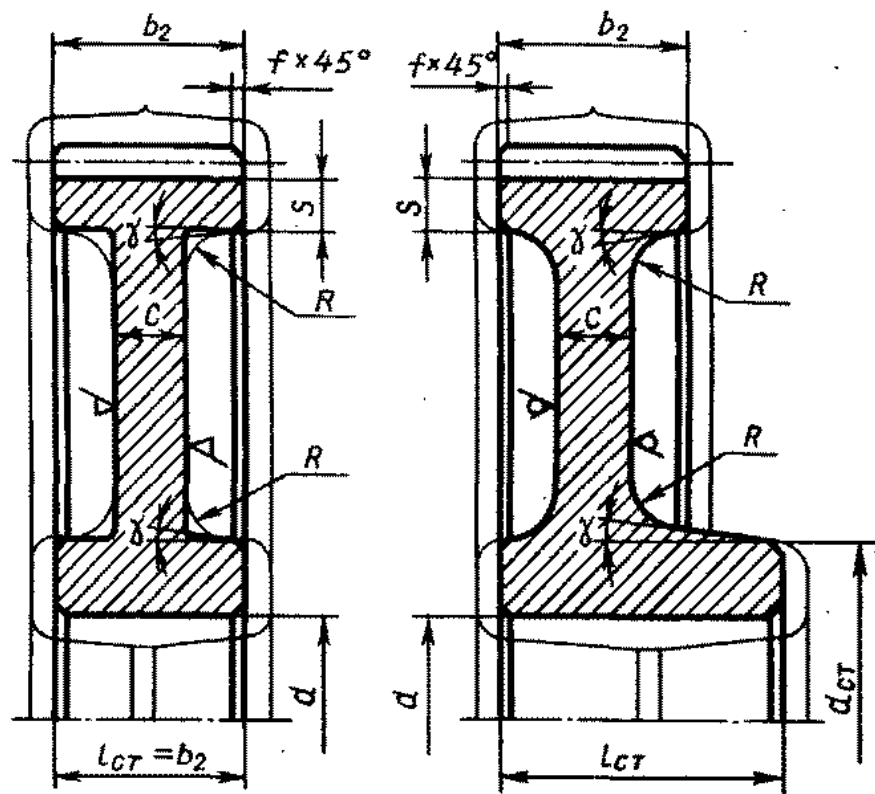


Рис. 3. Простейшие формы цилиндрических зубчатых колес, изготавливаемых при мелкосерийном производстве



a)



б)

Рис. 4. Формы цилиндрических зубчатых колес, изготавливаемых при серийном производстве

Возможны два конструктивных исполнения шестерен зубчатых передач; за одно целое с валом (*вал-шестерня*) и отдельно от него (*насадная шестерня*). Качество (жесткость, точность и т. д.) вала-шестерни оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни, поэтому все шестерни редукторов выполняют за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют, например, в тех случаях, когда по условиям работы шестерня должна быть подвижной вдоль оси вала.

На рис.5 показаны конструкции вала-шестерни: *а*—быстроходной (с небольшим передаточным числом) и *б*— тихоходной (промежуточный вал) ступеней двухступенчатого редуктора. Обе конструкции обеспечивают нарезание зубьев со свободным выходом инструмента.

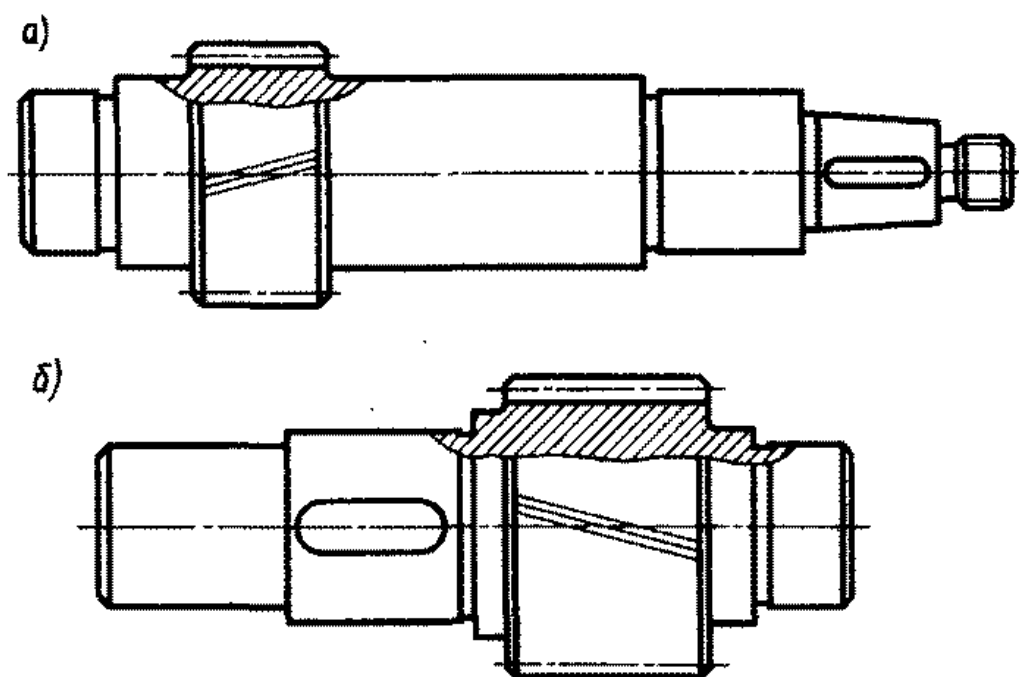


Рис. 5. Конструкции вала-шестерни: *а*—быстроходной (с небольшим передаточным числом) и *б*— тихоходной (промежуточный вал) ступеней двухступенчатого редуктора

4.2. Конструирование конических зубчатых колес

Основные геометрические размеры конических зубчатых колес определены из расчета и показаны на рис.2.

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} < 120$ мм показаны на рис. 6. При угле делительного конуса $\delta < 30^\circ$ колеса выполняют по рис. 6 а), а при угле $\delta > 45^\circ$ по рис. 6 б). Если угол делительного конуса находится между 30 и 45° , то допускают обе формы конических колес.

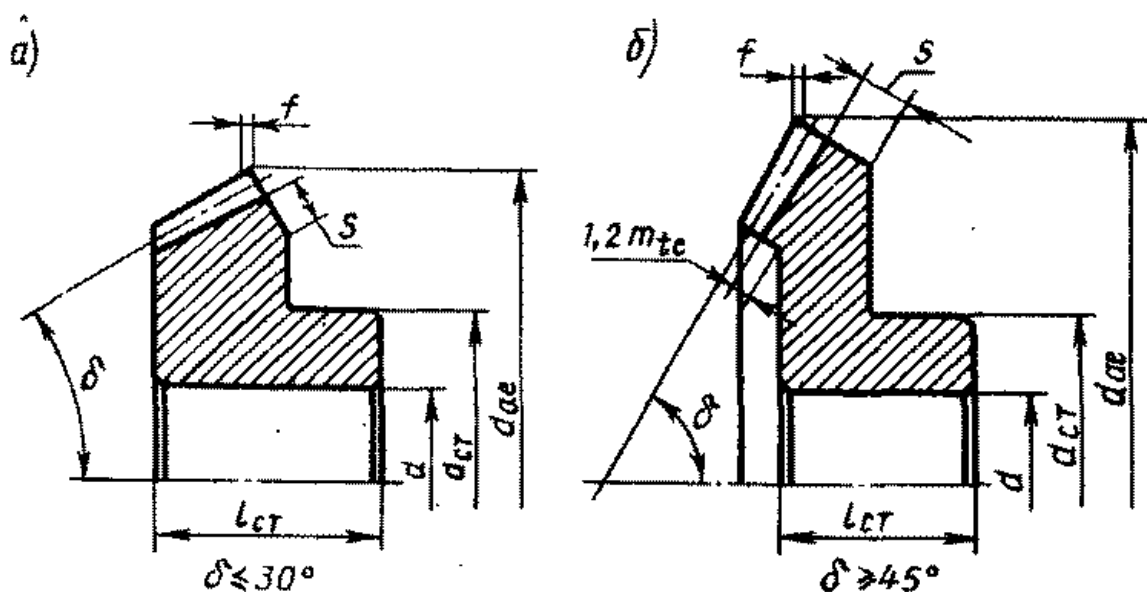


Рис. 6. Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} < 120$ мм.

По рис. 7 а) конструируют колеса при единичном и мелкосерийном производстве. По рис. 7 б) конструируют конические колеса при крупносерийном производстве.

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляют фаской $f=0,5m_{te}$. Ширину S (мм) принимают: $S = 2,5m_{te} + 2$ мм.

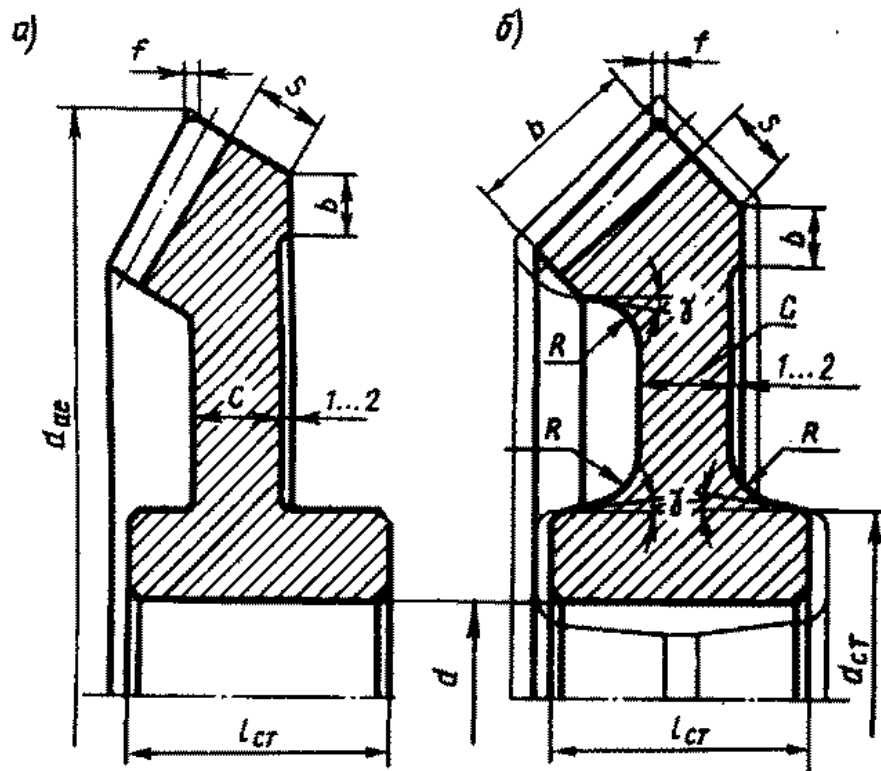


Рис. 7. Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ac} > 120$ мм.

Конструкция конического вола-шестерни показана на рис.8.

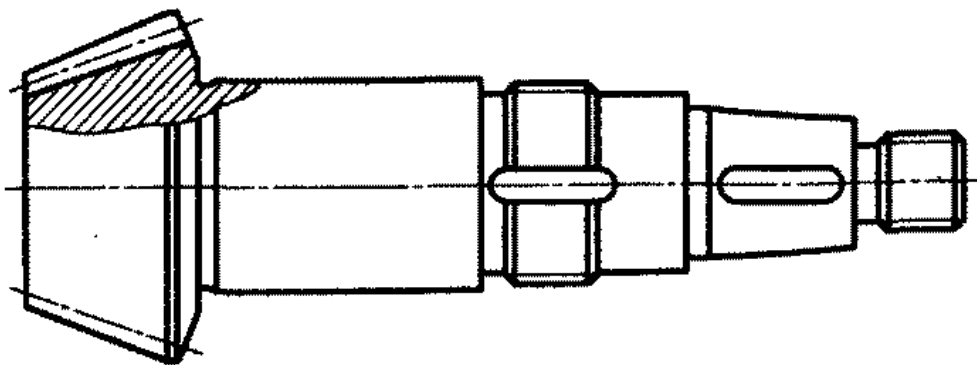


Рис. 8. Конструкция конического вола-шестерни.

Подробно о конструировании зубчатых колес смотри в учебном пособии [2], глава 4.

ПРИЛОЖЕНИЕ

П1. Пример оформления титульного листа

МЧС РОССИИ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ СЛУЖБЫ

Кафедра механики и инженерной графики

Расчетно-графическая работа **«Расчет зубчатых передач»**

Вариант № 23

Выполнил: слушатель 309 учебной группы
факультета пожарной
безопасности рядовой внутренней
службы Сидоров А.Г.

Проверил: заместитель начальника кафедры
механики и инженерной графики
майор внутренней службы
Мисевич Ю.В

Дата сдачи _____

Оценка _____

Санкт-Петербург - 2011

П2. Пример оформления листа исходных данных (второй лист работы).

Исходные данные для выполнения ГРГ

Вариант №23

Выполнить расчет зубчатой цилиндрической косозубой передачи.

Мощность на ведомом валу $N_2=11$ кВт.

Угловая скорость $\omega_2=25$ рад/с.

Передаточное число передачи $i=4,0$

Материал колес Ст.40ХН

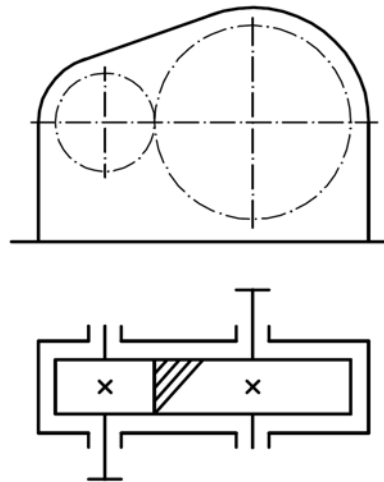


Схема цилиндрического редуктора
с зубчатой косозубой передачей

ПЗ. Пример оформления графической части работы

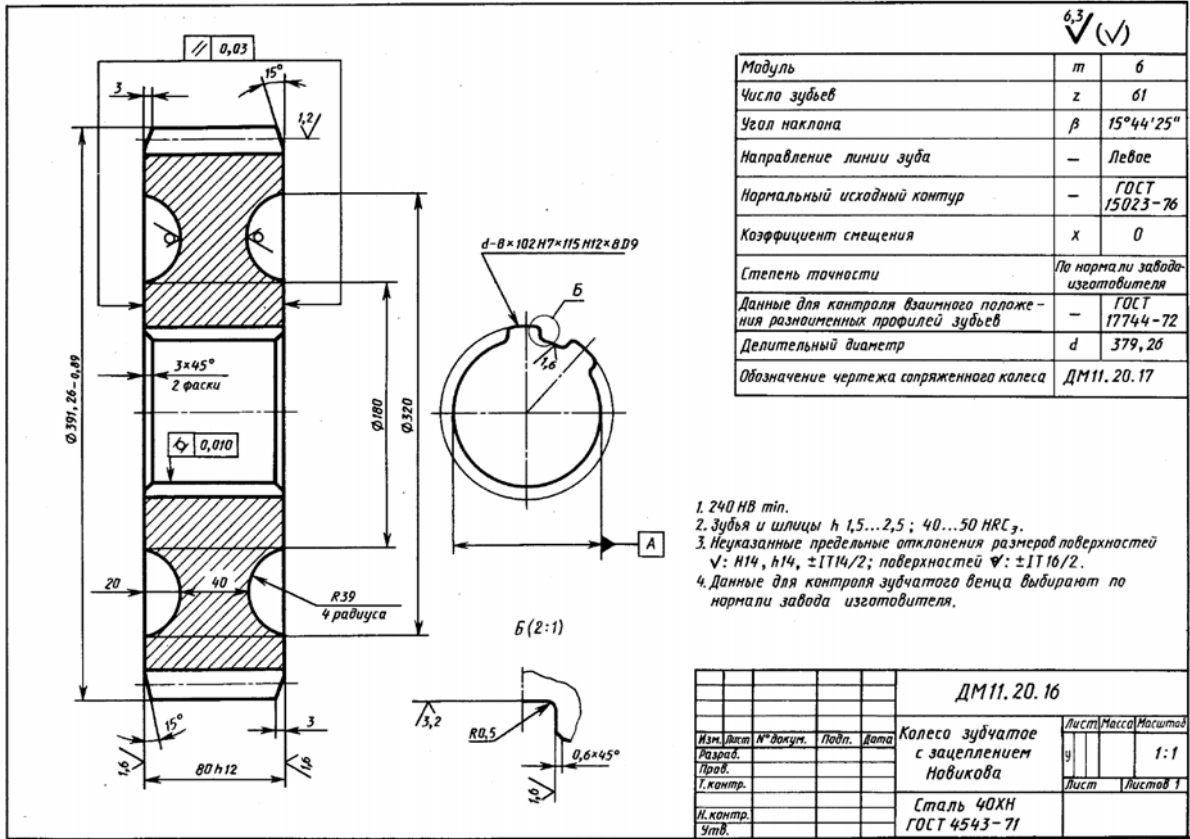


Рис. П1. Рабочий чертеж зубчатого цилиндрического колеса

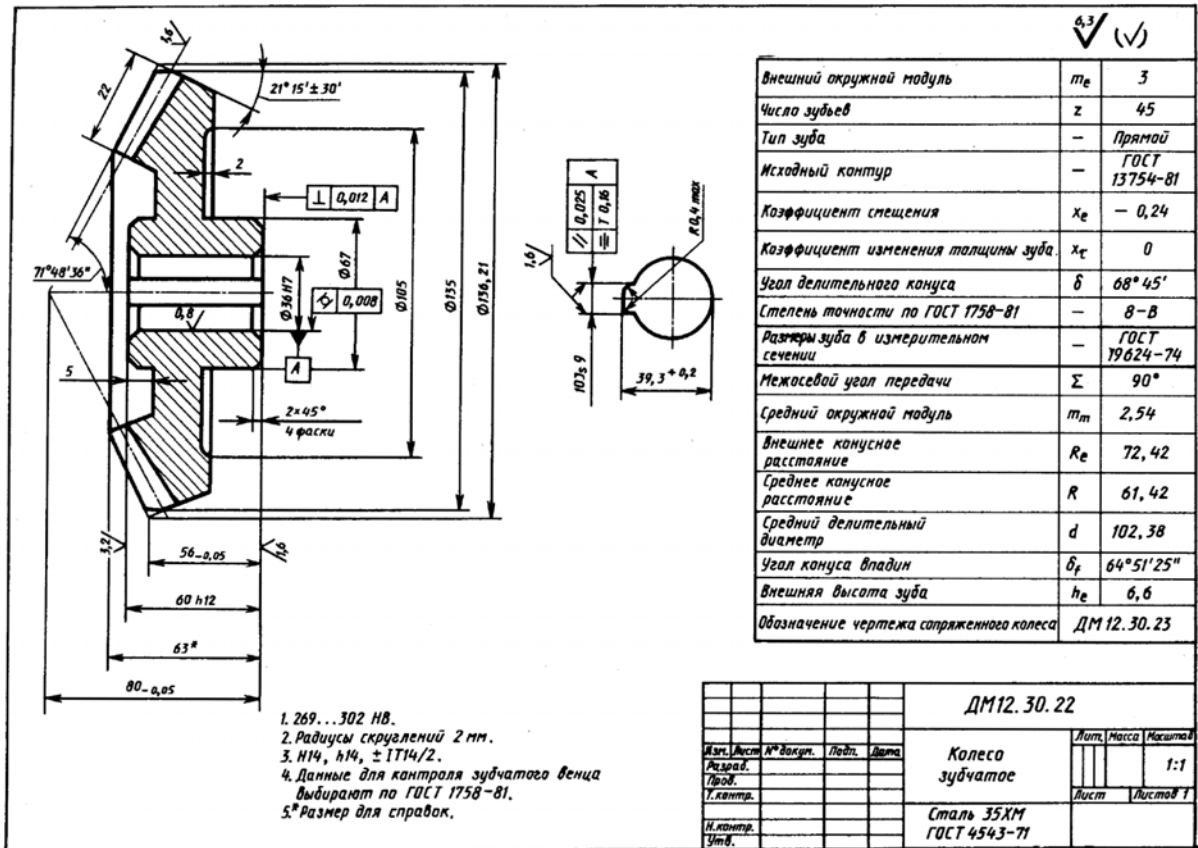


Рис. П2. Рабочий чертеж зубчатого конического колеса

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Чернилевский Д.В. «Детали машин и основы конструирования» : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов "Агроинженерия" - Москва : Машиностроение, 2006.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Конструирование узлов и деталей машин», Москва: Издательский центр «Академия», 2003.
3. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование деталей машин», Калининград, Янтарн.сказ, 2005.
4. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов Вузов /Под ред. В.А. Финогенова. – М.: Высшая школа, 2003.

Под общей редакцией
Олега Михайловича Латышева
кандидат педагогических наук, профессора,

Константин Серафимович Иванов
кандидат технических наук; доцент
Юлия Владимировна Мисевич
кандидат технических наук

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ**

по дисциплине «Детали машин»
для слушателей заочного обучения

Печатается в авторской редакции
Ответственный за выпуск К.С. Иванов

Подписано в печать 00.00.2012

Формат 60×84 ^{1/16}

Печать трафаретная

Объем 0,0 п.л.

Тираж 000 экз.

Отпечатано в Санкт-Петербургском университете ГПС МЧС России
196105, Санкт-Петербург, Московский проспект, д. 149

МЧС РОССИИ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ СЛУЖБЫ



Иванов К.С.

**Методические рекомендации по выполнению
курсового проекта по дисциплине**

«ДЕТАЛИ МАШИН»

Квалификация (степень)

Специалист

Санкт-Петербург
2014

Иванов К.С. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин» / Под ред. О.М. Латышева. – СПб.: Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, 2014. – 101 с.

Методические рекомендации оставлены в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Детали машин». В рекомендациях изложена методика расчета и конструирования привода с двухступенчатым горизонтальным редуктором. Приведены правила оформления курсового проекта, изложена последовательность выполнения работы, рассмотрены основы конструирования деталей и узлов механизмов, приведены примеры расчета различных видов механических передач, узлов и деталей общего назначения. Методические рекомендации предназначены слушателей дистанционной формы обучения Санкт-Петербургского университета Государственной противопожарной службы МЧС России.

Содержание

Предисловие	4
Введение	6
Последовательность работы над проектом	8
Методика расчета курсового проекта	9
I Кинематический расчет и выбор электродвигателя	9
II Расчет зубчатых цилиндрических передач (прямозубых, косозубых, шевронных).....	11
III Расчет конических зубчатых передач	16
IV Расчет червячной передачи	19
V Расчет передач винт-гайка.....	24
VI Расчет плоскоременной передачи	27
VII Расчет цепной передачи	30
VIII Проектный расчет вала редуктора	32
IX Проверочный расчет вала редуктора	33
X Выбор и проверка долговечности подшипников	36
XI Выбор, расчет и конструирование муфт.....	37
XII Компоновка конструкции механических передач	39
XIII Конструирование корпуса редуктора	40
Пример расчета курсового проекта.	42
IV. Список используемой литературы.....	72
Примеры оформления графической части курсового проекта.....	73
Варианты заданий на курсовой проект	83
Приложение.....	89
Список рекомендуемой литературы.....	99

Предисловие

Учебно-методическое пособие «Проектирование привода с двухступенчатым горизонтальным редуктором» написано в соответствии с программой «Детали машин».

Курсовой проект по деталям машин является первой конструкторской работой, в результате которой слушатели приобретают навыки и знания правил, норм и методов конструирования.

В основу методики работы над проектом положено его деление на ряд последовательно решаемых задач, что систематизирует работу над проектом.

В пособии рассмотрен пример расчета курсового проекта, который включает: кинематический расчет и выбор электродвигателя по заданным параметрам мощности на валу исполнительного механизма и угловой скорости или частоте оборотов вала. Изложены расчеты ременной и цепной передач; расчет быстроходной и тихоходной ступеней зубчатого редуктора; предварительный расчет вала редуктора; компоновку редуктора и конструирование зубчатых колес; проверку долговечности подшипников.

Пособие имеет целью научить основам проектирования и конструирования деталей, узлов и механизмов общего назначения; умению пользоваться нормативной и справочной литературой.

Учебная цель дисциплины: Целью дисциплины является углубление и закрепление знаний по теоретическим основам расчета, конструирования и надежной эксплуатации составных частей машин и механизмов.

Задачами изучения дисциплины является выработка знаний о конструкциях, типаже, критериях работоспособности и теории работы составных частей машин, методах расчета деталей машин в совместной работе и привитие навыков конструирования.

В результате освоения дисциплины «Детали машин» обучающийся должен **демонстрировать способность и готовность**

в учебно-практической деятельности:

- приобретать новые знания:
 - основы теории механизмов и деталей приборов;
 - основные виды конструирования механизмов и деталей приборов;
 - основные принципы расчетов на прочность по допускаемым напряжениям, несущей способности, жесткости, устойчивости и выносливости элементов горных машин;
 - структурообразование механизмов машин, методы их синтеза, статического, кинематического и динамического расчетов;
 - методы исследования и проектирования механизмов машин и деталей по критериям работоспособности
- выполнять расчеты деталей машин и механизмов;
- владеть:
 - методами статического, кинематического и динамического расчета механизмов и машин;

- методами определения внутренних напряжений в деталях машин и элементах конструкций, расчета на прочность и жесткость;
- методами прочностного расчета элементов строительных конструкций.
- методами анализа и синтеза механизмов и машин.

Введение

Классификация механизмов, узлов и деталей.

Изучаемые детали и узлы общего назначения делятся условно на три основные группы:

1. Детали соединений (болты, шпильки, винты и т.д.).
2. Механические передачи (зубчатые, червячные, винт-гайка, цепные, ременные, фрикционные).
3. Детали и узлы передач (валы, подшипники, муфты и др.).

Детали и узлы, которые встречаются только в специальных типах машин, называются деталями и узлами специального назначения (клапаны, поршни, шатуны и т.д.).

Виды передач.

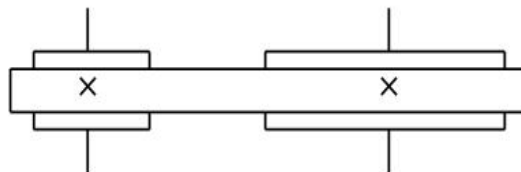
Передачей называется устройство для передачи энергии на расстояние. Существуют механические, электрические, пневматические и гидравлические передачи. В курсе «Детали машин» изучают механические передачи.

Они служат для передачи энергии двигателей к рабочим машинам, обычно с преобразованием скоростей, сил и крутящих моментов. Рассмотрим следующие виды передач:

1. **Фрикционная передача** состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков). Вращение одного из колес преобразуется во вращение другого за счет сил трения, возникающих в месте контакта колес.

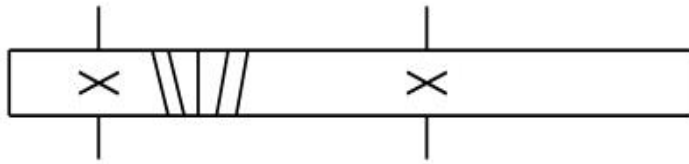


2. **Ременная передача** состоит из двух колес (*шкивы*), расположенных на некотором расстоянии друг от друга и соединенных ремнем, надетом на шкивы с натяжением.



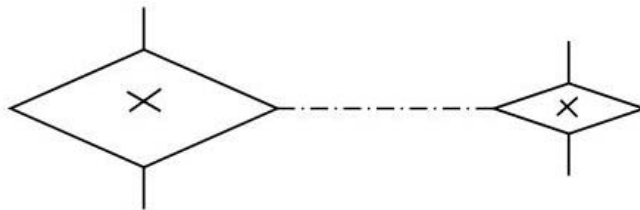
3. **Зубчатая передача** состоит из двух колес с зубьями, посредством которых они сцепляются между собой. Меньшее колесо – *шестерня*,

большее- *колесо*. По форме зубья бывают: прямые, косые, шевронные, круговые, криволинейные.



Зубчатая косозубая

4. **Цепная передача** состоит из расположенных на расстоянии друг от друга колес, называемых *звездочками*, и охватывающей их цепи.



5. **Червячная передача** состоит из винта (*червяка*) и червячного колеса (*косозубое колесо*).

6. **Передача «Винт-гайка»** состоит из винта и гайки.

РЕДУКТОР – передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу.

Последовательность работы над проектом

Каждому обучающемуся выдается индивидуальное задание на курсовой проект по курсу «Детали машин» по теме «Проектирование электропривода с двухступенчатым (одноступенчатым) редуктором».

Необходимо:

1. Ознакомиться с заданием.
2. Определить мощность электродвигателя и выбрать его по каталогу. Сначала - мощность на выходном валу привода, затем КПД отдельных видов передач и общий КПД.
3. Определить действительное передаточное число привода, разбить его по ступеням передач и сделать полный кинематический расчет.
4. Рассчитать все передачи. Проектировочный расчет передач заканчивается определением основных геометрических параметров с выполнением эскизной компоновки деталей редуктора (на миллиметровке в масштабе 1:1).
5. Вычислить усилия, действующие в передачах.
6. Произвести расчет валов с учетом только крутящего момента, предварительно выбрать подшипники, определить размеры элементов корпуса.
7. Выполнить эскизную компоновку основных деталей редуктора (на Миллиметровке в масштабе 1:1). Вычертить в зацеплении все передачи, валы, подшипниковые узлы и т.д.
8. Составить расчетные схемы валов, определить реакции их опор, подобрать окончательно подшипники валов, сделать проверочный расчет.
9. Подобрать шпонки и проверить их на срез и смятие.
10. Выполнить общий вид проектируемого узла (редуктора) в двух-трех проекциях.
11. Вычертить общий вид привода в двух-трех проекциях и другие узлы привода.
12. Выполнить рабочие чертежи деталей узла (редуктора и др.).
13. Выполнить пояснительную записку и оформить чертежи.
14. После проверки преподавателем проект допускается к защите при положительной рецензии.

I Кинематический расчет и выбор электродвигателя

1. Расчет начинают с вычисления требуемой мощности электродвигателя ($N_{тр, кВт}$), исходя из заданной мощности на рабочем валу механизма:

$$N_{тр} = \frac{N_{р.в.}}{\eta_{общ}}, \text{ где}$$

$N_{р.в.}$ - мощность на рабочем валу, кВт;

$\eta_{общ}$ - общий КПД двигателя.

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n, \text{ где}$$

$\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$ - КПД, учитывающие потери в отдельных элементах передачи (зубчатых, ременных, и т.д., в подшипниках).

КПД выбираются в справочных таблицах (см. Приложение, табл.2).

2. Определяют общее передаточное число привода (это отношение угловых скоростей ведущего и ведомого тел вращения передачи):

$$i_{общ} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$$

Передаточные числа выбираются в справочных таблицах (см. Приложение, табл.3).

3. Угловая скорость находится по формуле: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, следовательно-

но частота вращения рабочего вала равна: $n_{р.в.} = \frac{\omega \cdot 30}{\pi}$, тогда требуемая ча-

стота вращения вала электродвигателя равна: $n_{тр} = n_{р.в.} \cdot i_{общ}$

4. По вычисленным параметрам $N_{тр}$ и $n_{тр}$ выбирают электродвигатель (см. Приложение, табл.1)

$N_{тр}$ – выбирают в столбце ближайшее большее значение;

$n_{тр}$ - выбирают в строке ближайшее к полученному в результате расчетов.

5. Вычисляют общее фактическое передаточное число передачи:

- для одноступенчатого редуктора $i_{общ}^{факт} = \frac{n_{эд}}{n_{рв}}$;

- для двухступенчатого редуктора:

1) сначала определяют передаточное отношение редуктора $i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_у \cdot i_{рем}}$;

2) определяют передаточное число тихоходной и быстроходной ступеней редуктора (в зависимости от схемы редуктора):

для цилиндрического зубчатого редуктора : $i_m = 0,88 \sqrt{i_{ред}}$, $i_б = \frac{i_{ред}}{i_m}$

II Расчет зубчатых цилиндрических передач (прямозубых, косозубых, шевронных)

Выбор материала и твердости колес.

Для зубчатых передач, чаще всего, применяют различные марки стали. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая зависит от марки стали и варианта термической обработки.

Зубья шестерни обычно имеют меньшее значение коэффициента формы зуба и работают они в передаточное число раз интенсивнее, чем зубья колеса передачи. Поэтому для шестерни необходимо назначать материал с более высокими механическими характеристиками и HV материала шестерни рекомендуется принимать на 20...50 единиц выше HV колеса.

1. Допускаемые контактные напряжения, МПа

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{HO}}{[S_H]} K_{HL}, \text{ где}$$

индексы "1" и "2" (здесь и далее) определяет параметры шестерни и колеса соответственно;

σ_{HO} - предел контактной усталости поверхности зубьев, МПа ($\sigma_{HO} = 2HV + 70$);

$[S_H]$ - коэффициент безопасности ($[S_H]=1,1...1,2$);

K_{HL} - коэффициент долговечности ($K_{HL}=1,0...2,6$).

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

2. Допускаемое напряжение изгиба для материала зуба, МПа

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL}, \text{ где}$$

σ_{FO} - предел выносливости зубьев при изгибе (зависит от термообработки), МПа ($\sigma_{FO}=1,8HV$);

$[S_F]$ - коэффициент безопасности ($[S_F]=1,25...2,3$);

K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние приложения нагрузки (при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC}=1$);

K_{FL} - коэффициент долговечности зубьев ($K_{FL}=1,0...2,1$).

3. Крутящий момент на ведомом валу, Н·мм

$$M_2 = M_1 i \eta, \text{ где}$$

i - передаточное отношение;

η - коэффициент полезного действия (для зубчатых передач $\eta=0,96...0,98$).

4. Межосевое расстояние передачи, мм:

$$a_w = K_a (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 i^2 \psi_a}}, \text{ где}$$

K_a - коэффициент (для прямозубых передач $K_a = 49,5$, для косозубых и шевронных - $K_a = 43,0$);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{H\beta} = 1,0 \dots 1,48$);

ψ_a - коэффициент ширины венца зубчатого колеса (зависит от положения колес относительно опор) принимается:

при симметричном расположении колес 0,315; 0,4;

при несимметричном расположении колес 0,25; 0,315; 0,4;

при консольном расположении одного или обоих колес... 0,2; 0,25.

Межосевое расстояние a_w округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75) табл. 1.

Таблица 1

1-й ряд	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд	71	90	112	140	180	224	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240

Примечание. 1-ый ряд следует предпочитать 2-му ряду.

5. Ширина зубчатого венца, мм

$$b_2 = \psi_a a_w; \quad b_1 = 1,12b_2.$$

6. Диаметры ступиц валов под шестерню и колесо (D_{B1}, D_{B2}) определяются из условия прочности по касательным напряжениям

$$\tau = \frac{M_{1,2}}{W_\rho} \leq [\tau], \text{ где}$$

$[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение, МПа ($[\tau] = 120$ МПа).

Полученные численные значения диаметров ступиц округляют до ближайших больших стандартных значений по ГОСТ 6636-69 (табл. 2).

Таблица 2

16	17	18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	55	60
63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
120	125	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220

7. Модуль зубьев

Минимальное значение модуля m_{min} определяют из условия прочности:

$$m_{min} \geq \frac{K_m M_2 (i + 1)}{i a_w b_2 [\sigma_F]}, \text{ где}$$

K_m - коэффициент, зависящий от вида передачи (для прямозубой - $K_m = 6,8$; для косозубой - $K_m = 5,8$; для шевронной - $K_m = 5,2$);

$[\sigma_F]$ соответствует меньшему из значений $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$.

Максимально допустимый модуль m_{max} определяют из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{max} = \frac{2a_w}{17(i+1)}.$$

Из полученного диапазона ($m_{min} \dots m_{max}$) модулей принимают меньшее значение модуля m , согласуя его со стандартным значением по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) табл. 3.

Таблица 3

1-й ряд	1,0		1,25		1,5		2,0		2,5		3,0
2-й ряд		1,12 5		1,37 5		1,75		2,25		2,75	
1-й ряд		4,0		5,0		6,0		8,0		10,0	
2-й ряд	3,5		4,5		5,5		7,0		9,0		11,0

8. Минимальный угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град.

$$\sin \beta_{min} = \frac{4m}{b_2}.$$

9. Суммарное число зубьев

для прямозубой передачи:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

для косозубой и шевронной передач:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w \sin \beta_{min}}{m} \leq [Z_{\Sigma}], \text{ где}$$

$[Z_{\Sigma}]$ - наибольшее допустимое количество зубьев ($[Z_{\Sigma}] = 200$).

Полученное значение Z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого числа.

10. Фактический угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град.

$$\cos \beta = \frac{mZ_{\Sigma}}{2a_w}.$$

Для косозубых колес $\beta = 8 \dots 25^\circ$, для шевронных - $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

11. Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq z_{1min}; \quad z_2 = Z_{\Sigma} - z_1.$$

Полученное значение z_1 округляют до целого числа. Для прямозубых колес $z_{1min} = 17$; для косозубых и шевронных - $z_{1min} = 17 \cos^3 \beta$.

12. Фактическое передаточное число

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 5 %.

13. Делительные (начальные) диаметры, мм

для прямозубой передачи

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

для косозубой и шевронной передач

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}.$$

14. Уточненное межосевое расстояние, мм

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

15. Диаметр вершин зубьев, мм

$$d_{a1,a2} = d_{1,2} + 2m.$$

16. Окружная сила в зацеплении, Н

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2}.$$

17. Радиальная сила в зацеплении, Н

для прямозубых колес

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w;$$

для косозубых и шевронных колес

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}, \text{ где}$$

α_w - стандартный угол зацепления, град. ($\alpha_w = 20^\circ$).

18. Проверка соблюдения условия прочности по контактным напряжениям, МПа

для прямозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

для косозубой и шевронной передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}}, \text{ где}$$

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений между зубьями ($K_{H\alpha} = 1,01 \dots 1,12$);

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки (для прямозубой - $K_{HV} = 1,1 \dots 1,2$; для косозубой и шевронной - $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$).

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид $1,1[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 0,8[\sigma_H]$.

19. Сравнительная прочность зубьев на изгиб, МПа

$$\sigma_{F1,2} = \frac{[\sigma_F]_{1,2}}{Y_{F1,2}}, \text{ где}$$

$Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба (ГОСТ 21354-75) табл. 4.

Таблица 4

Число зубьев, z	17	20	25	30	40	50	60	80 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

20. Проверка соблюдения условия прочности по напряжениям изгиба (производиться по наименьшему значению из σ_{F1} или σ_{F2} , вычисленному в пункте 19), МПа

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F], \text{ где}$$

$K_{F\alpha}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных колес $K_{F\alpha} = 0,72 \dots 0,91$);

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{F\beta} = 1,01 \dots 1,73$);

K_{FV} - коэффициент динамичности (для прямозубых колес $K_{FV} = 1,2 \dots 1,4$; для косозубых и шевронных - $K_{FV} = 1,05 \dots 1,2$);

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба ($Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}$).

21. Диаметры впадин, мм

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m.$$

22. Длины ступиц, мм

$$L_{cm1,2} = 1,5D_{B1,2}.$$

23. Наружные диаметры ступиц, мм

$$D_{cm1,2} = 1,6D_{B1,2}.$$

24. Диаметры валов, мм

$$D_{1,2} = 1,2D_{B1,2}.$$

25. Толщина обода зубчатого венца, мм

$$\delta = 2,25m.$$

Толщина обода зубчатого колеса (δ) должна быть не менее 8 мм.

26 Толщина диска

$$s = 0,33b_2.$$

III Расчет конических зубчатых передач**1. Допускаемые напряжения.**

Определяют допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба отдельно для колеса $[\sigma]_{H2}$, $[\sigma]_{F2}$ и шестерни $[\sigma]_{H1}$, $[\sigma]_{F1}$. Предварительно определяют среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев:

$$HB_{cp} = 0,5 \cdot (HB_{min} + HB_{max})$$

Базовые числа циклов нагружений:

- при расчете на контактную прочность $N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$;

- при расчете на изгиб $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Действительные числа циклов перемены напряжений:

- для колеса $N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$;

- для шестерни $N_1 = N_2 \cdot i$, где L_h - время работы передачи, ч.

Коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N}}, \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{Nmax}, \text{ где}$$

$Z_{Nmax} = 2,6$ - для материалов с однородной структурой (улучшенных, объемно-закаленных);

$Z_{Nmax} = 1,8$ - для поверхностно-упрочненных материалов (закалка ТВЧ, цементация, азотирование);

$$Z_N = 1$$

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N}}, \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax}, \text{ где}$$

$$Y_{Nmax} = 4 \text{ и } q = 6 - \text{ для улучшенных зубчатых колес;}$$

$$Y_{Nmax} = 2,5 \text{ и } q = 9 - \text{ для закаленных и поверхностно-упрочненных зубьев;}$$

$$Y_N = 1$$

Значения σ_{Hlim} и σ_{Flim} соответствующие базовым числам N_{HG} и N_{FG} , принимают по таблицам (для улучшенных материалов $\sigma_{Hlim} = 1,8 \cdot HB_{cp} + 67$; $\sigma_{Flim} = 1,03 \cdot HB_{cp}$).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ определяют по формулам: $[\sigma]_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N$; $[\sigma]_F = \sigma_{Flim} \cdot Y_N$.

Результаты округляют до целого числа. При дальнейших расчетах в формулы подставляют меньшее из $[\sigma]_{H1}$ или $[\sigma]_{H2}$.

2. Диаметр внешней делительной окружности.

Коэффициент $\mathcal{G}_H = 0,85$ - для прямозубых колес.

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле: $K_{H\beta} = \frac{1 + 2 \cdot \psi_{bd}}{S} \leq 2,0$, где $S = 2$ (при консольном расположении колес, опоры- роликподшипники), $\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{i^2 + 1}$.

При скорости колеса меньше 15 м/с $K_{H\beta} = 1$.

Коэффициент $K_{Hv} = 1,25$.

Диаметр внешней делительной окружности колеса:

$$d'_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot i \cdot M_2}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma]_H^2}}$$

3. Углы делительных конусов.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \arctg i, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Конусное расстояние: $R_e = \frac{d'_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2}$.

Ширина колес: $b = 0,285 \cdot R_e$

4. Модуль передачи.

Внешний окружной модуль передачи:

$$m_e (m_{te}) \geq \frac{14 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot M_2}{d'_{e2} \cdot b \cdot \mathcal{G}_F \cdot [\sigma]_F}, \text{ где}$$

вместо $[\sigma]_F$ подставляют меньшее из $[\sigma]_{F1}$ или $[\sigma]_{F2}$;

$$K_{F\beta} = 1,$$

$$K_{Fv} = 1,5;$$

$\mathcal{G}_F = 0,85$ - для прямозубых колес.

5. Числа зубьев колес.

$$\text{Число зубьев колеса: } z_2 = \frac{d'_{e2}}{m_e}$$

$$\text{Число зубьев шестерни: } z_1 = \frac{z_2}{i}$$

Полученные значения округляют в ближайшую сторону до целого числа.

6. Фактическое передаточное число.

Фактическое передаточное число определяют по формуле: $i_\phi = \frac{z_2}{z_1}$; отклонение от заданного числа не должно превышать 4%.

7. Окончательные значения размеров колес.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \arctg i_\phi, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Делительные диаметры колес: $d_{e1} = m_e \cdot z_1$, $d_{e2} = m_e \cdot z_2$

Коэффициенты смещения для шестерни и колеса определяют по формулам: $\chi_{e1} = 2,6 \cdot i^{0,14} \cdot z_1^{-0,67}$, $\chi_{e2} = -\chi_{e1}$ или принимают по таблицам.

Внешние диаметры колес: $d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + \chi_{e1}) \cdot m_e \cdot \cos \delta_1$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + \chi_{e2}) \cdot m_e \cdot \cos \delta_2$$

8. Силы в зацеплении.

Окружная сила на среднем диаметре колеса: $F_t = \frac{2 \cdot M_2}{d_{m2}}$, где

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2}$$

Осевая сила на шестерне: $F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$

Радиальная сила на шестерне: $F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$

Осевая сила на колесе: $F_{a2} = F_{r1}$

Радиальная сила на колесе: $F_{r2} = F_{a1}$

9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_2}, \quad z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_1}, \quad \text{где}$$

$\cos^3 \beta_m = 1,0$ - для прямозубых колес.

Напряжения изгиба в зубьях колеса: $\sigma_{F2} = \frac{K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS2} \cdot F_t}{b \cdot m_e \cdot \mathcal{G}_F}$.

Напряжения изгиба в зубьях шестерни: $\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$.

Значения коэффициентов Y_{FS1} и Y_{FS2} принимают по таблицам.

Расчетное напряжение изгиба должно быть $\sigma_F \leq 1,1 \cdot [\sigma]_F$.

10. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Расчетное контактное напряжение: $\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot i \cdot M_2}{d_{e2}^3 \cdot \mathcal{G}_H}}$.

Расчетное контактное напряжение должно быть $\sigma_H = (0,9 \dots 1,03) \cdot [\sigma]_H$.

При несоблюдении этого условия изменяют диаметр колеса d_{e2} .

IV Расчет червячной передачи

Червячные передачи широко используются в пожарной технике. В частности, эти передачи введены в кинематические схемы приводов лебедок, установленных спереди автомобилей технической службы, выдвигания и сдвигания комплекта колес автомобильных лестниц.

Червячная передача состоит из винта (червяка) и червячного колеса (косо-

- зубое колесо). Различают два основных вида червячных передач:
- цилиндрические (с цилиндрическими червяками);
- глобоидные (с глобоидными червяками).

В зависимости от формы профиля резьбы цилиндрических червяков различают червяки:

- архимедовы;
- конволютные;
- эвольвентные;
- с вогнутым профилем витков.

Достоинства:

1. Возможность осуществления большого передаточного числа при одной ступени передачи.
2. Компактность.
3. Плавность.
4. Бесшумность.

Благодаря этим достоинствам червячные передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станках и других машинах.

Недостатки:

1. КПД червячных передач значительно меньше, чем у других передач.
2. Склонность витков резьбы червяка и зубьев колеса к заеданию; износ зубьев.

Поэтому червячные передачи применяют реже зубчатых.

Методика расчета и конструирование червячной передачи.

1. Материалы червяка и колеса.

Для червяка применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колес. В передачах с колесами большого диаметра червяк изготавливают из бронзы, а колесо – из чугуна. Выбор материала червячного колеса зависит от скорости скольжения витков резьбы червяка по зубьям колеса и делятся на 3 группы:

- I гр. – оловянные бронзы ($v_{ск} > 5$ м/с);
- II гр. - безоловянные бронзы и латуни ($v_{ск} = 2-5$ м/с);
- III гр. – мягкие серые чугуны ($v_{ск} < 2$ м/с).

$$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_2 \cdot i \cdot \sqrt[3]{M_2}$$

2. Так как червяки изготавливают из более прочного материала, чем венцы червячных колес, то расчет на прочность производят только для зубьев колеса. Основные причины выхода из строя червячных передач – поверхностные разрушения, заедание и износ зубьев. Поломка зубьев происходит после их износа.

В связи с тем, что поверхностное разрушение зубьев зависит от контактных напряжений, а поломка – от напряжений изгиба, зубья червячных колес рассчитывают на прочность по контактным напряжениям изгиба.

Дополнительные контактные напряжения:

1) Для первой группы: $[\sigma]_{H_0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$, где σ_B - в справочных материалах.

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_V \cdot [\sigma]_{H_0}, \text{ где}$$

C_V - коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса (зависит от скорости скольжения $v_{ск}$);

$$K_{HL} - \text{коэффициент долговечности, } K_{HL} \leq 1,15; K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}.$$

2) Для второй группы: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H_0} - 25v_{ск}$.

3) Для третьей группы: $[\sigma]_H = 175 - 35v_{ск}$.

Дополнительные напряжения изгиба – вычисляют для материала зубьев червячного колеса:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F_0}, \text{ где}$$

$$K_{FL} - \text{коэффициент долговечности, } K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

3. Межосевое расстояние, (мм):

$$a_\omega = K_a \cdot \sqrt{\frac{K_{H\beta} \cdot M_2}{[\sigma]_H^2}}, \text{ где}$$

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

4. Основные параметры зубьев.

4.1. Число зубьев колеса: $z_2 = z_1 \cdot i$.

4.2. Модуль передачи: $m = \frac{(1,4 \dots 1,7) \cdot a_\omega}{z_2}$.

4.3. Коэффициент диаметра червяка: $q = \frac{2 \cdot a_\omega}{m - z_2}$; $q_{\min} = 0,212z_2$.

4.4. Коэффициент смещения: $x = \frac{a_\omega}{m - 0,5 \cdot (z_2 + q)}$.

4.5. Угол подъема линии витка червяка:

- на делительном цилиндре $\gamma = \operatorname{arctg} \left[\frac{z_1}{q} \right]$;

- на начальном $\gamma_\omega = \operatorname{arctg} \left[\frac{z_1}{q + 2 \cdot x} \right]$.

4.6. Фактическое передаточное число: $i_\phi = \frac{z_2}{z_1}$ (может отличаться не более, чем на 5-8 %).

5. Размеры червяка и колеса.

Червяк

5.1. Делительный диаметр червяка: $d_1 = q \cdot m$.

5.2. Диаметр вершин витков: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$.

5.3. Диаметр впадин: $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$.

5.4. Длина b_1 нарезанной части червяка: $b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m$.

Колесо

5.5. Делительный диаметр колеса: $d_2 = z_2 \cdot m$.

5.6. Диаметр вершин зубьев: $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)$.

5.7. Диаметр впадин: $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x)$.

5.8. Диаметр колеса наибольший: $d_{aM2} \leq \frac{d_{a2} + 6 \cdot m}{(z_1 + 2)}$.

5.9. Ширина венца: $b_2 = \psi_a \cdot a_\omega$, где

$\psi_a = 0,355$ - при $z_1 = 1$ или 2 $\psi_a = 0,315$ - при $z_1 = 4$

После расчета длину b_1 и ширину b_2 округляют в ближайшую сторону.

6. Проверочный расчет на прочность.

Определяют скорость скольжения в зацеплении: $v_{ск} = \frac{v_{\omega 1}}{\cos \gamma_\omega}$, где

$v_{\omega 1} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot m \cdot (q + 2x)}{60000}$, (м/с) – окружная скорость на начальном диаметре червяка;

$n_1 = n_2 \cdot i_\phi$, (мин^{-1});

m - (мм);

γ_ω - начальный угол подъема витка.

По полученному $v_{ск}$ уточняют $[\sigma]_H$.

Вычисляют расчетное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma \cdot (q + 2x)}{z_2} \cdot \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_\omega \cdot (q + 2x)} \right]^3} \cdot K \cdot M_2 \leq [\sigma]_H, \text{ где}$$

K - коэффициент нагрузки, $K = K_{Hv} \cdot K_{H\beta}$;

K_{Hv} - коэффициент (по таблице);

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

$$\text{Окружная скорость колеса: } v_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_2}{60000}.$$

7. КПД передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_\omega}{\operatorname{tg}(\gamma_\omega + \rho)}, \text{ где } \rho - \text{приведенный угол трения.}$$

8. Силы в зацеплении.

8.1. Окружная сила на колесе (равная осевой силе на червяке):

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{d_2}.$$

8.2. Окружная сила на червяке (равная осевой силе на колесе):

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{(d_{\omega 1} \cdot i_\phi \cdot \eta)}.$$

8.3. Радиальная сила: $F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$,

для стандартного $\alpha = 20^\circ$, $F_r = 0,364 \cdot F_{t2}$

9. Проверка напряжения изгиба:

$$S_F = \frac{K \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma_\omega}{1,3 \cdot m^2 \cdot (q + 2x)} \leq [\sigma]_F, \text{ где}$$

K – коэффициент нагрузки;

Y_{F2} - коэффициент формы зуба колеса.

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

- на контактную прочность $\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{nep}} \leq [\sigma]_{H \max}$;

- по напряжениям изгиба $\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{nep} \leq [\sigma]_{F \max}$, где

$K_{пер}$ - коэффициент перегрузки, $K_{пер} = \frac{T_{пик}}{T}$;

$T_{пик}$ - пиковый момент;

T – максимальный из длительно действующих.

11. Тепловой расчет.

11.1. Мощность на червяке: $P_1 = \frac{0,1 \cdot M_2 \cdot n_2}{\eta}$.

11.2. Температура нагрева масла (корпуса):

- при установившемся температурном режиме без искусственного охлаждения:

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

- при охлаждении вентилятором:

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

$\psi = 0,3$ - коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму;

$[t]_{раб} = 95 - 110^\circ C$ - максимально допустимая t° нагрева масла (зависит от марки масла);

$A (м^2)$ - поверхность (кроме поверхности дна);

$K_T = 12 - 18, \left(\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} \right)$ - коэффициент теплоотдачи.

V Расчет передач винт-гайка

Передачи винт-гайка применяют в различных машинах и механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное.

Достоинства:

- возможность получения медленного движения и высокой точности перемещений при простой и недорогой конструкции передачи;
- большая несущая способность и компактность.

Недостатки:

- низкий КПД.

Передачи винт-гайка применяют в различных машиностроительных конструкциях, например:

- подъемно-транспортные машины (домкраты, механизмы изменения вылета кранов);
- станки;
- измерительные приборы (механизмы для точных перемещений, регулирования и настройки);
- прокатные станы (нажимные винты, регулировочно-установочные механизмы подшипников и т.д.);
- винтовые прессы.

Для винтов применяют трапецеидальную резьбу, которую можно получать фрезерованием, ее прочность выше прочности прямоугольной резьбы, а потери на трение незначительно больше. В соответствии с ГОСТ трапецеидальную резьбу изготавливают с мелким, средним и крупным шагами.

Наиболее распространена резьба со средним шагом. Резьба винтов и гаек в зависимости от назначения может быть правой или левой.

Винты передач без термообработки изготавливают из стали 45, 50 и других, а с закалкой – из сталей 40Х, 40ХГ и других. Для уменьшения трения и износа резьбы гайки передач изготавливают из бронзы.

Методика расчета винтов и гаек.

Основная причина выхода из строя винтов и гаек передач – износ резьбы. В качестве критерия износостойкости резьбы винтовой пары принимают давление q между резьбами винта и гайки, которое не должно превышать $[q]$.

1. Условие износостойкости:

$$q = \frac{F}{(\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z_B)} \leq [q] \quad (5.1), \text{ где}$$

F – осевая сила, действующая на винт и гайку;

d_2 - средний диаметр резьбы;

h – рабочая высота профиля резьбы;

z_B - число витков резьбы гайки.

$h = 0,5 P$, где P – шаг резьбы;

$z_B = \frac{H}{P}$, где H – высота гайки.

При проектировочном расчете винта и гайки пользуются формулой:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{(\pi \cdot k \cdot [q])}} \quad (2)$$

Эта формула получена из (5.1), заменяя $H = k \cdot d_2$, где $k = \frac{H}{d_2}$ - отно-

шение высоты гайки к среднему диаметру резьбы.

Размеры резьбы:

$$h = 0,1 \cdot d_2;$$

$$d = d_2 + h, \quad d_2 - \text{внутренний диаметр};$$

$$d_1 = d_2 - h, \quad d_1 - \text{наружный диаметр};$$

$$P = 2h.$$

Винт, работающий на растяжение (сжатие) и кручение рассчитывают на прочность по гипотезе наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left[\frac{4 \cdot F}{(\pi \cdot d_1^2)} \right]^2 + 4 \cdot \left[\frac{M_K}{0,2 \cdot d_1^3} \right]^2} \leq [\sigma_P] \quad (5.3), \text{ где}$$

$[\sigma_P]$ - допускаемое напряжение на растяжение; допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_P]$ и сжатие $[\sigma_C]$: $[\sigma_P] = [\sigma_C] = \frac{\sigma_T}{3}$;

σ_T - предел текучести материала винта.

Длинный винт, находящийся под действием сжимающей силы F , про-

веряют на устойчивость: $F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\left[[S_y] \cdot (\mu \cdot l)^2 \right]} \quad (5.4), \text{ где}$

$[S_y]$ - допускаемый коэффициент запаса устойчивости;

$\mu \cdot l$ - приведенная длина винта;

$$I = \left(\frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \right) \cdot \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{d}{d_1} \right) - \text{приведенный момент инерции.}$$

Формула (5.4) применима при гибкости винта $\lambda \geq \lambda_{np}$, $\lambda_{np} \approx 90$.

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} \quad (5.5), \text{ где}$$

l – расстояние между серединами опор;

i – радиус инерции площади сечения винта, $i = \sqrt{\frac{I}{A_1}}$;

$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ - площадь поперечного сечения винта по внутреннему диаметру резьбы. Для винтов при $\lambda = 55 \dots 90$ выполняют проверку на устойчивость:

$$F \leq \frac{\left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right) \cdot (5890 - 38,2 \cdot \lambda)}{[S_y]}.$$

При $\lambda < 55$ проверка не нужна.

2. Определяем размеры гайки.

Высота гайки: $H = k \cdot d_2$.

Наружный диаметр гайки: $D = \sqrt{\frac{4F}{(\pi \cdot [\sigma_p]) + d^2}}$, где $[\sigma_p]$ - допускаемое

напряжение на растяжение для гайки.

Наружный диаметр D_1 фланца определяют из расчета на смятие:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{(\pi \cdot [\sigma_{см}]) + D^2}}$$

Толщина фланца: $\delta \geq \frac{F}{\pi \cdot D \cdot [\tau_c]}$, где $[\tau_c]$ - допускаемое напряжение

на срез.

VI Расчет плоскоременной пе-

редачи

1. Определяем диаметр меньшего (ведущего) шкива:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}, \text{ где}$$

D_1 - диаметр ведущего шкива, мм;

N_1 - мощность на ведущем шкиве, кВт;

n_1 - число оборотов ведущего шкива, об/мин.

Вычисленное значение округляют до ближайшего большего стандартного (см. Приложение, табл.5).

2. Вычисляем окружную скорость ведущего шкива ($v_1, м/с$) и сравниваем ее с предельно допустимой: $v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_1 \leq [v]$ (см. Приложение, табл.7).

3. Определяем диаметр ведомого шкива и округляем его до ближайшего меньшего значения: $D_2 = D_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon)$, где

D_2 - диаметр ведомого шкива, мм;

i - передаточное число;

ε - коэффициент скольжения.

4. Уточняем передаточное число и окружную скорость ведущего шкива:

$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}; \quad v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}.$$

5. Предварительно назначают межосевое расстояние ($A, мм$) из соотношения: $(D_1 + D_2) \leq A \leq 2,5 \cdot (D_1 + D_2)$

6. Рассчитываем длину ремня $L, мм$:

$$L = 2A + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}.$$

На сшивку плоских ремней к вычисленному значению L прибавляют $\Delta l = 100 \dots 400 мм$:

$$L_0 = L + \Delta l$$

7. Определяем фактическое межосевое расстояние ($A_\phi, мм$) по вычисленной длине ремня:

$$A_\phi = \frac{2L - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}$$

8. Рассчитываем угол охвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (D_2 - D_1)}{A_\phi} \geq [\alpha_1]$$

α_1 - угол охвата ремнем ведущего (малого) шкива, град;

$[\alpha_1]$ - допускаемое значение угла охвата, для плоскоремennых передач рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$.

Если угол охвата меньше 150° , то увеличивают фактическое межосевое расстояние и производят перерасчет.

9. Проверяем частоту пробегов ремня n_n, c^{-1} :

$$n_n = \frac{v_1}{L} \leq [n]_n, \text{ где}$$

$[n]_n$ - допускаемая частота пробегов, c^{-1} .

Для плоских ремней $[n]_n = 5 c^{-1}$.

Если это условие не выполняется, то надо увеличить фактическое межосевое расстояние.

10. Для вычисления полезного напряжения в ремне ($\sigma_{II}, МПа$)

предварительно задаются значением отношения $\frac{D_{\min}}{\delta} = k_p$ (см. Приложение, табл. 6):

$$\sigma_{II} = C - W \cdot \frac{\delta}{D_{\min}} \leq [\sigma]_n, \text{ где}$$

δ - толщина ремня, мм;

C и W – эмпирические коэффициенты, зависящие от вида ремня:

Вид ремня	C	W
1. Резинотканевые	2,45	9,81
2. X/б	2,06	14,7
3. Кожаные	2,84	29,4

$[\sigma]_{II}$ - допускаемое значение полезного напряжения.

Для различных типов ремней и отношений k_p числовые значения $[\sigma]_{II}$ приведены в таблицах (см. Приложение, табл.8).

11. Определяем допускаемое проектное полезное напряжение:

$$[\sigma]_{III} = [\sigma]_{II} \cdot k_a \cdot k_v \cdot k_x \cdot k_H, \text{ где}$$

k_a, k_v, k_x, k_H - корректирующие коэффициенты.

12. Вычисляем окружную силу на ведущем шкиву (F_t, H):

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot M_1}{D_1}, \quad \text{где}$$

F_1, F_2 - силы натяжения соответственно ведущей и ведомой ветвей ремня, Н;

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}, \quad \text{где } F_0 - \text{ см. ниже}$$

13. Рассчитываем требуемую площадь поперечного сечения ремня ($S, \text{мм}^2$), его толщину ($\delta, \text{мм}$) и ширину ($b, \text{мм}$); определяем фактические размеры ремня по табличным данным:

$$S = \frac{F_t}{[\sigma]_{III}}; \quad \delta = \frac{D_{\min}}{k_p}; \quad b = \frac{S}{\delta} \quad (\text{см. Приложение, табл. 9, 10}).$$

14. Вычисляем требуемую ширину шкива и согласовываем со стандартным значением:

$$B = (1,10 \dots 1,15) \cdot b \quad (\text{см. Приложение, табл. 5}).$$

15. Определяем нагрузку на вал ведущего шкива и подшипники (F_{II}, H) на холостом ходу передачи (без учета силы тяжести шкивов):

$$F_{II} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right), \quad \text{где}$$

F_0 - усилие, предварительного натяжения ремня, Н;

$$F_0 = \sigma_0 \cdot S; \quad \sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$$

16. Вычисляем расчетную долговечность ремня.

1) Общее напряжение:

$$\sigma_{\text{общ}} = \sigma_0 + \sigma_{II} = 1,8 + E \cdot \frac{\delta}{D_{\min}}, \quad \text{где}$$

E – модуль упругости материала ремня (для прорезиненных $E=60 \dots 100$ МПа,

Для х/б $E=50 \dots 100$ МПа).

2) Долговечность ремня ($T, \text{час}$) определим из соотношения:

$$T = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\text{общ}}} \right)^m \cdot \frac{N_0}{7200 \cdot n_n} \cdot k_1 \cdot k_n, \quad \text{где}$$

$m=6$ – для плоских ремней;

N_0 - базовое число циклов ($N_0=10^7$);

$\sigma_N = 3$ МПа – для х/б ремней, $\sigma_N = 7,5$ МПа – для прорезиненных ремней;

k_i - коэффициент влияния i на долговечность.

Средняя долговечность ремня составляет около 2000...3000 часов.

VII Расчет цепной передачи

Выбираем приводную роликовую цепь.

1. Вращающий момент на ведущей звездочке: $M = \dots$ (из расчетов)

2. Передаточное число: $i_{цеп} = \dots$ (назначено ранее)

3. Число зубьев ведущей звездочки: $z_1 = 31 - 2 \cdot i$

4. Число зубьев ведомой звездочки: $z_2 = z_1 \cdot i$

5. Уточняют передаточное число: $i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}$

6. Предварительно намечают шаг цепи (t) исходя из $[n_1]_{\max}$ (см. Приложение, табл. 17).

7. Принимают ориентировочное межосевое расстояние (A , мм):

$$A = (30 \dots 50) \cdot t$$

8. В зависимости от n_1 и t определяют значение $[p]$. При необходимости применяют метод интерполяции (см. Приложение, табл. 18).

9. Рассчитывают коэффициент эксплуатации K_{\ominus} :

$$K_{\ominus} = k_{\delta} \cdot k_a \cdot k_c \cdot k_x \cdot k_p \cdot k_H, \text{ где}$$

$k_{\delta} = 1$ – динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

$k_a = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния;

k_c – коэффициент метода смазывания;

k_x – коэффициент наклона линии центров звездочки к горизонтали;

k_p – коэффициент режима работы;

k_H – коэффициент регулирования натяжения цепи.

10. Уточняют шаг цепи: $t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot K_{\ominus}}{z_1 \cdot [p]}}$. Принимают цепь по ГОСТ

(см. Приложение, табл. 14).

11. Вычисляют среднюю окружную скорость цепи $\left(v, \frac{m}{c} \right)$:

$$v = \frac{z_1 \cdot \omega_1 \cdot t \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \quad \left(v = \frac{z \cdot n \cdot t \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 10^3} \right)$$

12. Определяют значение окружной силы F_t, H : $F_t = \frac{M}{v}$

13. Рассчитывают давление в шарнирах цепи и сравнивают с допустимым:

$$p = \frac{F_t \cdot K_{\text{э}}}{F_{\text{ш}}} \leq [p], \text{ где}$$

$F_{\text{ш}}$ - площадь опорной поверхности шарнира, (мм^2)

Если неравенство не выполняется, принимают цепь с большим шагом и пересчитывают.

14. Вычисляют длину цепи в шагах:
$$L_t = \frac{2 \cdot A}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{t \cdot (z_2 - z_1)^2}{4 \cdot A \cdot \pi^2},$$

полученное значение округляют до целого четного числа.

15. Определяют фактическое межосевое расстояние:

$$A_{\phi} = \frac{t}{8} \left[2 \cdot L_t - (z_2 + z_1) + \sqrt{[2 \cdot L_t - (z_2 + z_1)]^2 - \frac{8 \cdot (z_2 - z_1)^2}{\pi^2}} \right]$$

Для обеспечения необходимого провисания f_u цепи фактическое межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004) \cdot A_{\phi}$

16. Усилие в цепи от провисания: $F_f = g \cdot K_f \cdot q \cdot A_{\phi}$, где

q – масса 1 м цепи, кг;

K_f - коэффициент провисания цепи.

17. Усилие в цепи от центробежных сил: $F_v = q \cdot v^2$

18. Расчетная нагрузка на валы: $F_e = F_t + 2 \cdot F_f$

19. Проверяем коэффициент запаса прочности цепи на растяжение:

$$n = \frac{9,81 \cdot F_p}{F_f + F_v + F_t}, \text{ где}$$

F_p - разрушающая нагрузка;

F_f - усилие в цепи от провисания;

F_v - усилие в цепи от центробежных сил;

F_t - окружное усилие.

20. Основные размеры ведущей звездочки:

$$d_{g1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; D_{e1} = \frac{t}{\text{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} + 0,6 \cdot t$$

21. Диаметр вала под ведущей звездочкой:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \text{ где } [\tau_k] = 25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда.

22. Ступица звездочки: $d_{cm} = 1,6 \cdot d_e$; $l_{cm} = (1,2 \div 1,6) \cdot d_e$

23. Толщина диска звездочки: $0,93 \cdot B_{вн}$

24. Аналогично определяют размеры ведомой звездочки.

VIII Проектный расчет вала редуктора

1. Определяем диаметр выходного конца вала: $d_в = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}$.

Округляем значение до ближайшего стандартного.

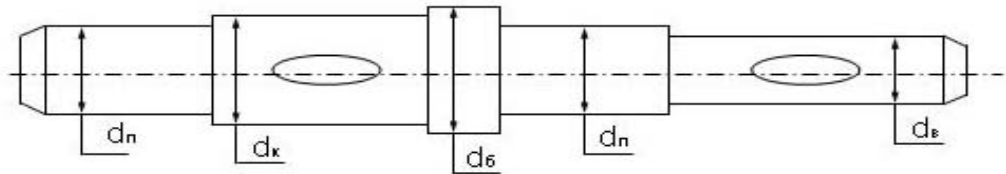
2. Определяем диаметр вала под подшипники (числа кратные «5»):

$$d_n = d_в + (5 \dots 10).$$

3. Определяем диаметр вала под зубчатые колеса: $d_{з.к.} = d_n + (5 \dots 10)$.

4. Для фиксации правого подшипника в осевом направлении в конструкции вала предусматриваем упорный буртик: $d_б = d_{з.к.} + (5 \dots 10)$.

5. Остальные размеры выбираем конструктивно (из чертежей): длину выходного конца вала; длину цапфы под подшипник; длину вала под цилиндрическое колесо; ширину упорного буртика.



6. Размеры шпоночных пазов принимаем в зависимости от диаметра вала в соответствующих сечениях (табл.2, 3 А.С.Таланов «Расчет и проектирование вала редуктора»).

7. Вычерчиваем вал на листе формата А4 в М 1:2.

IX Проверочный расчет вала

редуктора

1. Вычисляем крутящий момент на валу редуктора $M_{кр} = \dots$ (значение берем из таблицы кинематического расчета).

2. Определяем усилия в зацеплениях зубчатых колес.

2.1. Цилиндрическая прямозубая передача:

- окружное усилие F_t^n ;
- радиальное усилие F_r^n .

2.2. Цилиндрическая косозубая передача, коническая передача:

- окружное усилие F_t^k ;
- радиальное усилие F_r^k ;
- осевое усилие F_a^k .

3. Вычисляем составляющие реакций опор в вертикальной плоскости (ХОУ):

$$\sum F_1^y = 0 \quad R_A^y + F_r^n + R_B^y - F_r^u = 0;$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_r^n \cdot l_1 + R_B^y \cdot l - F_r^u \cdot (l + l_2) - F_a^k \cdot \frac{d}{2} = 0;$$

$$R_B^y = \frac{-F_r^n \cdot l_1 + F_r^u \cdot (l + l_2) + F_a^k \cdot \frac{d}{2}}{l}; \quad R_A^y = -F_r^n - R_B^y + F_r^u.$$

Проверка:

$$\sum M_B = 0 \quad -R_A^y \cdot l - F_r^n \cdot (l - l_1) - F_r^u \cdot l_2 - F_a^k \cdot (l - l_1) = 0.$$

4. Вычисляем реакции опор в плоскости (ХОZ):

$$\sum F_1^z = 0 \quad R_A^z - F_t^n + R_B^z - F_t^k = 0;$$

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t^n \cdot l_1 + R_B^z \cdot l - F_t^k \cdot (l + l_2) = 0;$$

$$R_B^z = \frac{F_t^n \cdot l_1 + F_t^k \cdot (l + l_2)}{l}; \quad R_A^z = F_t^n - R_B^z + F_t^k.$$

Проверка:

$$\sum M_B^z = 0 \quad -R_A^z \cdot l + F_t^n \cdot (l - l_1) - F_t^k \cdot l_2 = 0.$$

5. Построение эпюр изгибающих моментов в плоскостях (ХОУ) и (ХОZ), и крутящих моментов.

6. Определение наибольшего изгибающего момента:

$$M_{\max} = \sqrt{M_{zB}^2 + M_{yB}^2}.$$

7. Определяем нормальные напряжения:

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W_x} \cdot 10^3; \quad W_x = 0,1 \cdot d^3,$$

где d^3 - диаметр вала под подшипники.

8. Определяем касательные напряжения:

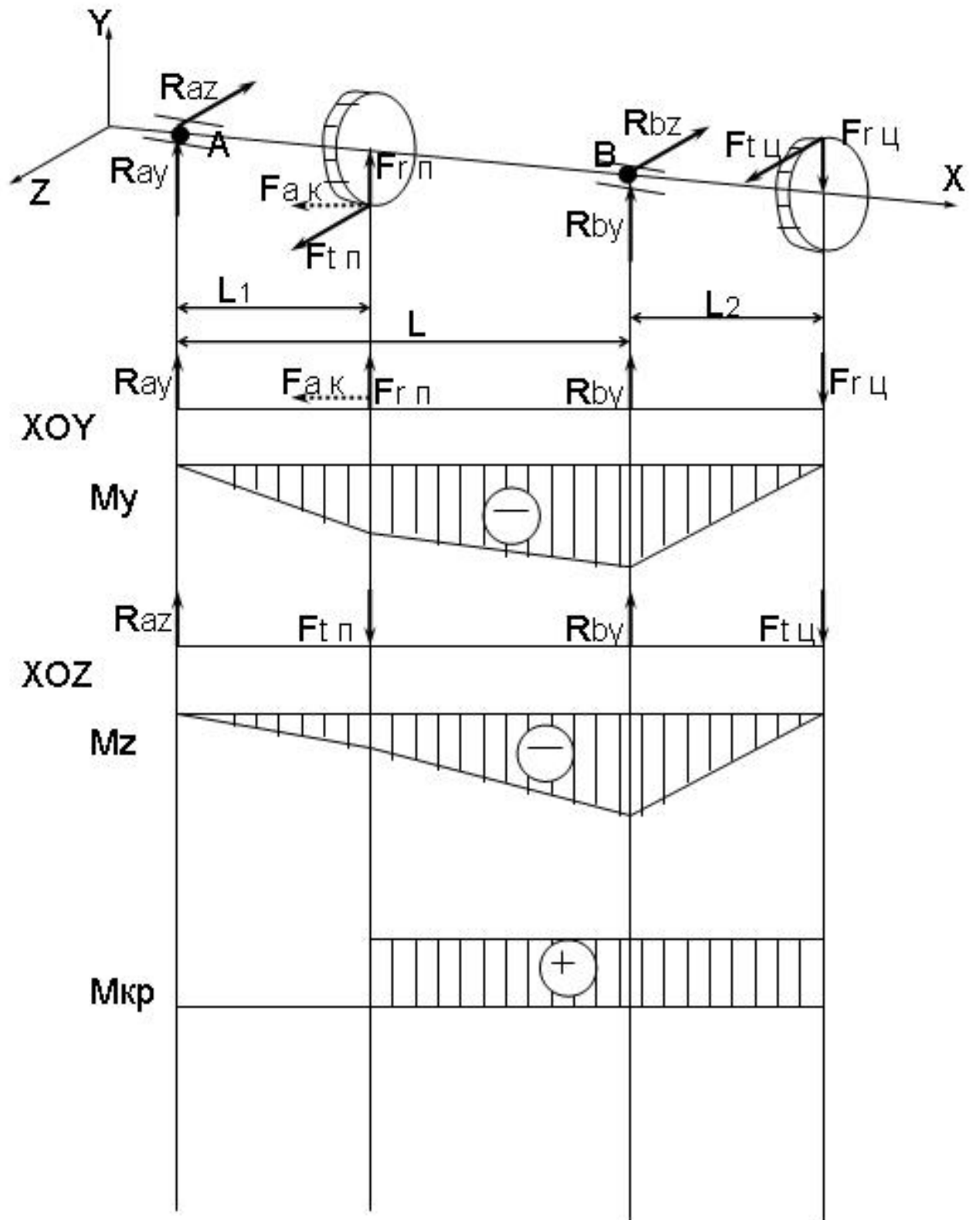
$$\tau_k = \frac{M_{kp}}{W_\rho} \cdot 10^3; W_\rho = 0,2 \cdot d^3.$$

9. Рассчитываем коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n].$$

10. Проверяем вал на статическую прочность:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_{\text{max}}^2 + M_{kp}^2}}{W_x} \cdot 10^3 \leq [\sigma].$$



Х Выбор и проверка долговечности подшипников

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники.

Подшипники выбирают по статической грузоподъемности. Первоначально назначают подшипники легкой серии по вычисленным ранее диаметрам под подшипники. Если при последующем расчете грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии.

Для опор вала конической шестерни применяют конические роликовые подшипники. Первоначально также принимают подшипники легкой серии.

Проверка долговечности подшипников.

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.
2. Выписывают из таблиц данные подшипника, основное значение – статическая грузоподъемность C_{or} .

3. Вычисляют максимальное значение осевых и радиальных усилий:

$$R_A = \sqrt{(R_A^y)^2 + (R_A^z)^2}; \quad R_B = \sqrt{(R_B^y)^2 + (R_B^z)^2}.$$

Из двух значений выбираем максимальное R_{\max} и сравниваем со статической грузоподъемностью C_{or} . Из условия $C_{or} > R_{\max}$ выбираем подшипники легкой или средней серии.

4. Долговечность определяют по формуле:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^K \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \text{ где}$$

a_1 - коэффициент долговечности подшипника;
 a_{23} - коэффициент, зависящий от свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации;

C_r - динамическая грузоподъемность;

n - частота вращения вала;

K - показатель степени: $K=3$ - для шариковых подшипников,

$K=\frac{10}{3}$ - для роликовых подшипников;

P_r - эквивалентная нагрузка:

$$P_r = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T, \text{ где}$$

K_σ - коэффициент безопасности;

K_T - температурный коэффициент;

V - коэффициент вращения кольца, при вращении внутреннего кольца $V=1$;

X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

5. Находим радиальное и осевое усилия.

Радиальная сила: $F_r = F_{r_{\max}} \cdot K_E$, где $F_{r_{\max}}$ соответствует R_A^y или R_B^y ; K_E - коэффициент эквивалентности, $K_E = 0,8$;

Осевая сила: $F_{a_{\min}} = F_r \cdot e'$, где e' - коэффициент минимальной осевой нагрузки. Выбирают e' из графика в зависимости от соотношения $\frac{F_r}{C_{or}}$.

По соотношению $\frac{F_a}{C_{or}}$ выбирают по таблицам X и Y .

6. Вычисленную долговечность сравнивают с требуемым ресурсом L_p :

$$L > L_p, \text{ где}$$

$$L_p = 20\ 000 \div 25\ 000 \text{ часов.}$$

XI Выбор, расчет и конструирование муфт

Общие сведения.

Для соединения валов применяют муфты. С помощью муфт можно также передать вращение с валов на зубчатые колеса, шкивы и т.д., свободно насаженные на эти валы. Муфты не изменяют величину вращающего момента и направление вращения. Применение муфт вызвано необходимостью:

- а) получения длинных валов, изготавливаемых из отдельных частей;
- б) компенсации небольших монтажных неточностей;
- в) придания валам некоторой относительной подвижности во время работы (малое смещение и перекося геометрии осей валов).

По принципу действия различают:

1. Постоянные муфты, не допускающие разъединения валов в процессе работы машины.
2. Сцепные (управляемые) муфты, позволяющие соединять и разъединять валы.
3. Самоуправляемые (автоматические) муфты, автоматически разъединяющие валы при изменении заданного режима работы.
4. Предохранительные муфты, разъединяющие валы при нарушении нормальных эксплуатационных условий работы.

По характеру соединения валов муфты делят на:

1. Жесткие (глухие) – практически не допускающие компенсации радиальных, осевых и угловых смещений.
2. Компенсирующие – допускающие некоторую компенсацию радиальных, осевых и угловых смещений валов благодаря наличию упругих элементов (резиновых втулок, пружин и т.д.)
3. Фрикционные – допускающие кратковременное проскальзывание при перегрузках.

Основным критерием при выборе муфт является вращающий момент.

Стандартизированные муфты не рассчитывают, а подбирают по таблицам справочников (по диаметру вала и угловой скорости).

Расчет на прочность жестких (глухих) муфт.

Условие прочности на кручение:

$$\tau_{кр} \leq [\tau]_{кр}, \text{ где}$$

$[\tau]_{кр}$ - допускаемое напряжение на кручение, $[\tau]_{кр} = 22-25 \text{ Н/мм}^2$.

$$\tau_{кр} = \frac{M_p}{W_{кр}} = \frac{M_p \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)}, \text{ где}$$

$\tau_{кр}$ - расчетное напряжение на кручение,

M_p - расчетный момент,

D и d - размеры муфты.

Болты и стенки полумуфт проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} = \frac{P}{d_b \cdot K} \leq [\sigma]_{см}, \text{ где}$$

P - сила, срезающая один болт,

d_b - диаметр болта,

K - толщина фланца полумуфты,

$[\sigma]_{см}$ - допускаемое напряжение на смятие материала болтов и полумуфт.

Расчет компенсирующих муфт:

Проверочный расчет на прочность:

$$p = \frac{12 \cdot M_p}{(2D + d) \cdot (D - d) \cdot h} \leq [p], \text{ где}$$

p - максимальное давление, возникающее на рабочей поверхности сопряженных деталей муфты;

D, d, h - размеры муфты.

Расчет сцепных муфт:

Размеры кулачковых муфт принимают в зависимости от конструкции. Кулачки муфты проверяют на износостойкость по давлению на рабочих поверхностях и на прочность по напряжению изгиба у основания кулачка:

$$p = \frac{P_p}{F} = \frac{2M_p}{0,75 \cdot b \cdot h \cdot D_1 \cdot z} \leq [p]$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{12M_p}{0,75 \cdot a^2 \cdot b \cdot D_1 \cdot z} \leq [\sigma]_u, \text{ где}$$

M_p - расчетный момент;

a, b, h, D_1 - размеры муфты;

z - число кулачков.

Расчет самоуправляемых и предохранительных муфт:

Проверяют на контактную прочность ролики и рабочие поверхности полумуфт по формуле:

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{8M_p \cdot E_{np}}{d \cdot l \cdot \alpha \cdot D \cdot z}} \leq [\sigma]_{\kappa}, \text{ где}$$

E_{np} - приведенный модуль упругости;

d – диаметр роликов;

l – длина роликов;

α - угол заклинивания роликов ($\alpha \approx 7^\circ$).

ХII Компоновка конструкции механических передач

Первый этап компоновки служит для приближенного определения положения колес относительно опор.

Компоновочный чертеж выполняется в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора.

Цилиндрический зубчатый редуктор.

1. Проводим вертикальную осевую линию – ось ведущего вала.
2. Откладываем межосевое расстояние – это ось промежуточного вала для двухступенчатого редуктора (или ось ведомого вала для одноступенчатого редуктора).
3. По найденным ранее размерам вычерчиваем шестерню и колесо в зацеплении.
4. Откладываем межосевое расстояние – ось ведомого вала.
5. Чтобы поверхность вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор a , мм:

$$a = \sqrt[3]{L} + 3, \text{ где}$$

L – расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм.

6. Вычисленное значение a округляют в большую сторону до целого числа.
7. Расстояние между торцовыми поверхностями колес двухступенчатого редуктора принимают $c = (0,3 \dots 0,5)a$.
8. Расстояние \mathcal{B}_o между дном корпуса и поверхностью колес : $\mathcal{B}_o \geq 4a$.
9. Вычерчиваем (ориентировочно) валы.
10. Предварительно намечаем шариковые радиальные подшипники легкой серии.

Конический и коническо-цилиндрический редукторы.

1. Проводим горизонтальную линию – ось ведущего вала.
2. Намечаем положение вертикальной линии – оси промежуточного вала (или ведомого).
3. Из точки пересечения осей проводим осевые линии делительных конусов под углом δ_1 и откладываем на них отрезки (радиусом R).
4. Конструктивно оформляем по найденным размерам шестерню и колесо.
5. Далее см. цилиндрический редуктор.
6. Для опор валов конических редукторов применяют конические роликовые подшипники.

ХIII Конструирование корпуса редуктора

Корпусные детали имеют обычно сложную форму, поэтому их получают методом литья или методом сварки. Для изготовления литых корпусных деталей широко используют чугун или легкие сплавы (алюминиевые, магниевые).

Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов.

При конструировании литой корпусной детали стенки следует выполнять одной толщины (по возможности). Для редукторов толщину стенки вычисляют по формуле:

$$\delta = 1,3 \cdot \sqrt[4]{M} \geq 6 \text{ мм}, \text{ где}$$

M – вращающий момент на ведомом валу редуктора, Н·мм.

Для удобства сборки корпус выполняют разъемным. Плоскость разъема проходит через оси валов. Нижнюю часть называют корпусом, а верхнюю – крышкой корпуса.

Разработку конструкции начинают с прорисовки контуров нижней (корпуса) и верхней (крышки корпуса) частей.

Из центра выходного вала проводят дугу радиусом :

$$R_1 = 0,5 \cdot d_{a2} + a, \text{ где}$$

d_{a2} - наружный диаметр зубчатого колеса;

a – зазор.

Из центра входного вала проводят дугу радиусом R_B , в качестве которого принимают большее значение из следующих двух:

$$R_B = 0,5 \cdot d_{a1} + a \text{ или } R_B = 0,5 \cdot D + a, \text{ где}$$

d_{a1} - наружный диаметр шестерни;

D – диаметр отверстия в корпусе для опоры входного вала.

Толщина стенки крышки корпуса $\delta_1 \approx 0,9\delta \geq 6 \text{ мм}$, где

δ - толщина стенки корпуса.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса: $b_0 \geq 3a$.

Для соединения корпуса и крышки по всему контуру плоскости разреза выполняют специальные фланцы.

1. Титульный лист:

МЧС РОССИИ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ СЛУЖБЫ

Кафедра механики и инженерной графики

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

На тему: **Проектирование привода с одноступенчатым цилиндрическим редуктором**

Выполнил:

Проверил:

Санкт-Петербург - 2014

2. Содержание курсового проекта:

Введение

I. Краткое описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия . Исходные данные

II. Расчётно-конструкторский раздел

II.1 Выбор электродвигателя,

II.2 Кинематический расчет

II.3 Расчёт ременной передачи

II.4 Расчёт цепной передачи

II.5 Расчет зубчатых колес редуктора

II.6 Расчет цилиндрической прямозубой тихоходной ступени

II.7 Предварительный расчёт валов редуктора

II.8 Первый этап компоновки редуктора

II.9 Конструктивные размеры зубчатых колес

II.10 Проверочный расчет валов

II.11 Подбор и расчёт подшипников для валов редуктора

III. Технологический раздел 71

III.1 Выбор смазки. Смазка зацепления и подшипников.

III.2 Сборка редуктора

IV. Список используемой литературы

Заключение

I. Краткое описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия. Исходные данные

Согласно кинематической схеме вращающий момент передается от вала электродвигателя через муфту на зубчатую цилиндрическую шевронную передачу редуктора. Цилиндрическая передача в данном редукторе обеспечивает взаимно параллельное расположение входного и выходного валов.

Далее момент передаётся на цепную передачу. Затем на привод ленточного конвейера. Эта передача относится к передачам зацеплением.

Расчет редуктора выполнен на основании заданных данных ленточного транспортера.

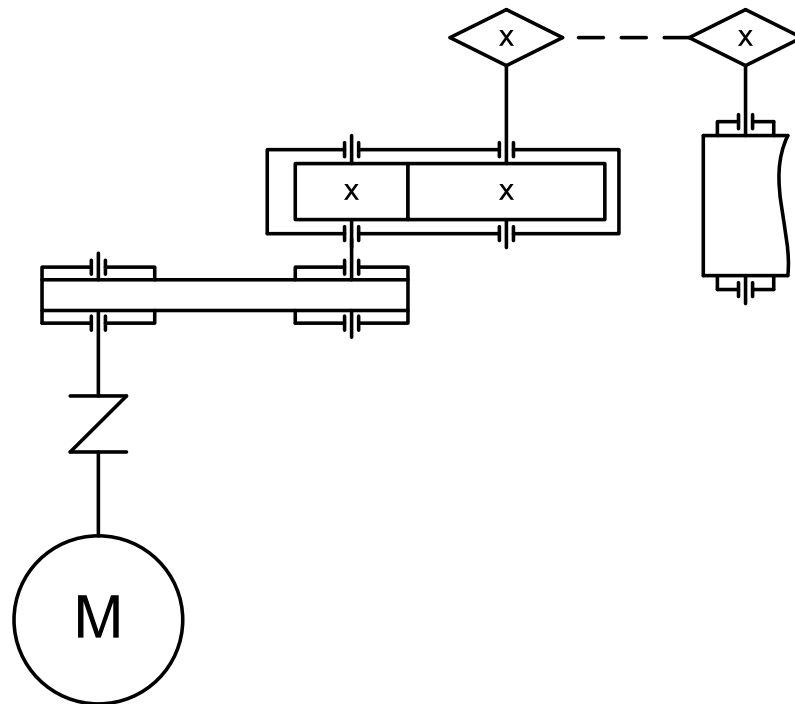


Схема привода (выполняется на ватмане формата А4)

Для расчета задан привод с одноступенчатым прямозубым цилиндрическим редуктором. Мощность на валу механизма $N=5 \text{ кВт}$, угловая скорость $\omega=2\pi$ рад/с.

II. Расчётно-конструкторский раздел

II.1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ.

Требуемую мощность электродвигателя определяем:

$$N_{эл.дв.тр} = \frac{N}{\eta_{общ}}, [кВт]$$

где, $N=5 кВт$ - мощность на валу механизма.

$\eta_{общ}$ – общей К.П.Д. привода

Определение КПД привода:

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{зуб}^2 \cdot \eta_{оп}^6$$

где $\eta_{рем} = 0,95$ (таб. 1.1 стр5) [1]-КПД ременной передачи

$\eta_{цеп} = 0,93$ (таб. 1.1 стр5) [1]-КПД цепной передачи

$\eta_{зуб} = 0,97$ (таб. 1.1 стр5) [1]-КПД зубчатой передачи

$\eta_{оп} = 0,99$ (таб 1.1 стр5) [1]-КПД опор приводного вала

$$\eta_{общ} = 0,95 \cdot 0,93 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99 = 0,82$$

следовательно зная $\eta_{общ}$ определяем $N_{эл.дв.тр}$

$$N_{эл.дв.тр} = \frac{5}{0,82} = 6,1 (кВт)$$

Определяем частоту вращения привода рабочего органа:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi}, [об / мин]$$

$$n_p = 2 \cdot \pi \cdot \frac{30}{\pi} = 60 (об / мин)$$

Вычисляю требуемую частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{эл.тр} = n_p \cdot i_{ц} \cdot i_p \cdot i_T \cdot i_{б}, [об / мин]$$

Подставляя в формулу для $n_{эл.тр}$ средние значения передаточных чисел для цепной передачи, ременной и зубчатой передачи, получаем:

$$n_{эл.тр} = 60 \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 5,6 = 2520 (об/мин)$$

При выборе электродвигателя учитываем возможность пуска механизма с малой нагрузкой, поэтому выбираем двигатель с повышенным пусковым моментом.

Из таблицы ПБ (с.332) [1] по требуемой мощности выбираем подходящий электродвигатель.

Двигатели с меньшей частотой вращения не рекомендуются из-за относительно большой массы, поэтому выбираем двигатель с большой частотой вращения АИР112М2: $N_{эл.дв} = 7,5 (кВт)$

$$n = 2895 (об/мин)$$

т.к привода в этом случае будут меньше.

II.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

Определение передаточного отношения редуктора:

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{ц} \cdot i_{рем}}$$

Уточнение передаточных чисел:

$$i_{общ} = \frac{n_{эл.дв}}{n_p}$$

$$i_{\text{общ}} = \frac{295}{60} = 48,25$$

следовательно

$$i_{\text{ред}} = \frac{48,25}{1,5 \cdot 2} = 16,08$$

Определения передаточного отношения тихоходной и быстроходной ступицы редуктора:

$$i_m = 0,9 \sqrt{i_{\text{ред}}}$$

$$i_{\sigma} = \frac{i_{\text{ред}}}{i_m}$$

следовательно

$$i_m = 0,9 \sqrt{16,08} = 3,6$$

$$i_{\sigma} = \frac{16,08}{3,6} = 4,46$$

Округление полученных значений до стандартных:

$$i_m = 3,55 \quad i_{\sigma} = 4,5 \quad i_{\text{ред}} = i_m \cdot i_{\sigma}$$

$$i_{\text{ред}} = 3,55 \cdot 4,5 = 15,975$$

$$\sigma = \frac{16,08 - 15,975}{16,08} = 0,65\%$$

Определение частоты вращения и угловых скоростей на валах привода:

$$n_1 = n_{\text{эл.дв}} = 2895 \text{ (об/мин)}$$

$$N_1 = N_{\text{дв}} = 7,5 \text{ (кВт)}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{рем}}}, [\text{об / мин}]$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}, [C^{-1}]$$

следовательно:

$$n_2 = \frac{2895}{2} = 1448 [\text{об / мин}]$$

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 1448}{30} = 152 (C^{-1})$$

$$M_2 = \frac{N_1}{\omega_2} \cdot \eta_{\text{рем}}, [H \cdot м]$$

II.3. РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определяем диаметр меньшего шкива:

$$D_1 = (1100 \div 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}$$

$$D_1 = [1100 \div 1300] \cdot \sqrt[3]{\frac{7,5}{2895}} = [151 \div 178], (\text{мм})$$

вычислимое значения D_1 округ- ляем до ближайшего большего стан- дартного (ГОСТ 17383-80)

$$D_1 = 160 \text{ мм}$$

Вычисляем окружную скорость ведущего шкива и сравниваем с пре- дельно допустимым значением:

$$V_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D = (\pi \cdot n_1 / 60) \cdot D_1 = (3,14 \cdot 2895 / 60) \cdot 0,16 = 24,24 (\text{м/с}) \Rightarrow < [V] = 25 (\text{м/с})$$

Определение диаметра ведомого шкива и округляем его до ближайшего до ближайшего меньшего значения (ГОСТ 17383-80)

$$D_2 = D_1 \cdot i_p \cdot (1 - \varepsilon)$$

Где ε - коэффициент скольжения принимаем $\varepsilon = 0,01$

$$D_2 = 160 \cdot 2 \cdot (1 - 0,01) = 317 (\text{мм})$$

Вычисленное значение D_2 округляем до ближайшего стандарта (ГОСТ 17383-80) $D_2 = 320 (\text{мм})$

Уточняем передаточное число и округляем скорость:

Где ε - коэффициент скольжения принимаем $\varepsilon = 0,01$

$$V_1 = (\pi \cdot D_1 \cdot n_1) / 60$$

$$i_p = 320 / 160 \cdot (1 - 0,01) = 2,02$$

Отклонение от заданного менее 5%

Предварительно назначаем межосевые расстояния (A , мм) из соотноше- ния:

$$(D_1 + D_2) \leq A \leq 2,5(D_1 + D_2)$$

$$480 \text{ мм} \leq A \leq 1200 \text{ мм}$$

$$A = 1000 \text{ мм}$$

Рассчитываем длину ремня в метрах:

$$L = 2A = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2 / 4A$$

$$L = 2 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (0,16 + 0,32) + (0,32 - 0,16)^2 / 4 = 2,76 (\text{м})$$

На сшивку плоских ремней к вычисленному значению L прибавим $\Delta l = 100 - 400 (\text{мм})$

$$L_0 = L + \Delta l = 2,76 + 0,24 = 3 (\text{м})$$

Определяем фактические межосевые расстояния A_ϕ , мм:

$$A_\phi = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$\frac{2 \cdot 2,76 - 3,14 \cdot (0,32 + 0,16) + \sqrt{(2 \cdot 2,76 - 3,14(0,32 + 0,16))^2 - 8 \cdot (0,32 - 0,16)^2}}{8} = 1000 (\text{мм})$$

$$A_\phi = 1000 (\text{мм})$$

Рассчитываем угол охвата ремней ведущего шкива:

$$M_2 = \frac{7500}{152} \cdot 0,95 = 47 (\text{Н} \cdot \text{м})$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_\sigma}, [C^{-1}]$$

$$\omega_3 = \frac{15,2}{4,5} = 33,78 (C^{-1})$$

вращающий момент определяется по формуле 6:

$$M_3 = \frac{N_1}{\omega_3} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{з.п}}, [H \cdot м]$$

$$M_3 = \frac{7500}{33,78} \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 205 (H \cdot м)$$

Определение угловой скорости и вращающего момента.

А. Угловая скорость:

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_m}, [C^{-1}]$$

$$\omega_4 = \frac{33,78}{3,55} = 9,51 (C^{-1})$$

В. Вращающий момент:

$$M_4 = \frac{N_1}{\omega_4} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{з.п}}^2, [H \cdot м]$$

$$M_4 = \frac{7500}{9,51} \cdot 0,95 \cdot 0,97^2 = 704 (H \cdot м)$$

Определение угловой скорости и вращательного момента.

Угловая скорость:

$$\omega_5 = \frac{\omega_4}{i_u}, [C^{-1}]$$

$$\omega_5 = \frac{9,51}{1,5} = 6,34 (C^{-1})$$

Вращающий момент:

$$M_5 = \frac{N_1}{\omega_5} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{з.п}}^2, [H \cdot м]$$

$$M_5 = \frac{7500}{6,34} \cdot 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,93 = 983 (H \cdot м)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (D_2 - D_1)}{A_\phi}$$

$$\alpha_1 \geq [\alpha_1] = 150^\circ$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57 \cdot (320 - 160)}{1000} = 170^\circ, \text{ где } 170^\circ \geq [\alpha_1]$$

Проверяем частоту пробегов ремня:

$$n_n = \frac{V_1}{L} \leq [n]_n = 5 c^{-1}$$

$$n_n = \frac{24,24}{2,76} = 8,78 > [n]_n$$

т.к. условие не выполняется увеличиваем фактическое межосевое расстояние до $A_\phi = 2000 (мм)$.

Рассчитываем длину ремня:

$$L = 2 \cdot 2 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (0,32 + 0,16) = (0,32 - 0,16^2) / 4 \cdot 2 = 4,756 (м)$$

Вычисляем сливку плоских ремней:

$$L_0 = 4,756 + 0,244 = 5 \text{ (м)}$$

Определяем фактические межосевые расстояния A_ϕ , мм:

$$A_\phi = \frac{2 \cdot 4,756 - 3,14 \cdot (0,32 + 0,16) + \sqrt{(2 \cdot 4,756 - 3,14 \cdot (0,32 + 0,16))^2 - 8 \cdot (0,32 - 0,16)^2}}{8} = 1938 \text{ (мм)}$$

Рассчитываем угол охвата ремней ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (D_2 - D_1)}{A_\phi}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57 \cdot (320 - 160)}{1938} = 175^\circ, \text{ где } 175^\circ \geq [\alpha_1]$$

Проверяем частоту пробелов ремня:

$$n_n = \frac{V_1}{L} \leq [n]_n = 5 \text{ с}^{-1}$$

$$n_n = \frac{24,24}{4,756} = 5 \leq [n]_n$$

Вычисляем полезное напряжение в ремне:

$$\sigma_n = G - W(\delta / D_{\min}) \leq [\sigma]_n = 1,6 \text{ (МПа)}$$

Δ - толщина ремня

G, W - эмпирические коэффициенты $G=2,06$ $W=14,7$

$$\sigma_n = 2,06 - 14,7 \cdot (1/30) = 1,57 \leq [\sigma]_n$$

Определение допускаемое проектное полезное напряжение:

Где $K_a; K_V; K_x; K_H$ - корректирующие коэффициенты.

$$K_a=0,985; K_V=0,79; K_x=1; K_H=1$$

$$[\sigma]_{nm} = 1,6 \cdot 0,985 \cdot 0,79 \cdot 1 \cdot 1 = 1,24 \text{ (МПа)}$$

Вычисляю окружную силу на ведущем валу:

$$F_t = F_1 + F_2 = 2M_4 / D_1$$

$$F_t = 2 \cdot 704 / 0,16 = 8800 \text{ (Н)}$$

Рассчитываю требуемую площадь поперечного сечения ремня ($S, \text{мм}^2$); его толщину ($\sigma, \text{мм}$) и ширину ($b, \text{мм}$):

Площадь поперечного сечения:

$$S = E / [b] \text{ [мм}^2\text{]}$$

Толщину ремня

$$\delta = D_{\min} / K_p$$

принимая толщину ремня δ , где z - число ремней.

$$\delta = 6,5 \text{ (мм)}; z = 6 \text{ (штук)}$$

Ширину ремня

$$B = S / z \cdot \delta \text{ [мм]}$$

$$B = 7096 / 6,5 \cdot 6 = 182 \text{ (мм)}$$

Вычисляю ширину шкива

$$B = (1,1/1,15) \cdot b$$

$$B = 1,1 \cdot 182 = 200 \text{ (мм)}$$

Определяем нагрузку на вал ведущего шкива и подшипники ($F_n; H$) на холостом ходу передачи:

$$F_n = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$$

Где F_0 - усилие предварительного напряжения ремня.

$$F_0 = \delta_0 \cdot S; \text{ принимаем } \delta_0 = 1,8 \quad (\text{мПа})$$

$$F_0 = 1,8 \cdot 7096 = 12772 \text{ (Н)}$$

$$F_n = 2 \cdot 12772 \cdot \sin(175/2) = 25520 \text{ (Н)}$$

Вычисляю расчетную ремня:

$$F_1 = F_0 + F_t/2, [\text{Н}]$$

$$F_2 = F_0 - F_t/2, [\text{Н}]$$

$$F_1 = 12772 + (8800/2) = 17172 \text{ (Н)}$$

$$F_2 = 12772 - (8800/2) = 8372 \text{ (Н)}$$

$$\sigma_{\text{общ}} = \sigma_0 + \sigma_u = 1,8 + E \cdot (\delta/D_{\text{min}})$$

где σ_u усталостного разрушения ремня

$$\sigma_{\text{общ}} = 1,8 + 100 \cdot (1/30) = 5,13 \text{ (мПа)}$$

ремня определяют:

$$M = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\text{общ}}} \right)^6 \cdot \frac{N_0}{7200 \cdot n_n} \cdot K_i \cdot K_n, [\text{час}]$$

где K_n - коэффициент учитывающий режимы работы передачи, $K_n=1$

K_i - коэффициент учитывающий влияние передаточного числа

$$K_i=1,7$$

$$M = \left(\frac{7,5}{5,13} \right)^6 \cdot \frac{107}{7200 \cdot 5} \cdot 1,7 \cdot 1 = 4611 \text{ (час)}$$

II.4. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбираем для передачи цепь приводную рождковую однорядную *ПП* по *ГОСТ 13568-75*

Вращающий момент на ведущей звездочке:

$$M_4 = 704 \text{ (нм)}$$

передаточное число $i_u = 1,5$

Число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_4 = 31 - 2 \cdot i_u = 31 - 2 \cdot 1,5 = 28$$

$$Z_4 = 28$$

Число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_5 = Z_4 \cdot i_u$$

$$Z_5 = 28 \cdot 1,5 = 42$$

Расчетный коэффициент нагрузки:

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_n$$

Где $K_d = 1$ – динамический коэффициент при линейной нагрузке;

$K_a = 1$ – учитывает влияние межосевого расстояния ($K_a = 1$ при $a_u < (30/60)t$);

$K_n = 1$ – учитывающий влияние угла наклона линии центров ($K_n = 1$. если угол не превышает 60°)

$K_p = 1,25$ – при периодическом натяжении цепи;

$K_c = 1$ – при канальной смазке; учитывает продолжительность работы в сутки;

$K_n = 1$ – при односменной работе.

Принимаем среднее значение $[p] = 23 \text{ (Н/мм}^2\text{)}$ «таб. 5.15 ст.85» [1]

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_n$$

$$K_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,25$$

Определение шага однорядной цепи:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_4 \cdot K_9}{Z_4 [p]}}$$

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{704 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{28 \cdot 23}} = 31(\text{мм})$$

где $[p]$ - допускаемое среднее давление. Принимается по ГОСТ 13568-

75

$$t = 31,75(\text{мм}) \text{ «таб. 5.12 стр. 82» [1]}$$

$$Q = 8850 (\text{кг} \cdot \text{с}) \approx 86800(\text{Н})$$

$$q = 3,8 (\text{кг}/\text{м})$$

$$F = 262 (\text{мм}^2)$$

Определяем скорость цепи:

$$V = \frac{Z_4 \cdot t \cdot n_4}{60 \cdot 10^3}$$

$$V = \frac{28 \cdot 31,75 \cdot 88}{60 \cdot 10^3} = 1,3(\text{м}/\text{с})$$

где n_4 – число об/мин, принимаем $n_4 = 88$ об/мин

$$P_u = \frac{M_4}{V}$$

Определяем окружное усилие:

$$P_u = \frac{704}{1,3} = 541(\text{Н})$$

проверяем давление в шарнире

$$P = \frac{P_u \cdot K_9}{F}$$

$$P = \frac{541 \cdot 1,25}{262} = 2,5(\text{Н}/\text{мм}^2)$$

Уточняем по таблице 5.15 (стр. 85) [1] допускаемое давление:

$$[P] = 34 \cdot [1 + 0,01 \cdot (Z_4 - 17)]$$

$$[P] = 34 \cdot [1 + 0,01 \cdot (28 - 17)] = 37,74 (\text{Н}/\text{мм}^2)$$

Условие $P = 2,5 (\text{Н}/\text{мм}^2) \leq [P] = 37,74 (\text{Н}/\text{мм}^2)$ выполнено.

Определяем усилие в цепи:

➤ От провисания:

$$P_f = 9,81 \cdot r_f \cdot g \cdot a_u$$

Где r_f – коэффициент учитывающий влияние расположения передачи.

При $\alpha = 0^\circ$ $r_f = 6$ (стр. 86) [1]

a_u – межосевое расстояние $a_u = 50t$

g – масса 1м цепи. $g = 3,8 (\text{кг}/\text{м})$ «таб. 5.12 стр. 82» [1]

$$P_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 3,8 \cdot 50 \cdot 31,75 \cdot 10^3 = 355(\text{Н})$$

➤ От центробежных сил:

$$P_v = g \cdot V^2$$

$$P_v = 3,81 \cdot 1,3^2 = 6,422 (\text{Н})$$

Расчетная нагрузка на валы:

$$R_u = P_u + 2P_f$$

$$R_u = 541 + 2 \cdot 355 = 1251 \text{ (H)}$$

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи на растяжении:

$$n = \frac{9,81 \cdot Q}{P_u + P_v + P_f}$$

$$n = \frac{9,81 \cdot 8850}{541 + 6,422 + 355} = 96,20$$

$$n = 96,2 \text{ что } > [n] = 7,8$$

значит, условие прочности выбранной цепи удовлетворительно.

Определяем основные размеры ведущей звездочки:

➤ Делительный диаметр:

$$dl_4 = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_4}}$$

$$dl_4 = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{28}} = \frac{31,75}{0,111} = 284 \text{ (мм)}$$

➤ Наружный диаметр:

$$Dl_4 = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_4}} + 0,6t$$

$$Dl_4 = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{28}} + 0,6 \cdot 31,75 = \frac{31,75}{0,111} + 0,6 \cdot 31,75 = 301 \text{ (мм)}$$

Определяем диаметр вала под ведущей звездочкой:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{16M_u}{\pi[T_k]}}$$

$$\text{где } [T_k] = 25 \text{ (H / мм}^2\text{)}$$

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 704 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 52,3 \text{ (мм)}$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда, тогда $d_6 = 55 \text{ (мм)}$

Определяем ступицы звездочки:

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_6$$

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 55 = 88 \text{ (мм)}$$

$$l_{cm} = (1,2 / 1,6) \cdot d_6$$

$$l_{cm} = (1,2 / 1,6) \cdot 55 = 66 / 88$$

принимаем $l_{cm} = 85 \text{ (мм)}$

Определяем толщину диска звездочки:

$$0,93 \cdot B_{вн}$$

$$0,93 \cdot B_{вн} = 0,93 \cdot 19,05 \approx 18 \text{ (мм)}$$

Определяем основные размеры ведомой звездочки.

➤ Определяем делительные размеры:

$$d_{o5} = \frac{t}{\sin \frac{180}{42}}$$

$$d_{o5} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{42}} = 424(\text{мм})$$

➤ Определяем наружные диаметры:

$$Dl_5 = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{42}} + 0,6t$$

$$Dl_5 = \frac{31,75}{\operatorname{tg} \frac{180}{42}} + 0,6 \cdot 31,75 = 442(\text{мм})$$

Определение диаметра вала под ведомой звездочкой:

$$d_{e5} = \sqrt[3]{\frac{16M_u}{\pi[T_k]}}$$

$$\operatorname{zde}[T_k] = 25(H / \text{мм}^2)$$

$$d_{e5} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 983 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 58(\text{мм})$$

Принимаем $d_{B5} = 60$ (мм)

Определяем ступицы ведомой звездочки:

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{e5}$$

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 60 = 96 \text{ (мм)}$$

$$l_{cm} = (1,2 / 1,6) \cdot d_{e5}$$

$$l_{cm} = (1,2 / 1,6) \cdot 60 = 72 / 96$$

принимаем $l_{cm} = 90$ (мм)

II.5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РЕДУКТОРА

1. Расчет быстроходной цилиндрической прямозубой кинематической пары.

Для уменьшения габаритов редуктора для зубчатых колес принимаем сталь с повышенными механическими характеристиками.

По таблице 2.8 (с. 28) [1] принимаем для шестерни *сталь 40ХН* улучшенную с твердостью *НВ 280* и для колеса *сталь 40ХН* улучшенную с твердостью *НВ 250*.

Определения допускаемого контактного напряжения:

$$[\sigma_n]_{1,2} = \frac{\sigma_{нo}}{[S_n]} \cdot K_{HL}, (\text{МПа})$$

где $\sigma_{нo}$ – предел контактной усталости поверхности зуба.

По таблице 3.2 (с. 27) [1] для углеродистых сталей с твердостью поверхности зуба $< \text{НВ } 350$ и термообработкой:

$$\sigma_{н.o} = (2\text{НВ} + 70) / 1,1 \text{ (МПа)}$$

K_{HL} – коэффициент долговечности, принимаем $K_{HL} = 1$ ($K_{HL} = 1 / 2,6$ – при длительной эксплуатации редуктора).

$[S_H]$ – коэффициент безопасности, принимаем $[S_H] = 1,1$ ($[S_H] = 1,1 / 1,2$ [с. 185])

{1} – для колес из нормализованной углеродистой стали).

$$[\sigma_n]_1 = \frac{2 \cdot 250 + 70}{1,1} \cdot 1 = 518 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_n]_2 = \frac{2 \cdot 220 + 70}{1,1} \cdot 1 = 463 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_n]_{\text{общ}} = 0,45 \cdot ([\sigma_n]_1 + [\sigma_n]_2) (\text{МПа})$$

$$[\sigma_n]_{\text{общ}} = 0,45 \cdot (518 + 463) = 441 (\text{МПа})$$

определение допускаемого напряжения для материала зуба:

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} (\text{МПа})$$

где σ_{FO} – предел выносливости зубьев при изгибе принимаем $\sigma_{FO} = 1,55$

K_{FC} – коэффициент учитывающий внешние напряжение нагрузки $K_{FC} = 1$

$[S_F]$ – коэффициент безопасности $[S_F] = 1,25$

K_{FL} – коэффициент долговечности зубьев $K_{FL} = 1$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{1,8 \cdot 250}{1,5} \cdot 1,55 \cdot 1 = 388 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{1,8 \cdot 220}{1,5} \cdot 1,55 \cdot 1 = 341 (\text{МПа})$$

определение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a (i + 1) \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot K_{HB}}{[\sigma_n]^2 \cdot i^2 \cdot \psi^a}}, [\text{мм}]$$

где K_a – коэффициент для прямозубых передач $K_a = 49,5$

K_{HB} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{HB} = 1/1,48$

ψ^a – коэффициент ширины венца зубчатого колеса, для симметричного расположения колес $\psi^a = 0,315; 0,4$.

Межосевое расстояние a_w округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (СТСЭВ 229-75) (таб. 1, с. 9) [8]

$$a_w = 49,5 \cdot (4,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{205 \cdot 10^3 \cdot 1}{[441_n]^2 \cdot 4,5^2 \cdot 0,315}} = 149 [\text{мм}]$$

округляем до стандартного и принимаем $a_w = 160$ (мм)

Определение ширины зубного венца.

$$b_2 = \varphi_a \cdot a_w, [\text{мм}]$$

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2, [\text{мм}]$$

$$b_2 = 0,315 \cdot 160 = 50 (\text{мм})$$

$$b_1 = 1,12 \cdot 50 = 56 (\text{мм})$$

Находим модуль зубьев:

Минимальное значение модуля m_{\min} определяется из условия прочности:

$$m_{\min} \geq \frac{6,8M_3 \cdot (i+1)}{i \cdot a_w \cdot b_2 [\sigma_f]}$$

где $6,8 = K_m$ коэффициент, зависящий от вида передачи. В нашем случае для прямозубой $[\sigma_f]$ соответственно меньшему из значений $[\sigma_{ff}]_1$ и $[\sigma_{ff}]_2$ максимально допустимый модуль m_{\max} определяется, из условия не подрезания зубьев у основания:

где $6,8 = K_m$ - коэффициент, зависящий от вида передачи в нашем случае прямозубой.

$[\sigma_F]$ соответствует меньшему из значений $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$

Максимально допустимый модуль m_{\max} определяется, из условия не подрезания зубьев у основания:

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(i+1)}$$

Из полученного диапазона (m_{\min}, m_{\max}) модулей принимаем меньшее значение модуля m , согласуя его со стандартным значением по ГОСТ 9563 (СТСЭВ 310-76) (таб.3, с. 10) [8].

$$m_{\min} \geq \frac{6,8 \cdot 205 \cdot 10^3 \cdot (4,5+1)}{4,5 \cdot 160 \cdot 50 \cdot 341} = 0,61$$

$$m_{\max} = \frac{2 \cdot 160}{17 \cdot (4,5+1)} = 3,42$$

согласно ГОСТ 9563 (СТСЭВ 310-76), $m = 2$

Определяем суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \leq [Z_{\Sigma}]$$

где $[Z_{\Sigma}]$ - наибольшее допустимое количество зубьев $[Z_{\Sigma}] = 200$

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 160}{2} = 178,11$$

полученное значение округляем в меньшую сторону до целого числа, следовательно $Z_{\Sigma} = 178$ зубьев.

Число зубьев шестерни и колеса определяем по формуле:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq Z_{1\min}$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$$

где $Z_{1\min}$ - минимальное число зубьев, в нашем случае для прямозубых колес $Z_{1\min} = 17$.

$$Z_1 = \frac{178}{4,5+1} = 32,36$$

$$Z_2 = 178 - 32 = 146$$

полученное значение Z_1 округляем до целого числа, $Z_1 = 32$ фактическое передаточное отношение:

$$i_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$i_{\phi} = \frac{146}{32} = 4,56$$

Фактическое передаточное отношение не должно отличаться от минимального больше чем на 5 %.

Делительный (начальный) диаметр:

$$d_1 = m \cdot Z_1$$

$$d_2 = m \cdot Z_2$$

$$d_1 = 2 \cdot 32 = 64 \text{ (мм)}$$

$$d_2 = 2 \cdot 146 = 292 \text{ (мм)}$$

Уточненное межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$a_w = \frac{64 + 292}{2} = 179 \text{ (мм)}$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$$

$$d_{a1} = 64 + 2 \cdot 2 = 68 \text{ (мм)}$$

$$d_{a2} = 292 + 2 \cdot 2 = 296 \text{ (мм)}$$

Определяем диаметр впадин зубьев

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m$$

$$d_{f1} = 64 - 2,5 \cdot 2 = 59 \text{ (мм)}$$

$$d_{f2} = 292 - 2,5 \cdot 2 = 287 \text{ (мм)}$$

окружная сила в зацеплении:

$$F_t = \frac{2M_3}{d_2}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 205}{0,292} = 1401 \text{ (Н)}$$

Радиальная сила в зацеплении:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \omega, [H]$$

где $\alpha \omega$ – соответственно угол зацепления, в градусах. Для прямозубых колес

$$\alpha \omega = 20^\circ$$

$$F_r = 1404_t \cdot \operatorname{tg} 20 = 511 [H]$$

Проверяем соблюдения прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{M_3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{BV} \cdot (i+1)^3}{b_2}} [MPa]$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий, неравномерность распределения напряжений между зубьями.

$K_{H\beta}$ коэффициент динамической нагрузки

$$\sigma_H = \frac{310}{180 \cdot 4,5} \cdot \sqrt{\frac{205 \cdot 10^3 \cdot 1,01 \cdot 1,1 \cdot (4,5+1)^3}{50}} = 333 [MPa]$$

сравнительная прочность зубьев на изгиб:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{[\sigma_F]_{1,2}}{Y_{F1,2}} [\text{МПа}]$$

где $Y_{F1,2}$ – коэффициент формы зуба ГОСТ 21354-75 (таб.4 с. 12) [8]

$$\sigma_{F1} = \frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{388}{3,8} = 102 [\text{МПа}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{341}{3,6} = 94 [\text{МПа}]$$

Проверим соблюдения условия прочности по напряжениям (производится по наименьшему значению из или вычисленному выше)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} [\text{МПа}]$$

где $K_{F\alpha} = K_{HL}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{F\beta} = K_{HL} = 1$

$K_{F\beta} = K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения на ширине зубчатого венца $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,01$

$K_{FV} = K_{HV}$ - коэффициент динамичности $K_{FV} = K_{HV} = 1,2$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1 \cdot \frac{205}{55 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 1,2 = 8,13 [\text{МПа}]$$

II.6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

Для уменьшения габаритов редуктора для зубчатых колес принимаем, сжали с повышенными механическими характеристиками.

По таблице 2.8 (с. 28) [1] принимаем для шестерни сталь 40ХН улучшенную с твердостью $HB 280$ и для колеса сталь 40ХН улучшенную с твердостью $HB 250$.

Определения допускаемого контактного напряжения:

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{H0}}{[S_H]} \cdot K_{HL} (\text{МПа})$$

где σ_{H0} - предел контактной усталости поверхности зуба.

По таблице 3.2 (с. 27) [1] для углеродистых сталей с твердостью поверхности зуба $< HB 350$ и термообработкой:

$$\sigma_{H0} = (2HB + 70) / 1,1 (\text{МПа})$$

K_{HL} - коэффициент долговечности, принимаем $K_{HL} = 11$ ($K_{HL} = 1 / 2,6$ – при длительной эксплуатации редуктора).

$[S_H]$ - коэффициент безопасности, принимаем $[S_H] = 1,1$ ($[S_H] = 1,1 / 1,2$ [с. 185] {1} — для колес из нормализованной углеродистой стали).

$$[\sigma_H]_1 = \frac{2 \cdot 250 + 70}{1,1} \cdot 1 = 518 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{2 \cdot 220 + 70}{1,1} \cdot 1 = 463 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_H]_{\text{общ}} = 0,45 \cdot (518 + 463) = 441 (\text{МПа})$$

определение допускаемого напряжения для материала зуба:

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}, (\text{МПа})$$

где σ_{FO} - предел выносливости зубьев при изгибе принимаем $\sigma_{FO} = 1,55$
 K_{FC} – коэффициент учитывающий внешние напряжение нагрузки $K_{FC} =$

1

$[S_F]$ - коэффициент безопасности $[S_F] = 1,25$

K_{FL} - коэффициент долговечности зубьев $K_{FL} = 1$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{1,8 \cdot 250}{1,5} \cdot 1,55 \cdot 1 = 388 (\text{МПа})$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{1,8 \cdot 220}{1,5} \cdot 1,55 \cdot 1 = 341 (\text{МПа})$$

определение меж осевого расстояния:

$$a_w = K_a (i+1) \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot i^2 \cdot \psi^a}}, [\text{мм}]$$

где K_a - коэффициент для прямозубых передач $K_a = 49,5$

K_{HB} - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{HB} = 1 / 1,48$

ψ^a - коэффициент ширины венца зубчатого колеса, для симметричного расположения колес $\psi^a = 0,315; 0,4$

Межосевое расстояние a_w округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (СТСЗВ 229-75) (таб. 1, с. 9) [8]

$$a_w = 49,5 \cdot (3,55 + 1) \sqrt[3]{\frac{704 \cdot 10^3 \cdot 1}{[441_H]^2 \cdot 3,55^2 \cdot 0,315}} = 218 [\text{мм}]$$

округляем до стандартного и принимаем $a_w = 250 (\text{мм})$

Определение ширины зубного венца.

$$b_2 = \varphi_a \cdot a_w, [\text{мм}]$$

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2, [\text{мм}]$$

$$b_2 = 0,315 \cdot 250 = 79 (\text{мм})$$

$$b_1 = 1,12 \cdot 79 = 88 (\text{мм})$$

Находим модуль зубьев:

Минимальное значение модуля m_{\min} определяется из условия прочности:

$$m_{\min} \geq \frac{6,8 \cdot M_3 \cdot (i+1)}{i \cdot a_w \cdot b_2 [\sigma_f]}$$

где $6,8 = K_m$ коэффициент, зависящий от вида передачи. В нашем случае для прямозубой $[\sigma_f]$ соответственно меньшему из значений $[\sigma_f]_1$ и $[\sigma_f]_2$ максимально допустимый модуль m_{\max} определяется, из условия неподрезания зубьев у основания:

где $6,8 = K_m$ - коэффициент, зависящий от вида передачи в нашем случае прямозубой.

$[\sigma_f]$ соответствует меньшему из значений $[\sigma_f]_1$ и $[\sigma_f]_2$

Максимально допустимый модуль m_{max} определяется, из условия неподрезания зубьев у основания:

$$m_{max} = \frac{2a_w}{17(i+1)}$$

Из полученного диапазона (m_{min}, m_{max}) модулей принимаем меньшее значение модуля m согласуя его со стандартным значением по ГОСТ 9563 (СТСЭВ 310-76) (таб.3, с. 10) [8].

$$m_{min} \geq \frac{6,8 \cdot 704 \cdot 10^3 \cdot (3,55 + 1)}{4,5 \cdot 160 \cdot 50 \cdot 341} = 0,61$$

$$m_{max} = \frac{2 \cdot 250}{17 \cdot (3,55 + 1)} = 6,46$$

согласно ГОСТ 9563 (СТСЭВ 310-76), $m = 3$

Определяем суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \leq [Z_{\Sigma}]$$

где $[Z_{\Sigma}]$ – наибольшее допустимое количество зубьев $[Z_{\Sigma}] = 200$

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 250}{3} = 166,6$$

полученное значение округляем в большую сторону до целого числа, следовательно $Z_{\Sigma} = 167$ зубьев.

Число зубьев шестерни и колеса определяем по формуле:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq Z_{1min}$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$$

где Z_{1min} - минимальное число зубьев, в нашем случае для прямозубых колес $Z_{1min} = 17$

$$Z_1 = \frac{167}{3,55 + 1} = 37$$

$$Z_2 = 167 - 37 = 130$$

фактическое передаточное отношение:

$$i_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$i_{\phi} = \frac{130}{37} = 3,51$$

Фактическое передаточное отношение не должно отличаться от минимального больше чем на 5%

Делительный (начальный) диаметр:

$$d_1 = m \cdot Z_1$$

$$d_2 = m \cdot Z_2$$

$$d_1 = 3 \cdot 37 = 111 \text{ (мм)}$$

$$d_2 = 3 \cdot 130 = 390 \text{ (мм)}$$

Уточненное межосевое расстояние :

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$a_w = \frac{11 + 390}{2} = 250,5(\text{мм})$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$$

$$d_{a1} = 111 + 2 \cdot 3 = 117 (\text{мм})$$

$$d_{a2} = 390 + 2 \cdot 3 = 396 (\text{мм})$$

Определяем диаметр впадин зубьев

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m$$

$$d_{f1} = 111 - 2,5 \cdot 3 = 103,5 (\text{мм})$$

$$d_{f2} = 390 - 2,5 \cdot 3 = 382,5 (\text{мм})$$

окружная сила в зацеплении:

$$F_t = \frac{2M_4}{d_2}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 704}{0,39} = 3610(\text{Н})$$

Радиальная сила в зацеплении:

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha \omega, [\text{Н}]$$

где $\alpha \omega$ - соответственно угол зацепления, градусах. Для прямозубых колес $\alpha \omega = 20^\circ$

$$F_r = 3610 \cdot \text{tg} 20 = 1313[\text{Н}]$$

Проверяем соблюдения прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{M_4 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{BV} \cdot (i+1)^3}{b_2}} [\text{МПа}]$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий, неравномерность распределения напряжений между зубьями

K_{HV} коэффициент динамической нагрузки.

$$\sigma_H = \frac{310}{250 \cdot 3,55} \cdot \sqrt{\frac{704 \cdot 10^3 \cdot 1,01 \cdot 1,1 \cdot (3,55 + 1)^3}{79}} = 337[\text{МПа}] \leq [\sigma_H] = 441(\text{МПа})$$

сравнительная прочность зубьев на изгиб:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{[\sigma_F]_{1,2}}{Y_{F1,2}} [\text{МПа}]$$

где $Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба ГОСТ 21354-75 (табл. 4, с. 12) [8]

$$\sigma_{F1} = \frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{388}{3,7} = 104[\text{МПа}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{341}{3,6} = 94[\text{МПа}]$$

Проверим соблюдения условия прочности по напряжениям (производится по наименьшему значению из σ_1 или σ_2 вычисленному выше)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} [\text{МПа}]$$

где $K_{F\alpha} = K_{HL}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{FB} = K_{HL} = 1$

$K_{F\beta} = K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения на ширине зубчатого венца $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,01$

$K_{FV} = K_{HV}$ - коэффициент динамичности $K_{FV} = K_{HV} = 1,2$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1 \cdot \frac{3610}{79 \cdot 3} \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 1,2 = 66 [\text{МПа}] \leq [\sigma_{F1}]$$

Длина ступи

$$L_{cm} = 1,5 \cdot d_{b3,4}$$

$$d_b = \sqrt{\frac{M}{0,2[\tau]}}$$

$$d_{b3} = \sqrt{\frac{M_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt{\frac{205}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,008(\text{м})$$

принимаем 30 мм

$$d_{b4} = \sqrt{\frac{M_4}{0,2[\tau]}} = \sqrt{\frac{704}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,015(\text{м})$$

принимаем 45 мм

$$L_{cm1,2} = 1,5 \cdot d_{b3,4}$$

$$L_{cm1,2} = 1,5 \cdot 30 = 45(\text{мм})$$

$$L_{cm1,2} = 1,5 \cdot 45 = 68(\text{мм})$$

Наружный диаметр ступиц:

$$D_{cm1,2} = 1,6 \cdot d_{b3,4}$$

$$D_{cm1} = 1,6 \cdot 30 = 48(\text{мм})$$

$$D_{cm2} = 1,6 \cdot 45 = 72(\text{мм})$$

Толщина обода зубчатого венца:

$$b = 2,25 \cdot m$$

$$b = 2,25 \cdot 3 = 6,75(\text{мм})$$

принимаем $b = 8$ мм

Толщина диска:

$$S = 0,33 \cdot b_2$$

$$S = 0,33 \cdot 79 = 26(\text{мм})$$

II.7. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

Ведомый вал

Ведомый вал рассчитывается при $[\tau] = 25 \text{ Н/мм}^2$

Определение диаметра выходящего конца вала:

$$d_{b4} = \sqrt[3]{\frac{M_{k4}}{0,2 \cdot [\tau]_k}}$$

$$d_{b4} = \sqrt[3]{\frac{400 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 43,08(\text{мм})$$

Принимаем $d_{b4} = 45 \text{ мм}$

Определяем диаметр вала под подшипники:

$$d_n = d_{b4} - 5$$

$$d_n = 45 - 5 = 40 (\text{мм})$$

Для фиксации правого подшипника в осевом направлении в конструкции вала предусматриваем упорный бур типа:

$$d_{\sigma} = d_{b4} + (5 / 10)$$

$$d_{\sigma} = 45 + 10 = 55 (\text{мм})$$

Остальные размеры вала принимаем конструктивно.

Размеры: $11 = 30 (\text{мм})$; $12 = 50 (\text{мм})$; $13 = 200 (\text{мм})$; $14 = 130 (\text{мм})$

II.8. ПЕРВЫЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Первый этап компоновки служит для приближенного определения положения зубчатых колес относительно опор.

Компоновочный чертеж выполняется в одной проекции разрез по осям валов при снятой крышки редуктора.

Проводим горизонтальную осевую линию - ось ведущего вала. Намечаем положение вертикальной осевой линии - оси промежуточного вала. Из точки пересечения осей промежуточного вала и ведущего проводим под углом $\beta_1 = 21^{\circ}48'18''$ осевой линии делительных конусов и откладываем на них отрезки $R1 = 97 \text{ мм}$. конструктивно оформляем по найденным выше размерам шестерню и колесо. Вычерчиваем их в зацеплении. Ступицу колеса выполняем несимметричной относительно диска, чтобы уменьшить расстояние между опорами промежуточного вала.

От вертикальной оси на расстоянии $a_w = 250 \text{ мм}$ проводим еще одну вертикальную линию. Это ось ведомого вала. Конструктивно оформляем цилиндрическую шестерню и колесо тихоходной ступени.

Цилиндрический однорядный подшипники по ГОСТ 333-71

Для быстроходного вала подшипник 7206

Для промежуточного вала выбираем такой же подшипник 7206

Для тихоходного вала намечаем шариковый однорядный радиальный подшипник по ГОСТ 83308-75, подшипник 309.

Вычерчиваем вал на ватмане, пример см. чертеж 1 и 2.

II.9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Зубчатая быстроходная передача:

$$m = 2 \text{ мм}$$

определенное ранее:

$$d_{a1} = 68 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 296 \text{ мм}$$

Ширина зубчатого венца

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w; b_2 = 50 \text{ мм}$$

$$b_1 = 1,12b_2; b_1 = 56 \text{ мм}$$

наружный диаметр ступицы:

$$D_{cm1,2} = 1,6 d_{b3,4}$$

$$D_{cm1,2} = 1,6 \cdot 30 = 48 \text{ мм}$$

$$D_{cm1,2} = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм}$$

Длина ступицы:

$$L_{cm1} = 1,5 \cdot d_{b3}$$

$$L_{cm1} = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм}$$

Толщина обода зубчатого венца:

$$\sigma = 2,25 \cdot m$$

$$\sigma = 2,25 \cdot 2 = 5,5 \text{ мм}$$

делительные диаметры, мм (начальные):

$$d_1 = m \cdot Z_1$$

$$d_1 = 64 \text{ мм}$$

диаметры ступиц:

$$d_b = \sqrt{\frac{M}{0,2[\tau]}}$$

$$d_{b2} = \sqrt{\frac{704}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,015(m)$$

принимаем $d_{b2} = 45 \text{ мм}$

делительные диаметры:

$$D_2 = m \cdot Z_2$$

$$D_2 = 390 \text{ мм}$$

Толщина диска:

$$S = 0,33b_2$$

$$S = 0,33 \cdot 79 = 26 \text{ мм}$$

Цилиндрическая тихоходная передача.

$$M=3$$

определенное ранее:

$$d_{a1} = 1,17 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 396 \text{ мм}$$

Ширина зубчатого венца

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w; b_2 = 79 \text{ мм}$$

$$b_1 = 1,12b_2; b_1 = 88 \text{ мм}$$

наружный диаметр ступицы:

$$D_{cm1,2} = 1,6 d_{b3,4}$$

$$D_{cm1,2} = 1,6 \cdot 30 = 48 \text{ мм}$$

$$D_{cm1,2} = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм}$$

Длина ступицы:

$$L_{cm1} = 1,5 \cdot d_{b3}$$

$$L_{cm1} = 1,5 \cdot 4,5 = 68 \text{ мм}$$

Толщина обода зубчатого венца:

$$\sigma = 2,25 \cdot m$$

$$\sigma = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм}$$

принимаем $\sigma = 8 \text{ мм}$

делительные диаметры, мм (начальные):

$$d_1 = 292 \text{ мм}$$

диаметр впадин зубьев, мм

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m$$

$$d_{f2} = 390 - 2,5 \cdot 3 = 383 \text{ (мм)}$$

$$d_{f2} = d_1 - 2,5 \cdot m$$

$$d_{f1} = 64 - 2,5 \cdot 3 = 58 \text{ (мм)}$$

диаметры ступиц:

$$d_b = \sqrt{\frac{M_4}{0,2[\tau]}}$$

$$d_{b2} = \sqrt{\frac{205}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,008 \text{ (м)}$$

принимаем $d_{b2} = 30 \text{ мм}$

делительные диаметры:

$$D_1 = m \cdot Z_1$$

$$D_1 = 111 \text{ мм}$$

Вычерчиваем зубчатое колесо на ватмане, пример см. чертеж 3.

II.10. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

1. Ведущий вал

Значения необходимые для построения эпюр:

$$F_t = 1433 \text{ н};$$

$$F_r = 573,2 \text{ н};$$

$$F_B = 1255,6 \text{ н};$$

$$F_{by} = F_{bx} = F_B \cdot \cos 45^\circ = 1255,6 \cdot 0,707 = 887,8 \text{ н}.$$

Определение реакций в вертикальной плоскости

Сумма моментов вокруг точки А:

$$\sum M_a = F_{by} \cdot 53 - F_t \cdot 52 - R_{by} \cdot (52 + 52) = 0$$

Реакция R_{by} , н; определяется по формуле:

$$R_{by} = \frac{F_{by} \cdot 53 - F_t \cdot 52}{52 + 52} \text{ н}$$

где $F_{by} = F_{bx} = F_B \cdot \cos 45^\circ = 1255,6 \cdot 0,707 = 887,8 \text{ н}$;

$$F_t = 1433 \text{ н};$$

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{by} = \frac{887,8 \cdot 53 - 1433 \cdot 52}{52 + 52} = -264,1 \text{ н}$$

$R_{by_{ист}} = 264,1 \text{ н}$ (потому что реакция не может быть отрицательной)

Сумма моментов вокруг точки В:

$$\sum M_B = F_{by} \cdot (53 + 52 + 52) - R_{ay} (52 + 52) + F_t \cdot 52 = 0$$

Реакция R_{ay} , н; определяется по формуле (2.78):

$$R_{ay} = \frac{F_{by} (53 + 52 + 52) + F_t \cdot 52}{52 + 52}$$

где $F_{by} = F_{bx} = F_B \cdot \cos 45^\circ = 1255,6 \cdot 0,707 = 887,8 \text{ н}$;

$$F_t = 1433 \text{ н};$$

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{ay} = \frac{887,8 \cdot (53 + 52 + 52) + 1433 \cdot 52}{52 + 52} = 2056,7 \text{ н}$$

Уравнение для построения эпюры в вертикальной плоскости

$$M_{u_A} = F_{by} \cdot 0,053 = 887,8 \cdot 0,053 = 47,05 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$M_{u_C} = -R_{by} \cdot 0,052 = -264,1 \cdot 0,052 = -13,7 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$M_{u_D} = M_{u_B} = 0$$

Определение реакций в горизонтальной плоскости

Сумма моментов вокруг точки А:

$$\sum M_A = F_{bx} \cdot 53 - F_r \cdot 52 - R_{bx} \cdot (52 + 52) = 0$$

Реакция R_{bx} , н; определяется по формуле:

$$R_{bx} = \frac{F_{bx} \cdot 53 - F_r \cdot 52}{52 + 52}$$

где $F_{by} = F_{bx} = F_B \cdot \cos 45^\circ = 1255,6 \cdot 0,707 = 887,8 \text{ н}$;

$$F_r = 573,2 \text{ н}.$$

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{bx} = \frac{887,8 \cdot 53 - 573,2 \cdot 52}{52 + 52} = 165,8 \text{ н}$$

Сумма моментов вокруг точки В:

$$\sum M_B = F_{bx} \cdot (53 + 52 + 52) - R_{ax} \cdot (52 + 52) + F_r \cdot 52 = 0$$

Реакция R_{ax} , н; определяется по формуле (2.80):

$$R_{ax} = \frac{F_{bx} \cdot (53 + 52 + 52) + F_r \cdot 52}{52 + 52}$$

где $F_{by} = F_{bx} = F_B \cdot \cos 45^\circ = 1255,6 \cdot 0,707 = 887,8 \text{ н}$;

$F_r = 573,2 \text{ н}$.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{ax} = \frac{887,8 \cdot (53 + 52 + 52) + 573,2 \cdot 52}{52 + 52} = 1626,8 \text{ н}$$

Уравнение для построения эпюры в горизонтальной плоскости

$$M_{u_D} = M_{u_B} = 0$$

$$M_{u_A} = F_{bx} \cdot 0,053 = 887,8 \cdot 0,053 = 47,05 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$M_{u_B} = R_{bx} \cdot 0,052 = 165,8 \cdot 0,052 = 8,62 \text{ н} \cdot \text{м}$$

Суммарные реакции в подшипниках R_a и R_b , н; определяются по формулам:

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{ax}^2}$$

где $R_{ay} = 2056,7 \text{ н}$;

$R_{ax} = 1626,8 \text{ н}$.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_a = \sqrt{2056,7^2 + 1626,8^2} = 2622,3 \text{ н}$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2}$$

где $R_{by} = 264,1 \text{ н}$;

$R_{bx} = 165,8 \text{ н}$.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_b = \sqrt{264,1^2 + 165,8^2} = 311,8 \text{ н}$$

2. Ведомый вал

Определение реакций в вертикальной плоскости

Сумма моментов вокруг точки А:

$$\sum M_{u_A} = -F_t \cdot 50 - R_{by} \cdot (50 + 50) = 0$$

Реакция R_{by} , н; определяется по формуле:

$$R_{by} = \frac{-F_t \cdot 50}{50 + 50}$$

где $F_t = 1433$ н.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{by} = \frac{-1433 \cdot 50}{50 + 50} = -716,5 \text{ н}$$

$R_{by_{\text{уст}}} = 716,5$ н (потому что реакция не может быть отрицательной).

Сумма моментов вокруг точки В:

$$\sum M_{u_B} = R_{ay} \cdot (50 + 50) + F_t \cdot 50 = 0$$

Реакция R_{ay} , н; определяется по формуле:

$$R_{ay} = \frac{-F_t \cdot 50}{50 + 50}$$

где $F_t = 1433$ н.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{ay} = \frac{-1433 \cdot 50}{50 + 50} = -716,5 \text{ н}$$

$R_{ay_{\text{уст}}} = 716,5$ н (потому что реакция не может быть отрицательной).

Уравнение для построения эпюры в вертикальной плоскости

$$M_{u_C} = -R_{ay} \cdot 0,05 = -716,5 \cdot 0,05 = -35,8 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$M_{u_A} = M_{u_B} = 0$$

Определение реакций в горизонтальной плоскости

Сумма моментов вокруг точки А:

$$\sum M_A = -F_r \cdot 50 - R_{bx} \cdot (50 + 50) = 0$$

Реакция R_{bx} , н; определяется по формуле:

$$R_{bx} = \frac{-F_r \cdot 50}{50 + 50}$$

где $F_r = 573,2$ н.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{bx} = \frac{-573,2 \cdot 50}{50 + 50} = -286,6 \text{ н}$$

$R_{bx_{\text{ист}}} = 286,6$ н (потому что реакция не может быть отрицательной).

Сумма моментов вокруг точки В:

$$\sum M_B = R_{ax} \cdot (50 + 50) + F_r \cdot 50 = 0$$

Реакция R_{ax} , н; определяется по формуле 2.86:

$$R_{ax} = \frac{-F_r \cdot 50}{50 + 50}$$

где $F_r = 573,2$ н.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_{ax} = \frac{-573,2 \cdot 50}{50 + 50} = -286,6 \text{ н}$$

$R_{ax_{\text{ист}}} = 286,6$ н (потому что реакция не может быть отрицательной).

Уравнение для построения эпюры в горизонтальной плоскости

$$M_{u_c} = -R_{ax} \cdot 0,05 = -286,6 \cdot 0,05 = 14,33 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$M_{u_a} = M_{u_b} = 0$$

Суммарные реакции в подшипниках R_a и R_b , н; определяются по формулам:

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{ax}^2}$$

где $R_{ay} = 716,5$ н;

$R_{ax} = 286,6$ н.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_a = \sqrt{716,5^2 + 286,6^2} = 771,6 \text{ н}$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2}$$

где: $R_{by} = 716,5 \text{ н};$

$$R_{bx} = 286,6 \text{ н.}$$

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$R_b = \sqrt{716,5^2 + 286,6^2} = 771,6 \text{ н}$$

Строим эпюры.

Уточненный расчет вала проводится по методике, изложенной в [2].

II.11. ПОДБОР И РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

1. Ведущий вал:

Намечаем шариковые радиальные подшипники 205: $d = 25 \text{ мм};$
 $D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; C = 14; C_0 = 6,95.$

Эквивалентная нагрузка $P_3, \text{ н};$ определяется по формуле:

$$P_3 = (X \cdot V \cdot R_a + Y \cdot P_a) \cdot K_6 \cdot K_T$$

где $R_a = 771,6 \text{ н};;$

$$P_a = F_a = 0;$$

$V = 1$ (вращается внутреннее кольцо);

K_6 - коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров,
 $K_6 = 1;$

$$K_T = 1;$$

Для того чтобы выбрать величины X и Y нужно из соотношения
 $\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{6,95} = 0;$ этой величине соответствует $e \approx 0,19;$ соотношение
 $\frac{P_a}{R_a} = \frac{0}{771,6} = 0 < e,$ значит (таблица 9.18 с. 213) $X = 1,$ а $Y = 0.$

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$P_3 = (1 \cdot 1 \cdot 771,6 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 771,6 \text{ н}$$

Расчётная долговечность $L, \text{ млн/об};$ определяется по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^3$$

где $C = 14$ (известно из таблицы подшипников);

P_3 - эквивалентная нагрузка, $P_3 = 771,6 \text{ н};$ определено в формуле (2.89).

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$L = \left(\frac{14 \cdot 10^3}{771,6} \right) = 5900 \text{ млн/об}$$

Расчётная долговечность L_h , час.; определяется по формуле:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}$$

где $L = 5900$ млн/об;

n - количество оборотов на ведущем валу редуктора, $n = 950$ об/мин.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$L_h = \frac{5900 \cdot 10^6}{60 \cdot 950} = 103 \cdot 10^3 \text{ час}$$

2. Ведомый вал

Намечаем шариковые радиальные подшипники 207: $d = 35$ мм;
 $D = 72$ мм; $B = 17$ мм; $C = 25,5$; $C_0 = 13,7$.

2.9.2.1 Эквивалентная нагрузка P_9 , н; определяется по формуле (2.92):

$$P_9 = R_a \cdot V \cdot K_b \cdot K_T$$

где $R_a = 2622,3$ н; определено в формуле;

$V = 1$ (вращается внутреннее кольцо);

K_b - коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров,
 $K_b = 1$;

$K_T = 1$;

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$P_9 = 2622,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2622,3 \text{ н}$$

Расчётная долговечность L , млн/об;; определяется по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{P_9} \right)^3$$

где $C = 25,5$ (известно из таблицы подшипников);

P_9 - эквивалентная нагрузка, $P_9 = 2622,3$ н.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$L = \left(\frac{25,5 \cdot 10^3}{2622,3} \right)^3 = 658,5 \text{ млн/об}$$

Расчётная долговечность L_h , час.; определяется по формуле:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}$$

где $L = 658,5$ млн/об;;

n - количество оборотов на ведомом валу редуктора, $n = 301,5$ об/мин.

Подстановкой указанных выше значений в формулу получено:

$$L_h = \frac{658,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 301,5} = 36401 \text{ ч}$$

III. Технологический раздел

III.1 Выбор смазки. Смазка зацепления и подшипников.

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяется из расчёта $0,25 \text{ Дм}^3$ масла на 1 кВт передаваемой мощности: $V = 0,25 \cdot 3,392 \approx 0,84$ м/с.

Устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 496$ мПа и скорости $v = 2,2$ м/с, рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$. Принимаем масло индустриальное И-30А (ГОСТ 20799-75).

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1, периодически пополняем его шприцем через пресс-маслёнки.

III.2 Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

- на ведущий вал, насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до $80 - 100^\circ\text{C}$;
- в ведомый вал закладывают шпонку $12 \times 8 \times 45$ и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают манжеты. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

На начало ведущего вала закладывается шпонка $6 \times 6 \times 25$, устанавливается втулочная муфта

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку $10 \times 8 \times 45$, устанавливают звёздочку и закрепляют её торцовым креплением; винт торцевого крепления стопорят специальной планкой.

Затем ввёртывают пробку маслопускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор снаружи окрашивается, головки маслоуказателя и пусковой пробки окрашиваются в красный цвет.

Далее редуктор обкатывают и подвергают испытаниям на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями

IV. Список используемой литературы

1. Чернилевский Д.В. «Детали машин и основы конструирования» : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов "Агроинженерия" - Москва : Машиностроение, 2006.

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Конструирование узлов и деталей машин», Москва: Издательский центр «Академия», 2003.

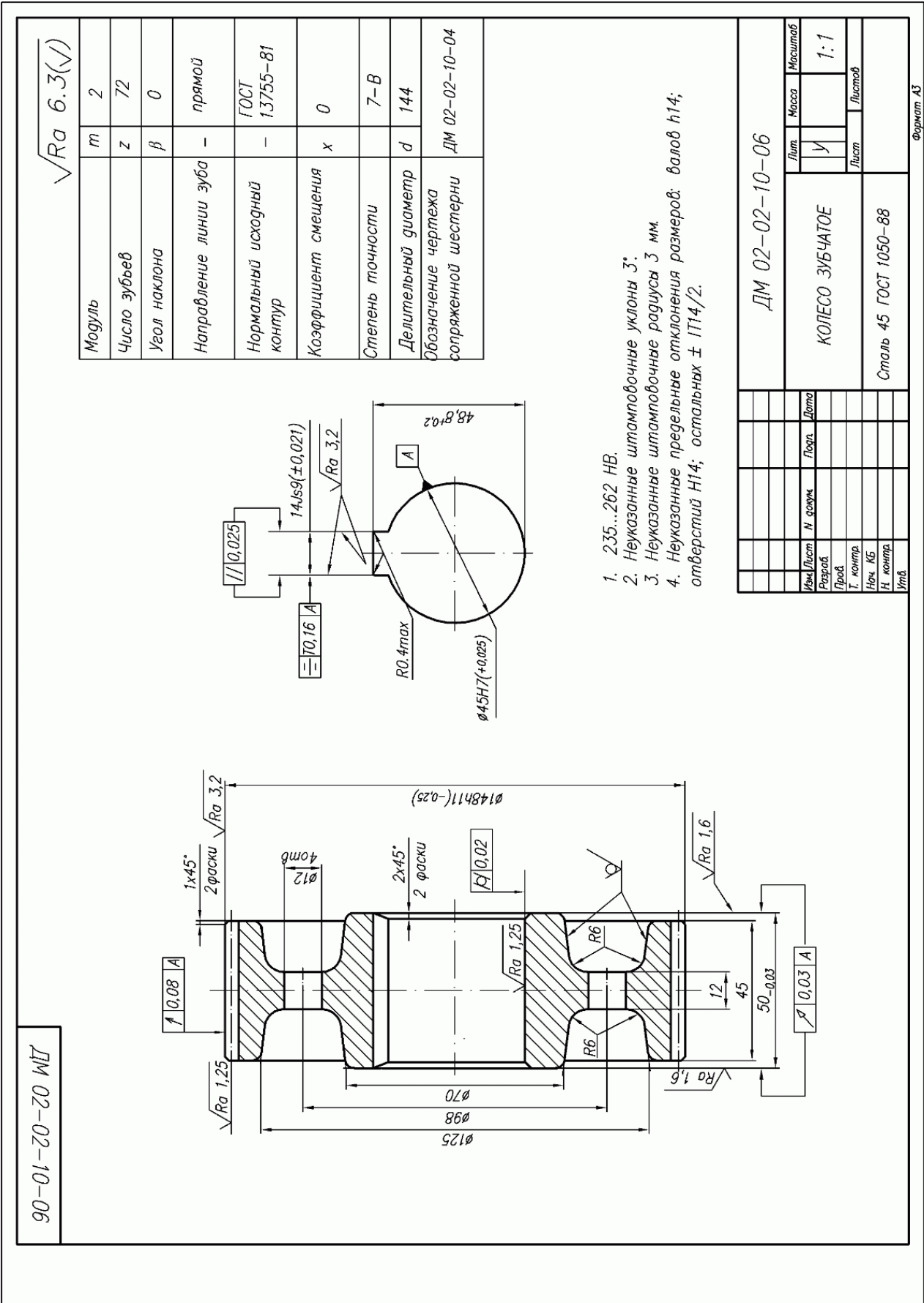
3. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование деталей машин», Калининград, Янтарн.сказ, 2005.

4. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов Вузов /Под ред. В.А. Финогорова. – М.: Высшая школа, 2003.

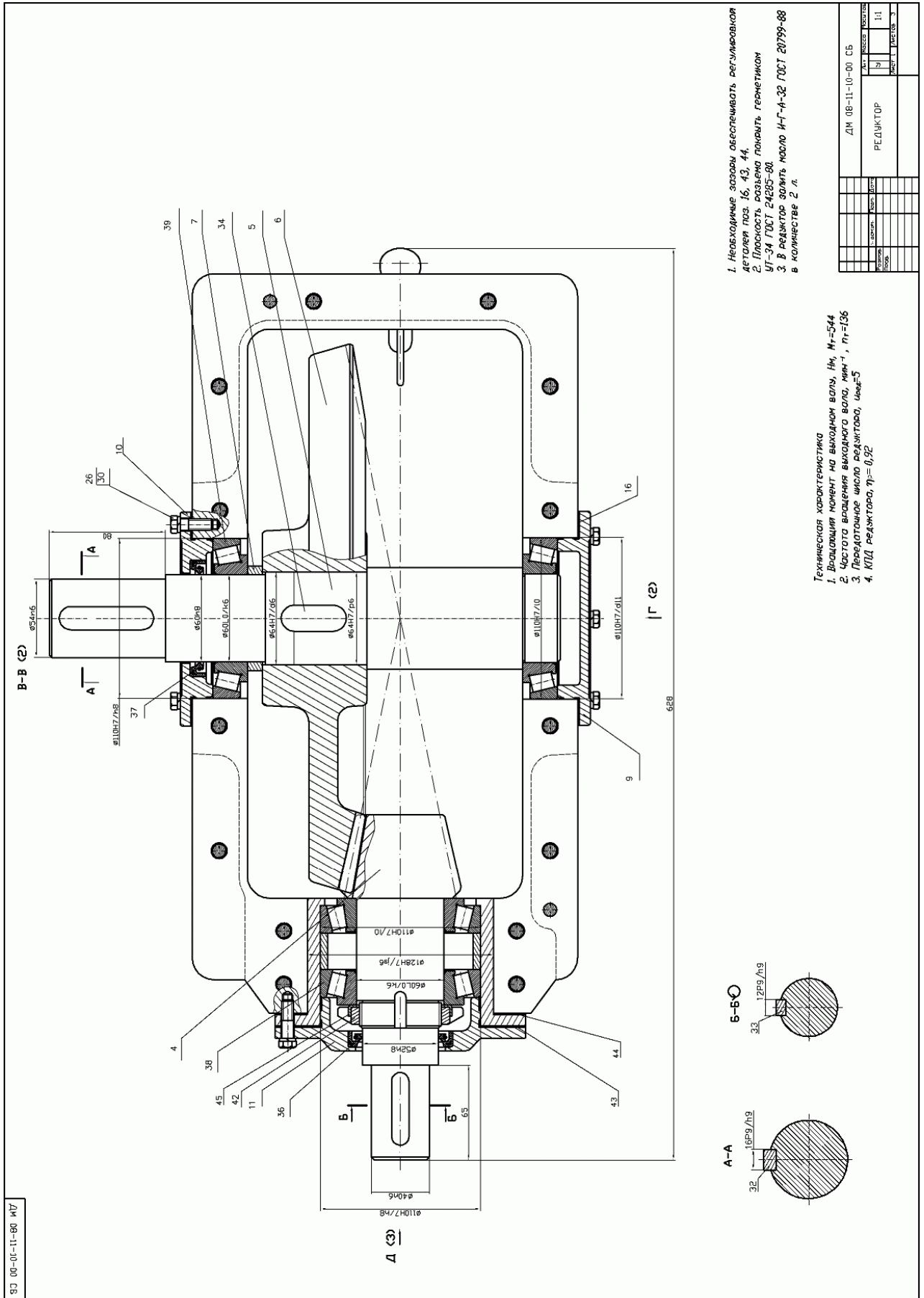
5. Мисевич Ю.В., Петрова О.В., Филановский А.М. «Проектирование привода с двухступенчатым редуктором»: учебно-методическое пособие, СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2010.

6. Мисевич Ю.В., Иванов К.С. «Расчет и проектирование вала редуктора»: учебно-методическое пособие, СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2009.

7. Иванов К.С., Мисевич Ю.В. «Допуски и посадки. Точность изготовления и обработки поверхностей деталей»: учебно-методическое пособие, СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2009.



Чертеж 4. Конический редуктор. Вид сверху



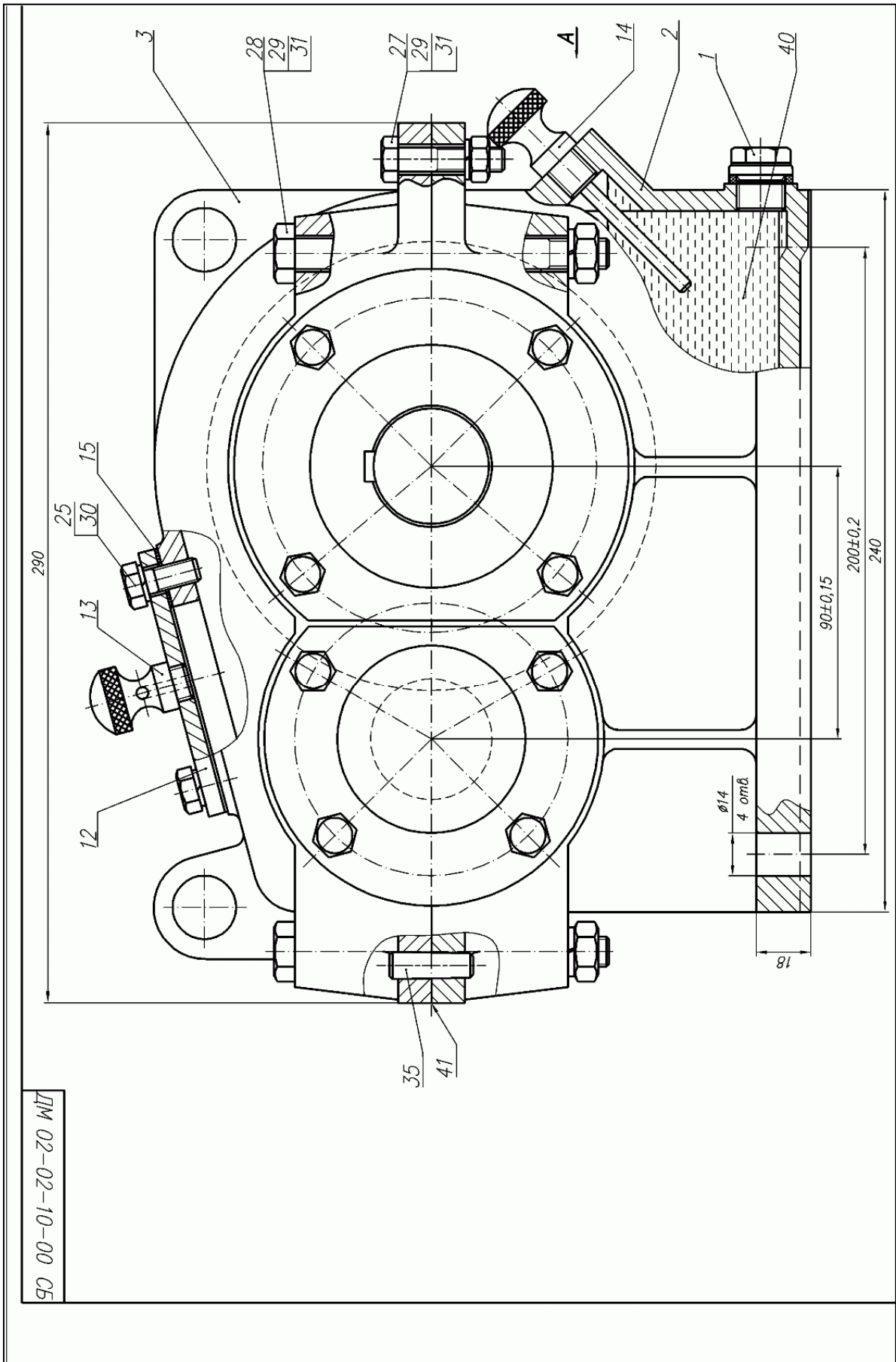
ДМ 00-01-11-86 М

1. Необходимые зазоры обеспечивать герметичной детали по паз. 16, 43, 44.
2. Плоскость разъемов поинить герметиком УГ-34 ГОСТ 24285-80.
3. В редуктор залить масло И-Г-А-32 ГОСТ 20799-88 в количестве 2 л.

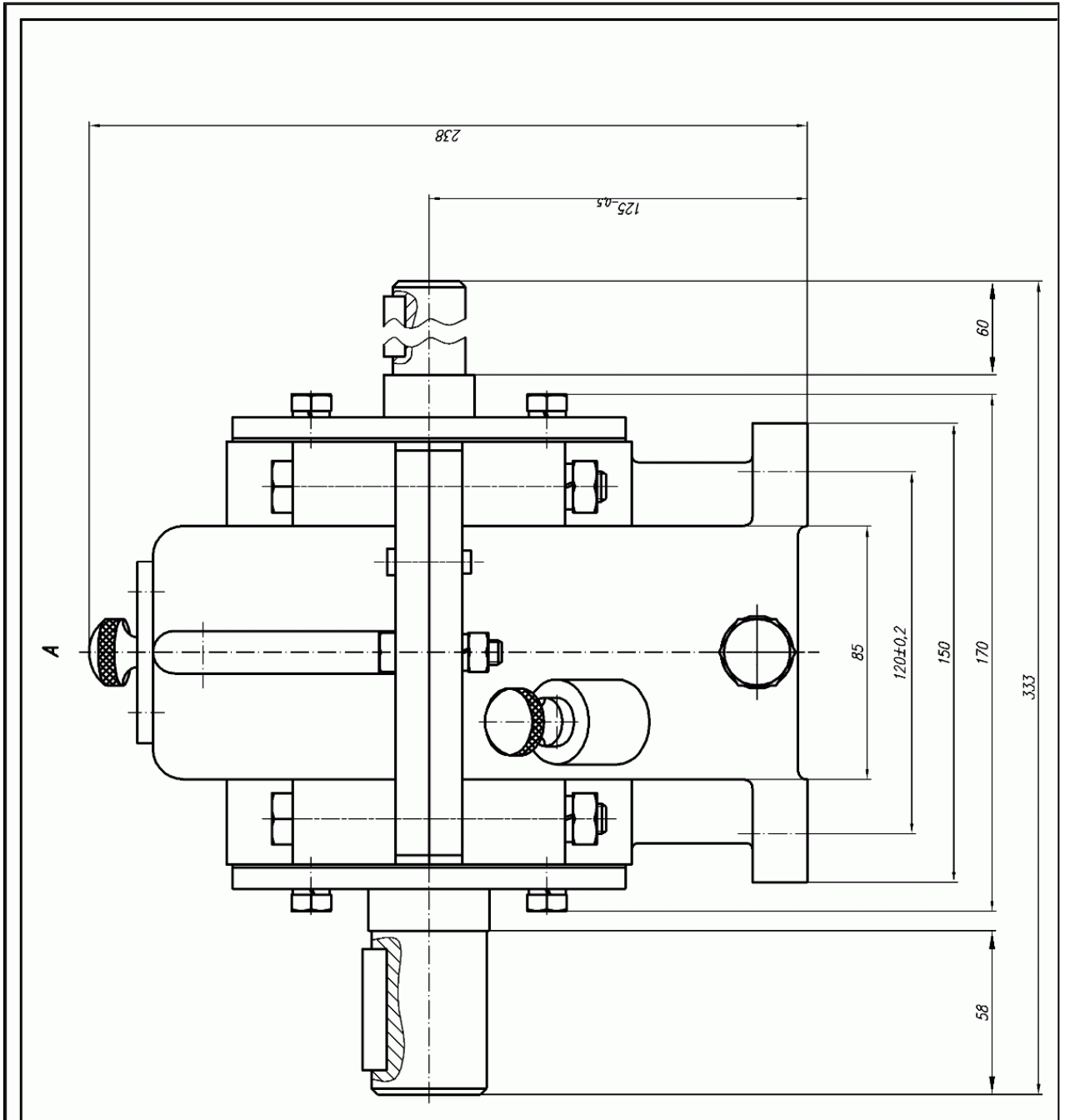
- Техническая характеристика
1. Вращающий момент на выходном валу, Нм, $M_t=544$
 2. Частота вращения выходного вала, мин⁻¹, $n_1=136$
 3. Передаточное число редуктора, $i=5$
 4. КПД редуктора, $\eta=0,92$

№ докум.	Исполн.	Провер.	Инж.	Маст.	Работник
РЕДАКТОР					
ДМ 08-11-10-00 СБ					
11					

Чертеж 5. Цилиндрический редуктор. Вид сверху



Чертеж 7. Корпус редуктора. Вид сбоку



Чертеж 8. Спецификация. Лист 1

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России	ЗАДАНИЕ на курсовой проект по курсу «Детали машин»	Кафедра механики и инженерной графики
--	---	---------------------------------------

Курсант/слушатель _____ факультет _____ группа _____

Тема: Проектирование привода с двухступенчатым коническо-цилиндрическим редуктором

Условие задания.

1. Передача вращения от электродвигателя к редуктору посредством ременной (клиноременной) передачи (нужное подчеркнуть)

2. Передача вращения от редуктора к валу исполнительного механизма посредством цепной передачи

3. Нагрузка на выходе привода:
а) Мощность на валу исполнительного механизма N

_____ кВт.

б) Угловая скорость на валу исполнительного механизма ω

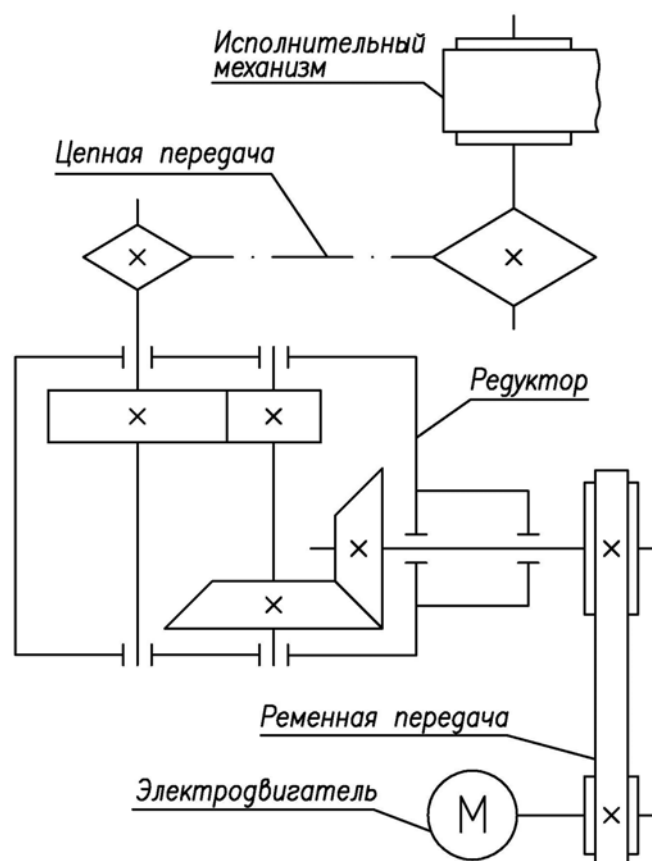
_____ рад/с.

4. Режим работы привода спокойный

5. Редуктор нереверсивный

6. Срок службы редуктора $T = 30000$ рабочих часов.

Кинематическая схема привода



Дата выдачи «___» _____ 201_ г.	Срок сдачи «___» _____ 201_ г.	Руководитель _____
------------------------------------	-----------------------------------	-----------------------

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России	ЗАДАНИЕ на курсовой проект по курсу «Детали машин»	Кафедра механики и инженерной графики
--	---	---------------------------------------

Курсант/слушатель _____ факультет _____ группа _____

Тема: Проектирование привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

Условие задания.

1. Передача вращения от электродвигателя к редуктору посредством ременной (клиноременной) передачи (нужное подчеркнуть)

2. Передача вращения от редуктора к валу исполнительного механизма посредством цепной передачи

3. Нагрузка на выходе привода:
а) Мощность на валу исполнительного механизма N

_____ кВт.

б) Угловая скорость на валу исполнительного механизма ω

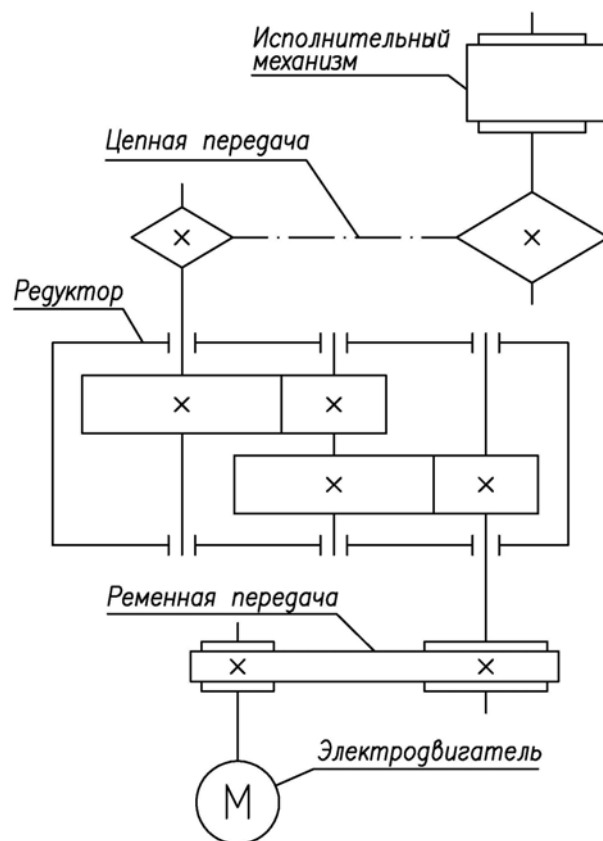
_____ рад/с.

4. Режим работы привода спокойный

5. Редуктор нереверсивный

6. Срок службы редуктора $T = 30000$ рабочих часов.

Кинематическая схема привода



Дата выдачи « ____ » _____ 201_ г.	Срок сдачи « ____ » _____ 201_ г.	Руководитель _____
---------------------------------------	--------------------------------------	-----------------------

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России	ЗАДАНИЕ на курсовой проект по курсу «Детали машин»	Кафедра механики и инженерной графики
--	---	---------------------------------------

Курсант/слушатель _____ факультет _____ группа _____

Тема: Проектирование привода с одноступенчатым цилиндрическим редуктором

Условие задания.

1. Передача вращения от электродвигателя к редуктору посредством ременной (клиноременной) передачи (нужное подчеркнуть)

2. Передача вращения от редуктора к валу исполнительного механизма посредством цепной передачи

3. Нагрузка на выходе привода:
а) Мощность на валу исполнительного механизма N

_____ кВт.

б) Угловая скорость на валу исполнительного механизма ω

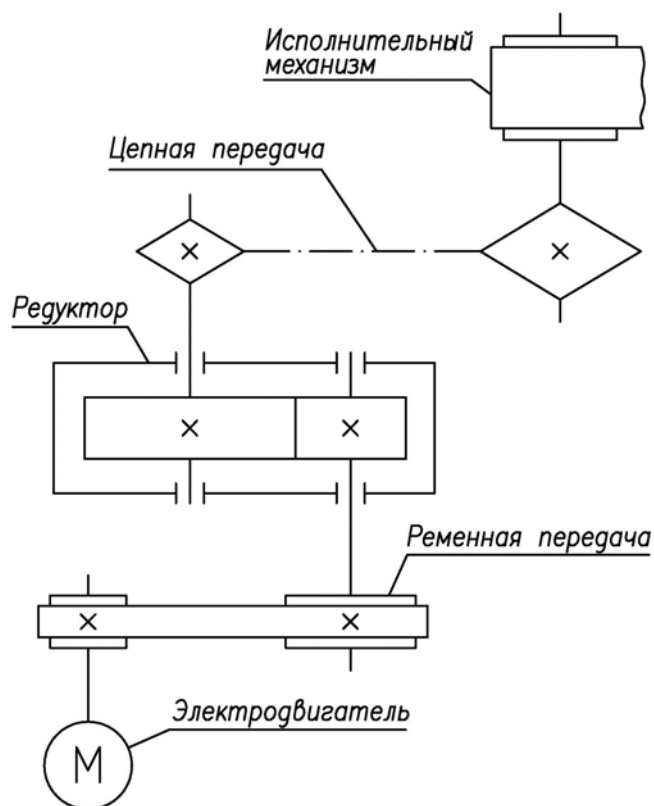
_____ рад/с.

4. Режим работы привода спокойный

5. Редуктор нереверсивный

6. Срок службы редуктора $T = 30000$ рабочих часов.

Кинематическая схема привода



Дата выдачи « ____ » _____ 201_ г.	Срок сдачи « ____ » _____ 201_ г.	Руководитель _____
---------------------------------------	--------------------------------------	-----------------------

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России	ЗАДАНИЕ на курсовой проект по курсу «Детали машин»	Кафедра механики и инженерной графики
--	---	---------------------------------------

Курсант/слушатель _____ факультет _____ группа _____

Тема: Проектирование привода с одноступенчатым цилиндрическим редуктором

Условие задания.

1. Передача вращения от электродвигателя к редуктору посредством ременной (клиноременной) передачи
(нужное подчеркнуть)

2. Передача вращения от редуктора к валу исполнительного механизма посредством цепной передачи

3. Нагрузка на выходе привода:
а) Мощность на валу исполнительного механизма N

_____ кВт.

б) Угловая скорость на валу исполнительного механизма ω

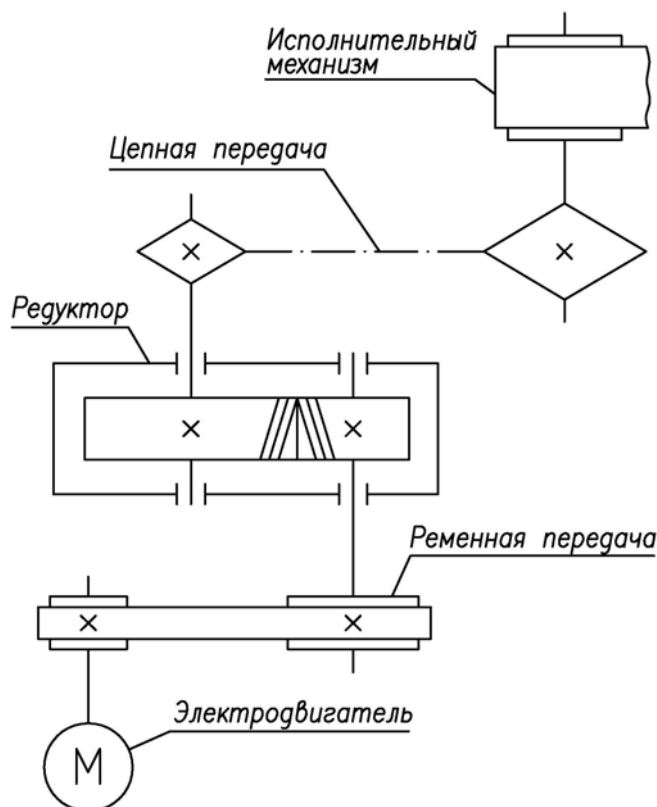
_____ рад/с.

4. Режим работы привода спокойный

5. Редуктор нереверсивный

6. Срок службы редуктора $T = 30000$ рабочих часов.

Кинематическая схема привода



Дата выдачи « ____ » _____ 201_ г.	Срок сдачи « ____ » _____ 201_ г.	Руководитель _____
---------------------------------------	--------------------------------------	-----------------------

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России	ЗАДАНИЕ на курсовой проект по курсу «Детали машин»	Кафедра механики и инженерной графики
--	---	---------------------------------------

Курсант/слушатель _____ факультет _____ группа _____

Тема: Проектирование привода с одноступенчатым коническим редуктором

Условие задания.

1. Передача вращения от электродвигателя к редуктору посредством ременной (клиноременной) передачи (нужное подчеркнуть)

2. Передача вращения от редуктора к валу исполнительного механизма посредством цепной передачи

3. Нагрузка на выходе привода:
а) Мощность на валу исполнительного механизма N

_____ кВт.

б) Угловая скорость на валу исполнительного механизма ω

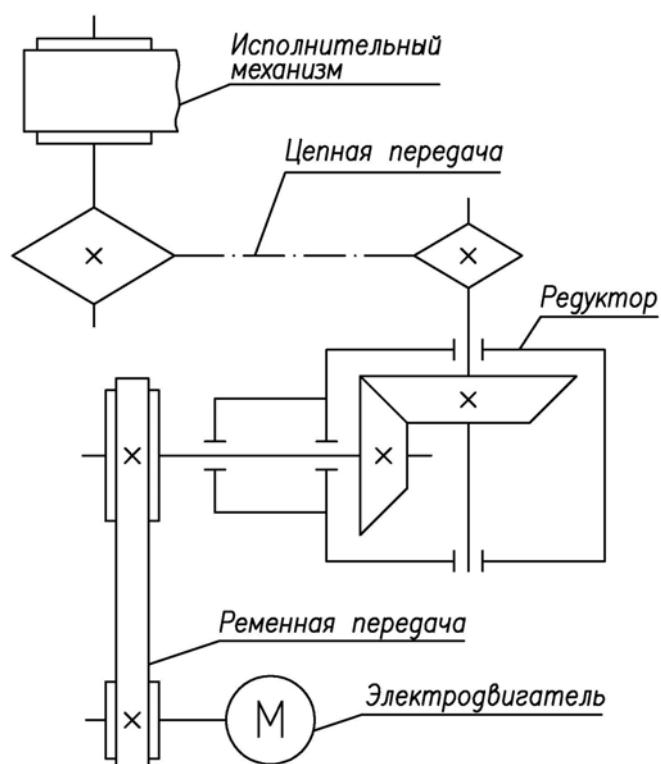
_____ рад/с.

4. Режим работы привода спокойный

5. Редуктор нереверсивный

6. Срок службы редуктора $T = 30000$ рабочих часов.

Кинематическая схема привода



Дата выдачи « ____ » _____ 201_ г.	Срок сдачи « ____ » _____ 201_ г.	Руководитель _____
---------------------------------------	--------------------------------------	-----------------------

Объем работ по заданию:

1. Составить общую кинематическую схему привода (приводиться в расчетно-пояснительной записке).
2. Определить потребную мощность на входе привода (на валу электродвигателя).
3. Произвести подбор для привода нужного электродвигателя.
4. Определить общее передаточное число привода и разбить его между передаточными механизмами.
5. При наличии муфты в кинематической схеме привода следует произвести выбор и расчет таковых.
6. Если подвод мощности к редуктору осуществляется посредством ременной передачи, производится расчет таковой.
7. Если отвод мощности от редуктора к валу исполнительного механизма осуществляется посредством цепной или зубчатой передачи, следует произвести расчет этих передач.
8. Сделать полный расчет редуктора.
9. Выполнить эскизную разработку конструкции редуктора на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1, с числом проекций 1-2, дающим наибольшее представление о внутреннем устройстве основных узлов механизма.
10. Выполнить сборочный чертеж редуктора в 2-х или 3-х проекциях (нужное подчеркнуть) в масштабе 1:1, или, в крайнем случае, в масштабе 1:2 в карандаше на листах стандартного формата.
11. Выполнить рабочие чертежи деталей редуктора или привода (5-6 деталей) на общем листе в карандаше, с выделением на нем формата для каждого чертежа.

(наименование деталей по указанию преподавателя)

12. Составить расчетно-пояснительную записку к проекту на листах писчей бумаги формата А4. Обязательная иллюстрация записки схемами и эскизами рассчитываемых частей привода. Титульный лист записки должен быть надлежащим образом оформлен.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1.
Технические данные асинхронных электродвигателей серий А2 и А02

Nэд, кВт	Синхронная частота вращения n								
	3000 об/мин			1500 об/мин			1000 об/мин		
	Тип	nэд, об/мин	Вал d, мм	Тип	nэд, об/мин	Вал d, мм	Тип	nэд, об/мин	Вал d, мм
0,4							A02-11-6	915	18
0,6				A02-11-4	1360	18	A02-12-6	915	18
0,8	A02-11-2	2830	18	A02-12-4	1360	18	A02-21-6	930	22
1,1	A02-12-2	2830	18	A02-21-4	1400	22	A02-22-6	930	22
1,5	A02-21-2	2840	22	A02-22-4	1400	22	A02-31-6	950	28
2,2	A02-22-2	2840	22	A02-31-4	1430	28	A02-32-6	950	28
3	A02-31-2	2880	28	A02-32-4	1430	28	A02-41-6	955	32
4	A02-32-2	2880	28	A02-41-4	1440	32	A02-42-6	955	32
5,5	A02-41-2	2900	32	A02-42-4	1440	32	A02-51-6	965	38
7,5	A02-42-2	2910	32	A02-51-4	1440	38	A02-52-6	965	38
10	A02-51-2	2910	38	A02-52-4	1440	38	A2 и A02-61-6	965	42
13	A02-52-2	2920	38	A2 и A02-61-4	1450	42	A2 и A02-62-2	965	42
17	A2-61-2 A02-62-2	2910 2920	42 42	A2 и A02-62-4	1450	42	A2 и A02-71-6	970	48
22	A2-62-2 A02-71-2	2910 2930	42 48	A2 и A02-71-4	1450	48	A2 и A02-72-6	970	48
30	A2-71-2 A02-72-2	2920 2930	48 48	A2 и A02-72-4	1450	48	A2 и A02-81-6	975, 980	60
40	A2-72-2 A02-81-2	2920 2940	48 60	A2 и A02-81-4	1470	60	A2 и A02-82-6	975, 980	60
55	A2-81-2 A02-82-2	2940 2940	60 60	A2 и A02-82-4	1470	60	A2 и A02-91-6	985	70
75	A2-82-2 A02-91-2	2940 2950	60 70	A2 и A02-91-4	1480	70	A2 и A02-92-6	985	70
100	A2-91-2 A02-92-2	2950 2950	70 70	A2 и A02-92-4	1480	70			
125	A2-92-2	2950	70						

Таблица 2

Значения КПД механических передач и подшипников

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная самотормозящаяся	0,40	0,30
Червячная несамотормозящаяся при числе заходов червяка: 1	0,65...0,70	0,50...0,60
2	0,70...0,75	0,60...0,70
3	0,80...0,85	-
4	0,85...0,90	-
Цепная передача	0,95...0,97	0,90...0,93
Фрикционная передача	0,90...0,96	0,70...0,88
Ременная передача плоским или клиновым ремнем	-	0,94...0,97
Одна пара подшипников качения	0,990...0,995	
Одна пара подшипников скольжения	0,98...0,99	

Таблица 3

Передаточные числа i понижающих механических передач

Тип передачи	Рекомендуемые средние значения
Редуктор цилиндрический	3 ... 6
Редуктор конический	2 ... 3
Редуктор червячный	10 ... 40
Открытая зубчатая передача	3 ... 7
Открытая червячная передача	10 ... 60
Цепная передача	2 ... 6
Фрикционная передача	2 ... 4
Плоскоременная передача	2 ... 5
То же с натяжным роликом	4 ... 6
Клиноременная передача	2 ... 5

Таблица 4

Передаточные числа i одноступенчатых цилиндрических
зубчатых редукторов

1,25	2,0	3,15	5,0	8,0
1,4	2,24	3,55	5,6	9,0
1,6	2,5	4,0	6,3	10,0
1,8	2,8	4,5	7,1	

Таблица 5

Основные размеры шкивов (по ГОСТ 17383-80), мм (выборка)

Диаметр D	Допус- каемое откло- нение	Диаметр D	Допус- каемое откло- нение	Ширина B	Допус- каемое откло- нение	Стрела выпук- лости обода y	Применять при ширине ремня b		
50	± 1	400	± 3	40	- 2	1	30		
63		450		50	- 2	1	40		
80		500		60	- 2	1	50		
90	± 2	560	± 4	70	- 2	1,5	60		
100		630		85	- 2	1,5	(70), 75		
112		710		100	- 4	1,5	80, 85, 90		
125		800		125	- 4	2	100		
140		900		150	- 4	2	125		
160		1000		± 6	175	- 6	2,5	150	
180					1120	200	- 6	2,5	175
200					1250	225	- 6	2,5	200
225	1400		250		- 8	2,5	225		
250	± 3	1600	± 6	300	- 8	3	250, 275		
280		1800		350	- 8	3	300		
320		2000		400	- 10	3	350		
360		2250		450	- 10	4	400		
				500	- 10	4	450		
				600	- 10	4	500, 550		

Таблица 6

Отношение D_{\min}/δ для обыкновенных плоских приводных ремней

Тип ремня	Отношение $D_{\min}/\delta = k_p$	
	рекомендуемое	допускаемое
Прорезиненный	40	30
Хлопчатобумажный тканый	30	25
Шерстяной	30	25
Кожаный	35	25

Таблица 7

Выбор приводного ремня в зависимости от условий работы

Условия работы	Виды приводных ремней			
	прорезиненные	хлопчатобумажные	шерстяные	кожаные
Передаваемая мощность	Малая, средняя, большая	Малая, средняя	Малая, средняя	Малая, средняя
Удельная тяговая способность	Высокая	Средняя	Низкая	Высокая
Наибольшая скорость [v], м/с	Тип А: 30 Тип В: 15	25	30	40
Резкие колебания рабочей нагрузки (удары)	Не рекомендуются	Допустимы	Пригодны	Пригодны
Допускаемые кратковременные перегрузки на	20...30%	30...40%	40...50%	40...50%
Сохраняет начальное натяжение (при $\sigma_0 = 1,8$ МПа)	Хорошо	Недостаточно удовлетв.	Удовлетворительно	Удовлетворительно
Допускаемая повышенная температура, град.С	Колебания до 60°	Устойчивая до 50°	Колебания до 60°	До 50...70°
Водяной пар	Пригодны с обкладками	Непригодны	Пригодны	Пригодны хромового дубления
Бензин	Непригодны	Допустимы	то же	то же
Пыль	Пригодны	Не рекомендуется	—	—

Таблица 8

Допускаемые полезные напряжения $[\sigma]_п$ для ремней различных типов

Тип ремня	Значения $[\sigma]_п$, МПа, при D_{min}/δ						
	25	30	35	40	45	50	60
Прорезиненные	2,1	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30	2,33
Хлопчатобумажные тканые	1,5	1,60	1,67	1,72	1,80	1,85	1,90
Шерстяные	1,2	1,30	1,37	1,42	1,47	1,50	1,55
Кожаные	1,7	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40

Таблица 9

Стандартные значения ширины приводных ремней b , мм (выборка)

Прорезиненные			Текстильные		Кожаные
Тип А	Тип Б	Тип В	хлопчатобумажные	шерстяные	одинарные
20	20	20	-	-	20
25	25	25	-	-	25
30	30	30	30	-	30
40	40	40	40	-	40
45	45	-	-	-	45
50	-	50	50	50	50
60	-	60	60	60	60
70	-	70	-	-	70
75	-	75	75	75	75
80	-	80	-	-	80
85	-	85	-	-	85
90	-	90	90	90	90
100	-	100	100	100	100
(115)	-	-	115	115	115
125	-	125	-	125	125
150	150	150	150	150	150
(175)	-	-	175	175	175
200	200	200	200	200	200
225	-	-	225	225	225
250	250	250	250	250	250
300	300	300	300	-	300
-	-	-	-	350	-
-	375	375	-	-	-
400	400	400	-	400	-
-	425	425	-	-	-
450	450	450	-	450	-
500	500	500	-	500	-

Примечание. Размеры в скобках применять не рекомендуется.

Таблица 10

Минимальные диаметры шкивов для приводных ремней, мм
(в зависимости от толщины ремня δ , мм)

Вид ремня	Толщина ремня δ , мм	Число слоев z	Наименьший диаметр D_1	
			рекомендуемый	допустимый
Прорезиненные на бельтинга В-820 (типа А и В с про-слойками)	3,0	2	100	80
	4,5	3	160	125
	6,0	4	225	180
	7,5	5	280	250
	9,0	6	360	320
	10,5	7	450	400
	12,0	8	560	500
	13,5	9	710	630
Кожаные одинарные (двойные - неупотребительны)	3,0	-	100	80
	3,5	-	125	100
	4,0	-	160	125
	4,5	-	180	140
	5,0	-	200	160
	5,5	-	225	180
Хлопчато-бумажные тканые	4,5	4	125	112
	6,5	6	200	180
	8,5	8	320	280
Шерстяные тканые	6	3	180	160
	9	4	320	280
	11	5	450	400

Таблица 11

Значения коэффициентов трения скольжения f , допускаемых контактных напряжений $[b]_H$ и нагрузок $[q]$ на единицу длины контактной линии фрикционных пар

Фрикционная пара	Условия работы	Коэффициент трения скольжения f	Допускаемые	
			контактные напряжения $[b]_H$, МПа	нагрузки на единицу длины $[q]$, Н/мм
Закаленная сталь по закаленной стали	закрытая, работающая в масляной ванне	0,04...0,05	1000-1200 (2,5-3)HV	-

Фрикционная пара	Условия работы	Коэффициент трения скольжения f	Допускаемые	
			контактные напряжения $[6]_H$, МПа	нагрузки на единицу длины $[q]$, Н/мм
Закаленная сталь по закаленной стали	открытая (без смазки)	0,15...0,18	600-800 (1,5-2) <i>HV</i>	-
Сталь - чугун, чугун - чугун	то же	0,15...0,20	480-640 1,5 <i>HV</i>	-
Сталь по текстолиту или фибре	- " -	0,20...0,30	80...100	25...45
Сталь или чугун по ферродо	- " -	0,30...0,35	100...200	25...45
Сталь - бронза	- " -	0,10...0,16	100...150	20...35
Резина-чугун	- " -	0,50...0,75	100...150	2,5...5,0

Таблица 12

Модули упругости некоторых материалов $E \cdot 10^{-5}$, МПа

Сталь	Чугун	Алюминий	Бронза	Текстолит	Фибра	Капрон
2,1	1,4	0,7	1,1	0,06	0,03	0,02

Таблица 13

Нормальные линейные размеры (по ГОСТ 6636-69), мм, выборка

1,0	4,0	20,0*	80,0*	320,0*	1250,0*
1,2*	6,3	25,0	100,0	400,0	1600,0
1,6*	8,0*	32,0*	125,0*	500,0*	2000,0*
2,0*	10,0	40,0	160,0	630,0	2500,0
2,5	12,0*	50,0*	200,0*	800,0*	3150,0*
3,2*	16,0	63,0	250,0	1000,0	4000,0

Примечание. Числа без звездочки следует предпочитать числам со звездочкой.

Таблица 14

Цепи приводные роликовые (ГОСТ 13568-75). Размеры, мм

Обозначение цепи	t	$b_э$, не менее	d_1	$d_э$	Разрушающая нагрузка, F_p , Н	Масса 1 м цепи, кг	Опорная поверхность шарнира $F_{ш}$, мм ²
ПР-8-460	8,00	3,00	2,31	5,00	460	0,20	11,02
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	910	0,45	27,98
ПР-12,7-900-2	12,70	3,30	3,66	7,75	900	0,35	21,23
ПР-12,7-1820-1	12,70	5,40	4,45	8,51	1820	0,65	39,61
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	2300	0,80	51,36
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,96	11,91	3180	1,90	105,79
ПР-25,4-6000	25,40	15,88	7,95	15,88	6000	2,60	179,75
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,55	19,05	8900	3,80	262,24
ПР-38,1-12700	38,10	25,40	11,10	22,23	12700	5,50	394,32
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,70	17240	7,50	473,06

Таблица 15

Материалы, твердость и область применения звездочек

Материал	Звездочка		Рекомендуемая область применения
	Твердость	бар, МПа	
Сталь 15, 35	HRC 55...60	900	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев Z
Сталь 45, 45Г, 50, 45Л, 50Л	HRC 45...50	1300	Ведущие и ведомые звездочки с $z < 40$, работающие без резких толчков и ударов. При неблагоприятных условиях в отношении износа
Сталь 15Х, 20Х	HRC 55...60	1000	Ведущие звездочки ($z < 30$) ответственного назначения при работе с динамическими нагрузками и большими передаваемыми усилиями
Сталь 40Х, 40ХН, 45Х, 45ХН	HRC 50...55	1500	Ведущие звездочки ответственного назначения при применении цепей повышенного качества, где требуется высокая износостойкость и прочность зубьев звездочки
Чугун СЧ 18-36, СЧ 28-48	HB 321-429	180-280	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z > 50$), с обязательной термической обработкой. Для работы со скоростью $v < 3$ м/с
Стеклопластик ФАФФ-31, Стеклотекстолит ФАЛД 8-13	HB 5 HB 500	200	Ведомые и натяжные звездочки в цепных передачах, требующих бесшумности и плавности работы цепи при $N < 5$ кВт и $v < 8$ м/с

Таблица 16
Рекомендуемое число зубьев z_1 меньшей звездочки

Цепь	Значение z_1 при передаточном отношении i						z_{min}
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	
Роликовая, втулочная	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15	13

Таблица 17

Значения предельной частоты вращения $[n_1]_{max}$ меньшей звездочки

Цепь	Значения $[n_1]_{max}$, об/мин, при шаге t , мм								
	9,525	12,70	15,875	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,8
Роликовая ПР, ПРУ	2500	1250	1000	900	800	630	500	400	300

Таблица 18

Значения допускаемого среднего давления $[p]$ в шарнирах цепи

Шаг цепи t , мм	Значения $[p]$, МПа, при частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин и числе зубьев $z_1=15-30$								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7...15,875	35	31	28	26	24	22	21	18	16
19,05...25,4	35	30	26	23	21	19	17	15	-
31,75...38,1	35	29	24	21	18	16	15	-	-
44,45...50,8	35	26	21	17	15	-	-	-	-

Таблица 19

Значения коэффициентов запаса прочности $[n]$ для цепей типа ПР

Шаг цепи t , мм	Угловые скорости малой звездочки, об/мин						
	до 50	200	400	800	1200	1600	2000
12,7...15,875	7	7,8	8,5	10,2	11,7	13,2	14,8
19,05...25,4	7	8,2	9,3	11,7	14,0	16,3	-
31,75...38,1	7	8,5	10,2	14,8	19,5	-	-

Тригонометрические функции

углов

Таблица 20

$\alpha, ^\circ$	$\sin \alpha$	$\alpha, ^\circ$
0°	0,0000	90°
1°	0,0175	89°
2°	0,0349	88°
3°	0,0532	87°
4°	0,0698	86°
5°	0,0872	85°
6°	0,1045	84°
7°	0,1219	83°
8°	0,1392	82°
9°	0,1564	81°
10°	0,1736	80°
11°	0,1908	79°
12°	0,2079	78°
13°	0,2250	77°
14°	0,2419	76°
15°	0,2588	75°
16°	0,2756	74°
17°	0,2924	73°
18°	0,3090	72°
19°	0,3256	71°
20°	0,3420	70°
21°	0,3584	69°
22°	0,3746	68°
23°	0,3907	67°
24°	0,4067	66°
25°	0,4226	65°
26°	0,4384	64°
27°	0,4540	63°
28°	0,4695	62°
29°	0,4848	61°
30°	0,5000	60°
31°	0,5150	59°
32°	0,5299	58°
33°	0,5446	57°
34°	0,5592	56°
35°	0,5736	55°
36°	0,5878	54°
37°	0,6018	53°
38°	0,6157	52°
39°	0,6293	51°
40°	0,6428	50°
41°	0,6561	49°
42°	0,6591	48°
43°	0,6320	47°
44°	0,6947	46°
45°	0,7071	45°
$\cos \alpha$	$\alpha, ^\circ$	

$\alpha, ^\circ$	$\sin \alpha$	$\alpha, ^\circ$
45°	0,7071	45°
46°	0,7193	44°
47°	0,7314	43°
48°	0,7431	42°
49°	0,7547	41°
50°	0,7660	40°
51°	0,7771	39°
52°	0,7880	38°
53°	0,7986	37°
54°	0,8090	36°
55°	0,8192	35°
56°	0,8290	34°
57°	0,8387	33°
58°	0,8480	32°
59°	0,8572	31°
60°	0,8660	30°
61°	0,8746	29°
62°	0,8829	28°
63°	0,8910	27°
64°	0,8988	26°
65°	0,9063	25°
66°	0,9135	24°
67°	0,9205	23°
68°	0,9272	22°
69°	0,9336	21°
70°	0,9397	20°
71°	0,9455	19°
72°	0,9511	18°
73°	0,9563	17°
74°	0,9613	16°
75°	0,9659	15°
76°	0,9703	14°
77°	0,9744	13°
78°	0,9781	12°
79°	0,9816	11°
80°	0,9848	10°
81°	0,9877	9°
82°	0,9903	8°
83°	0,9925	7°
84°	0,9945	6°
85°	0,9952	5°
86°	0,9976	4°
87°	0,9986	3°
88°	0,9994	2°
89°	0,9998	1°
90°	1,0000	0°
$\cos \alpha$	$\alpha, ^\circ$	

$\alpha, ^\circ$	$\operatorname{tg} \alpha$	$\alpha, ^\circ$
0°	0,0000	90°
1°	0,0175	89°
2°	0,0349	88°
3°	0,0524	87°
4°	0,0699	86°
5°	0,0875	85°
6°	0,1051	84°
7°	0,1228	83°
8°	0,1405	82°
9°	0,1584	81°
10°	0,1763	80°
11°	0,1944	79°
12°	0,2126	78°
13°	0,2309	77°
14°	0,2493	76°
15°	0,2679	75°
16°	0,2867	74°
17°	0,3057	73°
18°	0,3249	72°
19°	0,3443	71°
20°	0,3640	70°
21°	0,3839	69°
22°	0,4040	68°
23°	0,4245	67°
24°	0,4452	66°
25°	0,4663	65°
26°	0,4877	64°
27°	0,5095	63°
28°	0,5317	62°
29°	0,5543	61°
30°	0,5774	60°
31°	0,6009	59°
32°	0,6249	58°
33°	0,6494	57°
34°	0,6745	56°
35°	0,7002	55°
36°	0,7265	54°
37°	0,7536	53°
38°	0,7813	52°
39°	0,8098	51°
40°	0,8391	50°
41°	0,8693	49°
42°	0,9004	48°
43°	0,9325	47°
44°	0,9657	46°
45°	1,0000	45°
$\operatorname{ctg} \alpha$	$\alpha, ^\circ$	

$\alpha, ^\circ$	$\operatorname{tg} \alpha$	$\alpha, ^\circ$
45°	1,0000	45°
46°	1,0355	44°
47°	1,0724	43°
48°	1,1106	42°
49°	1,1504	41°
50°	1,1918	40°
51°	1,2349	39°
52°	1,2799	38°
53°	1,3270	37°
54°	1,3764	36°
55°	1,4281	35°
56°	1,4826	34°
57°	1,5399	33°
58°	1,6003	32°
59°	1,6643	31°
60°	1,7320	30°
61°	1,8040	29°
62°	1,8810	28°
63°	1,9630	27°
64°	2,0500	26°
65°	2,1450	25°
66°	2,2460	24°
67°	2,3560	23°
68°	2,4750	22°
69°	2,6050	21°
70°	2,7470	20°
71°	2,9040	19°
72°	3,0780	18°
73°	3,2710	17°
74°	3,4870	16°
75°	3,7320	15°
76°	4,0110	14°
77°	4,3310	13°
78°	4,7050	12°
79°	5,1450	11°
80°	5,6710	10°
81°	6,3140	9°
82°	7,1150	8°
83°	8,1140	7°
84°	9,5140	6°
85°	11,430	5°
86°	14,300	4°
87°	19,080	3°
88°	28,640	2°
89°	57,290	1°
90°	-----	0°
$\operatorname{ctg} \alpha$	$\alpha, ^\circ$	

Список рекомендуемой литературы

Основная:

1. Чернилевский Д.В. «Детали машин и основы конструирования» : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов "Агроинженерия" - Москва : Машиностроение, 2006.

2. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование деталей машин», Калининград, Янтарн.сказ, 2005.

Дополнительная:

1. Мисевич Ю.В., Петрова О.В., Филановский А.М. «Проектирование привода с двухступенчатым редуктором»: учебно-методическое пособие, СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2010.

2. Мисевич Ю.В., Иванов К.С. «Расчет и проектирование вала редуктора»: учебно-методическое пособие, СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2009.

3. Иванов К.С., Мисевич Ю.В. «Допуски и посадки. Точность изготовления и обработки поверхностей деталей»: учебно-методическое пособие, СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2009.

Под общей редакцией
Латышева Олега Михайловича

Константин Серафимович Иванов
кандидат технических наук, доцент

Печатается в авторской редакции
Ответственный за выпуск К.С.Иванов

Подписано в печать 00.00.2014

Формат 60×84 ^{1/16}

Печать трафаретная

Объем 6,5 п.л.

Тираж 000 экз.

Отпечатано в Санкт-Петербургском университете ГПС МЧС России
196105, Санкт-Петербург, Московский проспект, д. 149