



**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ**

С.Н. Луканин, Т.Н. Хромых

ДЕТАЛИ МАШИН

**Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта**

*для студентов III курса
направления 25.03.01
заочной формы обучения*

**Москва
2017**

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)**

**Кафедра технической механики и инженерной графики
С.Н. Луканин, Т.Н. Хромых**

ДЕТАЛИ МАШИН

**Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта**

*для студентов III курса
направления 25.03.01
заочной формы обучения*

Москва-2017

ББК 6П5.3
Л84

Рецензент д-р техн. наук, проф. Ю.В. Петров

Луканин С.Н., Хромых Т.Н.

Л84 Детали машин: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта. – М.: МГТУ ГА, 2017. – 76 с.

Данное учебно-методическое пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Детали машин» по учебному плану для студентов III курса направления 25.03.01 заочной формы обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 17.11.2016 г. и методического совета 22.11.2016 г.

Подписано в печать 14.04.17		
Печать офсетная	Формат 60х84/8	3,18 уч.-изд.л.
8,84 усл.печ.л.	Заказ № 1725/128	Тираж 80 экз.

Московский государственный технический университет ГА		
125993 Москва, Кронштадтский бульвар, д.20		
ООО «ИПП «ИНСОФТ»		
107140, г. Москва, 3-й Красносельский переулок д.21, стр. 1		

© Московский государственный
технический университет ГА, 2017

Введение

Студенты третьего курса заочной формы обучения по направлению подготовки 25.03.01 должны выполнить и защитить по дисциплине «Детали машин» курсовой проект (КП) по теме «Проектирование двухступенчатых механических редукторов», в которых используются в различных сочетаниях цилиндрические, конические и червячные передачи.

КП состоит из расчетной части, представленной в виде пояснительной записки, сборочного чертежа редуктора на листе формата А1 в масштабе 1:1 в двух проекциях, рабочего чертежа тихоходного вала и рабочего чертежа зубчатого (или червячного) колеса тихоходной ступени. Рабочие чертежи указанных деталей в масштабе 1:1 должны быть выполнены на листах формата А3.

Подписанный ведущим преподавателем КП должен быть защищен перед комиссией из двух преподавателей, утвержденной кафедрой.

1. Задания на курсовой проект (КП)

Номер своего задания – схему редуктора на рисунке 1 – каждый студент определяет в зависимости от первой буквы своей фамилии.

№ задания	1	2	3	4	5	6
Первая буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е, Ё, Ж, З	И, К, Л	М, Н, О	П, Р, С	Т, У, Ф, Х, Ц, Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я

Вариант КП (исходные данные для расчетов) студент должен выбрать по двум последним цифрам своего шифра (номера зачетной книжки) в одной из таблиц №1...№4.

Задание № 1

Двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор по развернутой схеме.

Обе ступени косозубые. Оси валов расположены в горизонтальной плоскости разреза корпуса редуктора. Такая схема редуктора является наиболее распространенной в технике. Редукторы просты в изготовлении. Имеют малую ширину. Для некоторой компенсации осевых нагрузок на опоры промежуточного вала желательно назначить одинаковое направление наклона зубьев для колеса быстроходной ступени и шестерни тихоходной ступени, расположенных на этом валу. Недостаток развернутых схем заключается в том, что из-за несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор нагрузка между подшипниками распределяется неравномерно, а в результате деформаций изгиба валов возникает неравномерность распределения удельной нагрузки вдоль линии контакта зубьев.

Задание № 2

Двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью.

Обе ступени косозубые. Оси валов расположены в горизонтальной плоскости. Достоинство схемы в том, что более нагруженная тихоходная пара колес расположена симметрично относительно опор, что устраняет неравномерность распределения удельной нагрузки вдоль линии контакта зубьев, вызванную изгибом валов. Это позволяет выполнять эту ступень с весьма широкими колесами ($\psi_{ab} \geq 0,5$). Для обеспечения равномерного распределения передаваемой мощности между обеими параллельными парами раздвоенной быстроходной ступени зубчатые колеса выполняют косозубыми с противоположным наклоном зубьев. Угол наклона зубьев можно принять большим – до 30° . Положение промежуточного вала должно

быть фиксированным относительно корпуса (подшипники «враспор»). Быстроходный вал должен иметь «плавающие» опоры (см. п 7.6).

Задание № 3

Двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор по соосной схеме.

Обе ступени косозубые. Оси валов – в горизонтальной плоскости. Достоинство схемы – удобство монтажа механизмов при соосном расположении быстроходного и тихоходного валов и относительно малая длина редуктора. Недостатки схемы: быстроходная пара, имеющая межосевое расстояние a_w , равное межосевому расстоянию тихоходной ступени, обычно сильно недогружена; расположение подшипниковых опор соосных валов внутри корпуса усложняет конструкцию, приводит к увеличению длины промежуточного вала, а следовательно, и его прогибов; соосные редуктора имеют относительно большие габариты и массу.

Задание № 4

Коническо-цилиндрический зубчатый редуктор.

Оси валов - в горизонтальной плоскости. Быстроходная коническая ступень – с прямыми зубьями. Тихоходная цилиндрическая ступень – косозубая. Единственным достоинством схемы является возможность передачи движения между валами, оси которых расположены под углом 90° . Конические передачи дороже в изготовлении, а их монтаж сложнее из-за необходимости регулировать зацепление. Из условия компоновки коническую шестерню обычно размещают на консоли ведущего вала, что неблагоприятно сказывается на концентрации нагрузки по длине зуба.

Задание № 5

Червячно-цилиндрический редуктор.

Тихоходная цилиндрическая ступень – косозубая. Оси промежуточного и тихоходного валов расположены в горизонтальной плоскости разъема редуктора.

Задание № 6

Цилиндрическо-червячный редуктор.

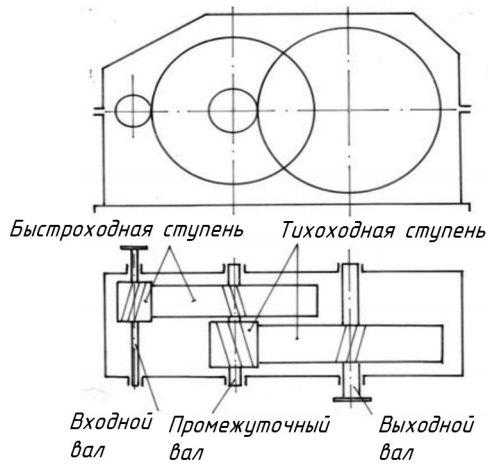
Оси всех валов – в вертикальной плоскости. Быстроходная цилиндрическая ступень - косозубая.

Схемы редукторов по заданиям № 5 и № 6 имеют общие достоинства и недостатки. Достоинства: возможность передачи движения между перекрещивающимися валами; плавность и бесшумность в работе; большие передаточные числа при сравнительно малых габаритах. Недостатки: относительно низкий КПД; потребность в дорогостоящих антифрикционных материалах; нагрев при продолжительной работе.

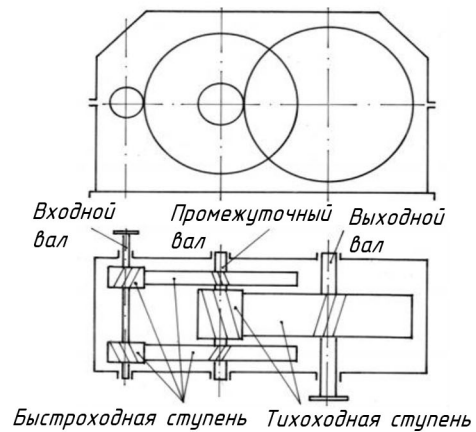
В нижеприведенных таблицах, содержащих исходные данные для расчетов, указаны: вариант задания (две последние цифры шифра); крутящий момент на выходном тихоходном валу редуктора $T_{\text{вых}}$, Нм; частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$, об/мин; рекомендуемая (но не обязательная) группа материалов Гр м для изготовления цилиндрических и конических колес; срок службы (ресурс) редуктора $L_{\text{год}}$ в годах; коэффициенты годового $K_{\text{год}}$ и суточного $K_{\text{сут}}$ использования редуктора; рекомендуемая (но не обязательная) величина передаточного числа u_6 быстроходной ступени цилиндрическо – червячных редукторов.

Задание № 1

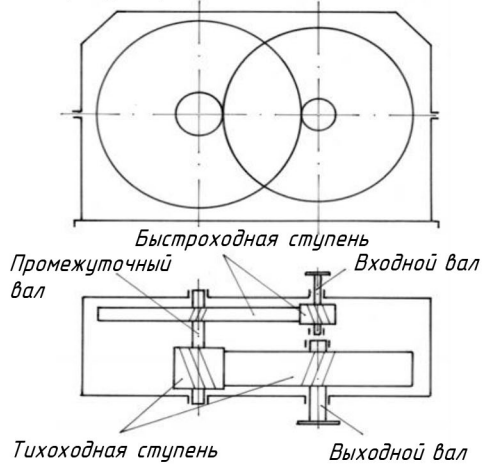
Двухступенчатый цилиндрический редуктор по развернутой схеме

**Задание № 2**

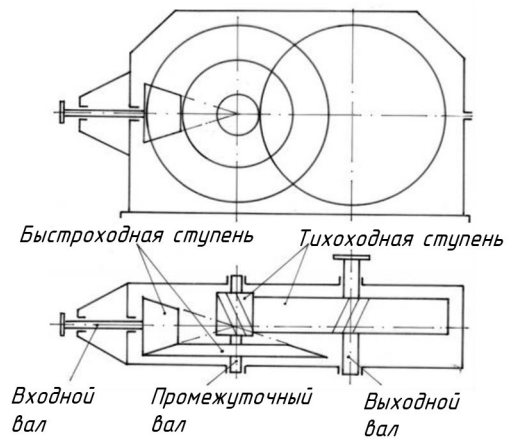
Двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью

**Задание № 3**

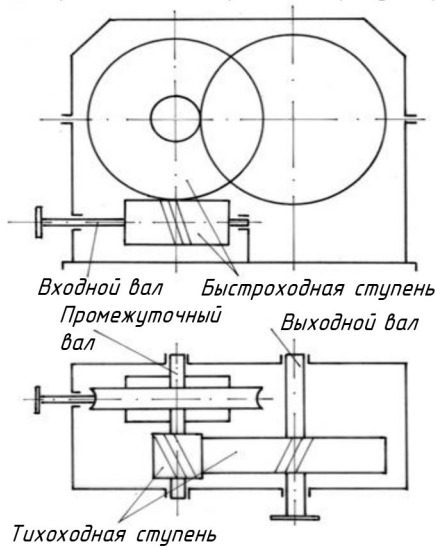
Двухступенчатый цилиндрический редуктор по соосной схеме

**Задание № 4**

Коническо-цилиндрический редуктор

**Задание № 5**

Червячно-цилиндрический редуктор

**Задание № 6**

Цилиндрическо-червячный редуктор

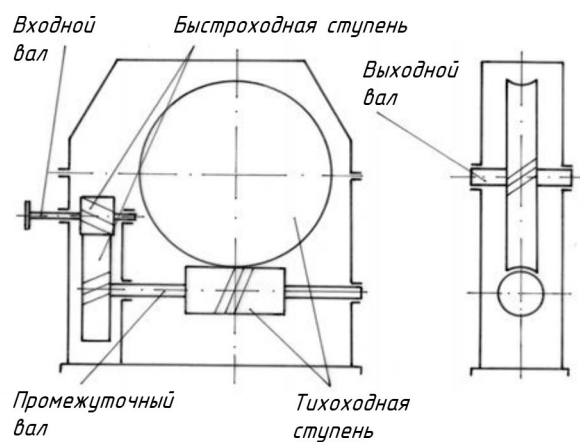


Рис. 1

Таблица 1

Исходные данные для расчётов двухступенчатых цилиндрических
редукторов по заданиям № 1 - № 3

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	Гр м	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
00	120	144	I	7,5	0,7	0,5
01	150	100		7,0	0,7	0,5
02	190	76	II	7,5	0,7	0,5
03	240	61		6,5	0,7	0,5
04	280	52		6,5	0,7	0,7
05	200	144		6,5	0,7	0,7
06	250	116	III	7,0	0,7	0,8
07	300	96		7,0	0,7	0,75
08	320	144		7,5	0,7	0,75
09	360	120		7,5	0,7	0,75
10	400	144	II	6,5	0,7	0,75
11	160	90		8,0	0,8	0,8
12	190	76		7,5	0,8	0,8
13	220	66		7,0	0,8	0,8
14	250	58	III	7,0	0,8	0,8
15	280	52		6,5	0,8	0,8
16	310	47		6,0	0,7	0,8
17	340	42		6,0	0,8	0,7
18	370	39	IV	5,5	0,7	0,8
19	400	36		5,5	0,7	0,8
20	430	34		5,5	0,7	0,8
21	460	31		5,5	0,7	0,8
22	490	30	II	5,0	0,8	0,6
23	220	160		7,0	0,8	0,8
24	240	120		7,5	0,8	0,8
25	300	96		5,5	0,8	0,7
26	360	80	III	5,5	0,8	0,7
27	420	69		5,0	0,8	0,8
28	480	60		5,5	0,8	0,7
29	270	160		5,8	0,8	0,7
30	360	120	IV	6,0	0,7	0,3
31	450	96		6,5	0,7	0,3
32	520	80		4,5	0,8	0,2
33	630	96		4,5	0,7	0,2
34	360	160		4,0	0,7	0,2
35	480	120		4,5	0,7	0,2
36	580	96		5,0	0,7	0,2
37	460	160		5,5	0,7	0,3
38	570	120		4,5	0,6	0,3
39	510	160		4,5	0,7	0,3
40	330	58		5,5	0,7	0,3
41	400	45		6,0	0,7	0,3
42	470	41		5,5	0,7	0,3
43	540	36		5,0	0,6	0,2
44	600	32		5,0	0,6	0,2
45	670	29		4,5	0,6	0,2
46	270	144	III	5,0	0,7	0,3
47	400	96		5,5	0,7	0,3
48	530	72	IV	4,5	0,7	0,2
49	680	58		4,5	0,6	0,2
50	800	48		4,0	0,6	0,2
51	375	144		4,5	0,7	0,2

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	Гр м	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
52	600	96	V	4,0	0,6	0,2
53	740	71		3,5	0,6	0,2
54	870	58		3,5	0,6	0,2
55	533	142		4,0	0,7	0,3
56	810	92		4,0	0,6	0,2
57	600	158		3,5	0,6	0,2
58	360	56	IV	6,5	0,7	0,3
59	405	47		6,0	0,7	0,3
60	490	42		5,3	0,7	0,3
61	550	37	V	5,0	0,7	0,3
62	610	33		5,0	0,7	0,3
63	660	28		4,5	0,6	0,3
64	390	97		5,0	0,7	0,3
65	520	71		5,5	0,7	0,3
66	660	56		4,5	0,6	0,3
67	730	49		4,0	0,6	0,2
68	810	39	IV	4,0	0,6	0,2
69	410	140		4,5	0,7	0,3
70	580	93	V	4,5	0,6	0,3
71	760	71		4,0	0,6	0,2
72	880	57		3,5	0,6	0,2
73	890	47		3,5	0,6	0,2
74	550	125		4,0	0,7	0,3
75	730	89		4,0	0,6	0,2
76	830	68		4,0	0,6	0,2
77	640	139		4,5	0,6	0,3
78	500	60		4,5	0,6	0,3
79	560	48		4,5	0,7	0,3
80	700	41		4,0	0,6	0,2
81	750	38		4,0	0,6	0,2
82	840	36		3,5	0,6	0,2
83	850	29		3,5	0,6	0,2
84	570	93		4,0	0,7	0,3
85	700	72		4,5	0,6	0,2
86	730	57		3,5	0,6	0,2
87	810	47		3,5	0,6	0,2
88	870	45		4,0	0,6	0,2
89	550	141		4,0	0,7	0,3
90	710	94		3,8	0,6	0,2
91	780	66		3,5	0,6	0,2
92	830	59		4,0	0,6	0,2
93	720	132		4,0	0,6	0,2
94	810	91		4,0	0,6	0,2
95	710	80		4,0	0,6	0,2
96	700	131		4,0	0,6	0,2
97	800	94		3,5	0,6	0,2
98	870	118		3,5	0,6	0,2
99	910	150		3,5	0,6	0,2

Исходные данные для расчётов коническо - цилиндрических редукторов
по заданию № 4

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	Гр м	L _{год}	K _{год}	K _{сут}	
00	200	288	II	4,0	0,7	0,5	
01	200	144		4,0	0,7	0,5	
02	200	95		4,0	0,7	0,5	
03	150	288	I	5,0	0,7	0,3	
04	150	144		5,0	0,7	0,3	
05	150	96		5,0	0,7	0,3	
06	150	72		5,0	0,7	0,25	
07	150	58		5,0	0,7	0,25	
08	150	48		5,0	0,7	0,25	
09	120	288		6,0	0,8	0,7	
10	120	144		6,0	0,8	0,7	
11	120	96		6,0	0,8	0,7	
12	120	72		6,0	0,8	0,75	
13	120	58		6,0	0,8	0,75	
14	95	288		6,0	0,8	0,8	
15	95	144		6,0	0,8	0,7	
16	95	96		III	6,0	0,8	0,7
17	95	72			5,0	0,8	0,7
18	100	288	5,5		0,8	0,7	
19	100	144	5,5		0,8	0,7	
20	250	288	4,0		0,7	0,5	
21	250	144	4,5		0,7	0,5	
22	260	288	4,5		0,7	0,5	
23	260	144	4,5		0,7	0,5	
24	260	96	4,5		0,7	0,3	
25	260	72	4,5		0,7	0,3	
26	260	58	4,5		0,7	0,3	
27	200	240	4,5		0,7	0,3	
28	200	108	5,0		0,7	0,5	
29	190	69	5,0		0,7	0,5	
30	180	51	5,0		0,7	0,6	
31	170	40	5,0	0,7	0,6		
32	155	288	4,5	0,7	0,8		
33	160	144	4,5	0,7	0,8		
34	145	96	I	4,5	0,7	0,8	
35	150	72		4,5	0,7	0,7	
36	155	58		4,5	0,6	0,7	
37	105	144		5,0	0,6	0,7	
38	110	96		5,0	0,8	0,8	
39	105	72	4,5	0,8	1,0		
40	320	240	III	4,5	0,7	0,5	
41	330	96		4,5	0,7	0,5	
42	340	60		4,0	0,7	0,3	
43	350	240		4,0	0,7	0,3	
44	355	90		3,5	0,7	0,3	
45	360	55		3,5	0,7	0,2	
46	365	42		3,5	0,6	0,2	
47	320	240		3,5	0,6	0,2	
48	280	109		4,0	0,7	0,3	
49	290	71		4,0	0,7	0,3	
50	300	51		4,5	0,7	0,3	
51	310	40	4,5	0,7	0,3		

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	Гр м	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
52	240	288	II	4,5	0,8	0,5
53	230	96		4,5	0,8	0,5
54	220	58		4,0	1,0	0,5
55	200	41		4,0	1,0	0,5
56	270	240		3,5	1,0	0,6
57	240	120		4,0	1,0	0,6
58	150	80	I	5,0	1,0	1,0
59	140	60		5,5	0,8	0,7
60	400	144	IV	3,0	0,5	0,5
61	390	96		3,0	0,6	0,4
62	380	240		3,0	0,6	0,3
63	370	120		3,5	0,6	0,25
64	350	80		3,5	0,7	0,2
65	340	60		3,5	0,8	0,3
66	330	48		3,0	0,8	0,4
67	360	206		3,0	0,8	0,4
68	350	108		3,5	0,8	0,3
69	340	69		3,6	0,7	0,25
70	320	51		3,7	0,7	0,25
71	310	40		3,8	0,8	0,2
72	270	240		3,9	0,8	0,2
73	265	120		4,0	0,6	0,5
74	250	80		4,0	0,6	0,5
75	240	60		II	4,0	0,6
76	230	48	4,5		0,7	0,4
77	210	40	4,2		0,7	0,4
78	190	72	4,3		0,7	0,3
79	195	48	4,3		0,7	0,3
80	400	96	V	3,5	0,7	0,3
81	700	72		3,0	0,6	0,2
82	670	96		3,0	0,6	0,2
83	660	72		3,0	0,6	0,2
84	650	58		3,0	0,6	0,2
85	640	48		3,0	0,6	0,2
86	550	144		3,5	0,7	0,2
87	560	96		3,5	0,7	0,3
88	530	72		3,5	0,8	0,2
89	520	58		3,5	0,8	0,2
90	510	48		3,5	0,8	0,3
91	500	41		3,5	0,8	0,3
92	480	144		3,5	0,8	0,2
93	460	96		3,6	0,8	0,2
94	440	72		3,7	0,8	0,2
95	430	58		3,8	0,8	0,2
96	420	48	3,9	0,7	0,3	
97	410	41	4,0	0,7	0,2	
98	430	72	4,5	0,7	0,2	
99	280	41	III	4,6	0,7	0,5

Таблица 3

Исходные данные для расчётов червячно-цилиндрических редукторов
по заданию № 5

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	Гр м	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
00	450	72	IV	4,0	0,7	0,2
01	490	62		4,5	0,7	0,25
02	500	55		4,5	0,7	0,3
03	550	49		4,0	0,5	0,4
04	570	44		3,5	0,5	0,45
05	590	40		3,5	0,6	0,5
06	600	37		3,6	0,6	0,55
07	620	34		3,7	0,6	0,6
08	640	32		3,8	0,5	0,65
09	650	29,5		3,5	0,7	0,7
10	660	25		3,5	0,8	0,75
11	680	18		3,2	0,75	0,8
12	700	13		3,4	0,7	0,75
13	710	11		3,5	0,5	0,7
14	720	9		3,6	0,6	0,65
15	730	8		3,7	0,6	0,6
16	750	7		3,5	0,7	0,55
17	770	6		3,8	0,7	0,5
18	800	5,6		4,0	0,5	0,45
19	820	5		4,2	0,6	0,4
20	390	72	III	4,8	0,6	0,35
21	440	62		4,5	0,7	0,3
22	450	54,5		4,8	0,7	0,25
23	470	49		4,9	0,7	0,2
24	480	44		5,0	0,8	0,25
25	560	40	IV	5,2	0,7	0,3
26	570	37		5,3	0,7	0,35
27	580	34		5,2	0,7	0,4
28	600	32		5,4	0,7	0,45
29	620	29,5		5,5	0,7	0,5
30	650	25,4		5,4	0,6	0,55
31	660	18		5,0	0,6	0,6
32	700	13		4,8	0,6	0,65
33	720	11		4,7	0,7	0,7
34	750	9		4,5	0,6	0,75
35	760	8		4,5	0,6	0,7
36	770	7		4,2	0,6	0,65
37	780	6		4,1	0,6	0,6
38	800	5,6		4,0	0,6	0,55
39	840	5		3,8	0,7	0,5
40	300	72	III	4,2	0,7	0,4
41	370	62		4,3	0,6	0,35
42	410	54,5		4,4	0,7	0,3
43	460	48,6		4,5	0,6	0,25
44	480	44		4,6	0,7	0,2
45	490	40		4,7	0,6	0,25
46	500	36,7		4,8	0,7	0,3
47	520	34		4,9	0,7	0,35
48	540	31,6		5,0	0,5	0,4
49	570	29,5		5,2	0,6	0,45

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	Гр м	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
50	580	25,4	IV	5,1	0,5	0,5
51	590	17,6		4,8	0,6	0,55
52	600	13,4		4,5	0,6	0,6
53	620	10,9		4,6	0,6	0,65
54	640	9,1		4,7	0,7	0,7
55	650	7,9		5,0	0,7	0,65
56	660	6,9		5,2	0,7	0,6
57	670	6,2		5,5	0,8	0,55
58	680	5,6		5,6	0,9	0,5
59	690	5,1		6,0	0,7	0,45
60	487	72		6,2	0,7	0,4
61	565	62	V	6,1	0,7	0,35
62	643	55		6,7	0,7	0,3
63	721	48,6		6,8	0,7	0,25
64	799	43,9		6,9	0,7	0,2
65	877	40		7,0	0,7	0,25
66	955	36,7		6,5	0,7	0,3
67	500	34		6,5	0,7	0,35
68	560	31,6		6,4	0,6	0,4
69	600	29,5		5,0	0,6	0,45
70	610	25,4		4,5	0,6	0,5
71	620	17,6		4,8	0,6	0,55
72	630	13,4		4,9	0,7	0,6
73	630	10,9		4,5	0,7	0,65
74	640	9,1		4,4	0,7	0,7
75	650	7,9		4,2	0,7	0,6
76	620	6,9		4,0	0,7	0,5
77	630	6,2		3,8	0,7	0,4
78	640	5,6		3,6	0,6	0,35
79	650	5,1		3,7	0,6	0,3
80	350	72	IV	7,0	0,7	0,25
81	406	62		6,5	0,7	0,2
82	462	55		6,6	0,8	0,25
83	518	48,6		6,5	0,8	0,3
84	574	43,9		6,0	0,8	0,35
85	630	40	V	6,0	0,8	0,4
86	686	36,7		5,7	0,8	0,45
87	742	34		6,0	0,8	0,4
88	798	31,6		5,9	0,7	0,35
89	500	29,5		5,5	0,7	0,3
90	540	25,4		5,0	0,7	0,25
91	560	17,6		4,5	0,7	0,2
92	570	13,4		4,5	0,7	0,25
93	580	10,9		4,2	0,7	0,3
94	590	9,1		4,3	0,8	0,35
95	600	7,9		4,4	0,8	0,4
96	610	6,9		4,2	0,9	0,45
97	620	6,2		4,3	0,8	0,4
98	630	5,6		4,0	0,7	0,35
99	640	5,1		3,7	0,7	0,3

Таблица 4

Исходные данные для расчётов цилиндрическо – червячных редукторов
по заданию № 6

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	u _Б	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
00	170	28	1,6	5,0	0,8	0,7
01	180	23		5,5	0,8	0,7
02	200	20		5,5	0,8	0,7
03	205	17		5,0	0,8	0,7
04	240	15		4,5	0,8	0,7
05	150	41		4,0	0,8	0,7
06	160	32		4,5	0,8	0,3
07	190	26		4,6	0,8	0,3
08	230	22		4,7	0,7	0,3
09	270	19		4,8	0,7	0,3
10	300	17		4,9	0,7	0,3
11	340	15		5,0	0,7	0,3
12	120	65		4,5	0,8	0,3
13	160	46		4,1	0,8	0,3
14	200	36		4,2	0,8	0,3
15	250	29		4,3	0,8	0,3
16	290	25		4,4	0,8	0,3
17	340	21		4,5	0,8	0,3
18	150	76		4,6	0,8	0,3
19	180	58		4,7	0,8	0,4
20	240	45		4,8	0,7	0,4
21	290	38		4,9	0,7	0,4
22	380	32		5,0	0,7	0,4
23	180	90		4,9	0,7	0,3
24	220	65		4,8	0,7	0,3
25	290	50		4,7	0,7	0,3
26	350	41		4,6	0,6	0,2
27	200	90		4,5	0,7	0,3
28	360	50		4,4	0,6	0,2
29	240	90		4,3	0,6	0,3
30	340	65		4,2	0,6	0,2
31	320	80		4,1	0,6	0,2
32	210	90		4,0	0,7	0,2
33	150	24	2,1	4,9	0,8	0,4
34	180	20		4,8	0,8	0,4
35	220	17		4,7	0,7	0,4
36	240	14		4,6	0,7	0,4
37	280	13		4,5	0,8	0,5
38	315	11		4,4	0,7	0,3
39	300	34		4,3	0,8	0,3
40	340	27		4,2	0,8	0,4
41	230	22		4,1	0,7	0,3
42	270	19		4,0	0,7	0,3
43	360	16		3,9	0,7	0,3
44	370	14		3,8	0,7	0,2
45	390	13		3,7	0,7	0,2
46	160	50		3,6	0,7	0,7
47	210	34		3,5	0,7	0,3
48	270	27		3,4	0,7	0,3

№ вар.	T _{вых} , Нм	n _{вых} , об/мин	u _Б	L _{год}	K _{год}	K _{сут}
49	340	21	2,1	3,3	0,7	0,3
50	400	18		3,4	0,7	0,2
51	255	85		3,5	0,7	0,7
52	450	48		3,6	0,7	0,3
53	630	34		3,7	0,7	0,2
54	420	26		3,8	0,7	0,2
55	170	85		3,9	0,7	0,4
56	270	53		4,0	0,7	0,3
57	380	38		4,1	0,7	0,2
58	230	85		4,2	0,7	0,2
59	310	58		4,3	0,7	0,2
60	420	42		4,4	0,7	0,2
61	260	85		4,5	0,7	0,3
62	380	58		4,6	0,7	0,3
63	290	85		4,7	0,7	0,3
64	370	69		4,8	0,7	0,3
65	340	85		4,9	0,7	0,3
66	420	69		5,0	0,6	0,2
67	270	13	2,6	4,9	0,7	0,3
68	300	12		4,8	0,7	0,2
69	320	11		4,7	0,6	0,2
70	350	10		4,6	0,6	0,2
71	370	9,8		4,5	0,6	0,2
72	390	9,2		4,4	0,6	0,3
73	280	18,5		4,3	0,7	0,3
74	300	16,5		4,2	0,7	0,5
75	340	14,8		4,1	0,7	0,5
76	370	13,6		4,0	0,7	0,2
77	410	12,4		3,9	0,6	0,2
78	430	11,5		3,8	0,6	0,2
79	280	25,3		3,7	0,7	0,3
80	330	21,5		3,6	0,7	0,2
81	390	18,5		3,5	0,7	0,2
82	430	16,7		3,6	0,6	0,2
83	270	40		3,7	0,7	0,3
84	370	33,5		3,8	0,7	0,2
85	380	28,5		3,9	0,7	0,2
86	430	25,3		4,0	0,7	0,2
87	360	55,4		4,1	0,7	0,3
88	310	46,4		4,2	0,7	0,3
89	370	38,9		4,3	0,7	0,2
90	420	34,3		4,4	0,6	0,2
91	300	68,6		4,5	0,7	0,3
92	350	51,4		4,4	0,6	0,2
93	420	40		4,3	0,6	0,2
94	320	68,6		4,2	0,7	0,3
95	390	55,4		4,1	0,6	0,2
96	420	46,4		4,0	0,6	0,2
97	370	68,6		3,8	0,6	0,2
98	460	55,4		3,7	0,6	0,2
99	450	68,6		3,5	0,6	0,2

2. Кинематический и силовой расчет редуктора. Выбор электродвигателя

Для привода различных механизмов в современной технике наиболее часто применяют асинхронные электродвигатели переменного тока с синхронной частотой вращения (частотой вращения на холостых оборотах) $n_{\text{синх}} = 1500$ об/мин. Решено использовать такой двигатель в КП. Тогда можно ориентировочно (со знаком «штрих») определить передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{синх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1500}{n_{\text{вых}}}.$$

Передаточное число редуктора равно произведению передаточных чисел быстроходной и тихоходной ступеней, т.е. $u'_p = u'_B u'_T$. Назначим эти числа, исходя из рекомендаций, обеспечивающих оптимальные размеры редукторов.

Для цилиндрических редукторов по заданиям № 1...№ 3 назначим предварительно

$$u'_T = 0,88\sqrt{u'_p}. \text{ Тогда } u'_B = \frac{u'_p}{u'_T}.$$

Для коническо – цилиндрических редукторов по заданию № 4 назначим

$$u'_T = 0,63 \sqrt[3]{(u'_p)^2}. \text{ Тогда } u'_B = \frac{u'_p}{u'_T}.$$

Для червячно-цилиндрического редуктора по заданию № 5 при $u'_p \leq 50$ рекомендуется назначать $u'_B = 8$. Тогда $u'_T = \frac{u'_p}{8}$. При $u'_p > 50$ назначим $u'_T = 6,3$. Тогда $u'_B = \frac{u'_p}{6,3}$.

Для цилиндрическо – червячного редуктора по заданию № 6 можно воспользоваться рекомендациями таблицы 4 для назначения u'_B . Тогда $u'_T = \frac{u'_p}{u'_B}$.

Коэффициент полезного действия (КПД) двухступенчатого редуктора равен произведению КПД быстроходной и тихоходной ступеней, т.е. $\eta_p = \eta_B \eta_T$.

Для редукторов по заданиям № 1...№ 3, содержащим косозубые передачи, можно принять $\eta_p = \eta_B \eta_T = 0,96 \cdot 0,96 = 0,92$.

Для коническо-цилиндрических редукторов по заданию № 4 с косозубой тихоходной ступенью можно принять $\eta_p = \eta_B \eta_T = 0,95 \cdot 0,96 = 0,91$.

Для червячно-цилиндрического редуктора по заданию № 5 с косозубой тихоходной передачей $\eta_p = \eta_B \eta_T = 0,95 \left(1 - \frac{u'_B}{200}\right) \cdot 0,96$.

Для цилиндрическо-червячного редуктора по заданию № 6 с косозубой быстроходной передачей $\eta_p = \eta_B \eta_T = 0,96 \cdot 0,95 \left(1 - \frac{u'_T}{200}\right)$.

Угловая скорость тихоходного вала, с^{-1} равна $\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi n_{\text{вых}}}{30}$.

Мощность на выходе редуктора, Вт равна $P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}}$, где $T_{\text{вых}}$, Нм.

Потребная мощность на входе редуктора, Вт равна $P_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_p}$.

Используя $P_{\text{потр}}$, Вт и рекомендованную синхронную частоту $n_{\text{синх}} = 1500$ об/мин выбираем ближайший по мощности электродвигатель из таблицы 5.

Таблица 5

Мощность двигателя, Вт	Марка двигателя	Мощность двигателя, Вт	Марка двигателя	Мощность двигателя, Вт	Марка двигателя
550	71A4/1357	2200	90L4/1390	11000	132M4/1447
750	71B4/1350	3000	100S4/1410	15000	160S4/1455
1100	80A4/1395	4000	100L4/1410	18500	160M4/1455
1500	80B4/1395	5500	112M4/1432	22000	180S4/1462
				30000	180M4/1470

При этом допускается перегрузка двигателя до 8%, если нагрузка постоянная, и до 12% при переменной нагрузке.

В том случае, если для привода понадобится двигатель с синхронной частотой, отличной от 1500 об/мин, можно воспользоваться, например, таблицей 24.9[2].

В выбранной марке двигателя число, расположенное под наклонной чертой, представляет собой асинхронную (рабочую) частоту вращения вала. Например, для двигателя 180S4/1462 имеем $n_{\text{асинх}} = 1462$ об/мин. После выбора двигателя частоту вращения быстроходного вала следует принять $n_{\text{вх}} = n_{\text{Б}} = n_{\text{асинх}}$.

Уточняем передаточное число редуктора $u_p = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{Б}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{асинх}}}{n_{\text{вых}}}$ и окончательно назначаем величины $u_{\text{Б}}$ и $u_{\text{Т}}$, удовлетворяющие формулу $u_p = u_{\text{Б}} u_{\text{Т}}$.

Угловая скорость быстроходного вала, с^{-1} равна $\omega_{\text{вх}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вх}}}{30}$.

Крутящие моменты, Нм и частоты вращения, об/мин валов:

$$T_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{потр}}}{\omega_{\text{вх}}}; \quad T_{\text{пр}} = T_{\text{вх}} u_{\text{Б}} \eta_{\text{Б}}; \quad n_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{вх}}}{u_{\text{Б}}}; \quad T_{\text{вых}} = T_{\text{пр}} u_{\text{Т}} \eta_{\text{Т}}; \quad n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{пр}}}{u_{\text{Т}}}.$$

Действительный крутящий момент $T_{\text{вых}}$ и действительная частота его вращения $n_{\text{вых}}$ не должны отличаться от указанных в задании на КП величин более чем на 5%.

Проектировочные расчеты передач редуктора обычно начинают с расчета тихоходной ступени, т.к. именно ее размеры определяют основные размеры всего механизма.

3. Расчет цилиндрической косозубой передачи (тихоходной ступени в заданиях №1 - №5)

Методику расчета для наглядности совместим с конкретным числовым примером расчета тихоходной ступени редуктора по развернутой схеме согласно заданию № 1.

Предположим, что исходные данные для расчета имеют вид:

$$T_{\text{вых}} = 1240 \text{ Нм}; \quad n_{\text{вых}} = 43 \text{ об/мин}; \quad L_{\text{год}} = 4,5 \text{ года}; \quad K_{\text{год}} = 0,6; \quad K_{\text{сут}} = 0,3.$$

Кинематический и силовой расчет по п.2 дал следующие результаты:

$P_{\text{потр}} = 6065 \text{ Вт}$; двигатель 112М4/1432; $P_{\text{ном}} = 5500 \text{ Вт}$; перегрузка двигателя

$$\Delta P = \left| \frac{5500 - 6065}{5500} \right| \cdot 100\% = 10,3\% < 12\%, \text{ что при переменном режиме допустимо;}$$

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{асинх}} = 1432 \text{ об/мин}; \quad u_p = 33,3; \quad u_{\text{Т}} = 5,1; \quad u_{\text{Б}} = 6,5; \quad T_{\text{вх}} = 40,5 \text{ Нм};$$

$$n_{\text{пр}} = 220,3 \text{ об/мин}; \quad T_{\text{пр}} = 252,7 \text{ Нм}; \quad n_{\text{вых}} = 43,2 \text{ об/мин}; \quad T_{\text{вых}} = 1237 \text{ Нм}.$$

В технике принято для каждой отдельно взятой зубчатой передачи параметры меньшего зубчатого колеса («шестерни») сопровождать индексом «1», а параметры большего колеса («колеса») – индексом «2». Поэтому для расчёта тихоходной ступени в данном примере назовем: $n_1 = n_{\text{пр}} = 220,3 \text{ об/мин}$; $n_2 = n_{\text{вых}} = 43,2 \text{ об/мин}$; $T_1 = T_{\text{пр}} = 252,7 \text{ Нм}$;

$$T_2 = T_{\text{вых}} = 1237 \text{ Нм}; \quad u = u_{\text{Т}} = 5,1; \quad L_{\text{год}} = 4,5 \text{ года}; \quad K_{\text{год}} = 0,6; \quad K_{\text{сут}} = 0,3.$$

3.1 Расчет цилиндрической косозубой передачи на контактную выносливость

Рекомендация. Изучите, например по учебнику [1], следующие темы: зубчатые передачи; общие сведения; краткие сведения о геометрии и кинематике; контактные напряжения и контактная прочность; причины повреждения поверхности зубьев; коэффициент концентрации нагрузки K_{β} ; коэффициент динамической нагрузки K_{ν} ; расчет прочности зубьев по контактным напряжениям; особенности расчета косозубых цилиндрических передач; коэффициент торцового перекрытия ε_{α} ; материалы и термообработка; допускаемые контактные напряжения.

В расчетах на контактную прочность все расчетные параметры сопровождаются, наряду с другими индексами, индексом «Н».

3.1.1 Выбор материалов, термообработок и твердостей зубьев зубчатых колес

Опыт проектирования и эксплуатации зубчатых механизмов позволил сгруппировать материалы колес и их термообработки в пять основных групп, представленных в табл. 6.

Вопрос о применении тех или иных материалов решается в зависимости от специфических требований к приводу (размеры, вес, конструктивные особенности) и технических возможностей производства. При выполнении КП группу материалов следует выбрать так, чтобы чертёж общего вида редуктора, как минимум в двух проекциях, в масштабе 1:1 поместился на листе формата А1. Решить такую задачу возможно с использованием данных в табл. 1 - 4 (ориентировочная рекомендация Гр м). Не исключено, что при работе над КП группу материалов придется менять.

Таблица 6

Гр м	Колесо, шестерня	Термо-обработка	Марка стали	Твердость на поверхности H_{HB} или H_{HRC}	σ_{H0} , МПа	σ_T , МПа
I	Колесо	Улучшение	45	(235...262) HB	$2H_{2cp} + 70$	540
			40X; 40XH; 35XM			640
	Шестерня	Улучшение	45	(269...302) HB	$2H_{1cp} + 70$	540
			40X; 40XH; 35XM			640
II	Колесо	Улучшение	45	(269...302) HB	$2H_{2cp} + 70$	540
	Шестерня	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM			640
III	Колесо и шестерня	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	$17H_{2cp} + 200$ $17H_{1cp} + 200$	750
IV	Колесо	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	$17H_{2cp} + 200$	750
	Шестерня	Улучшение + азотирование	40XHMA; 38X2MЮА	(50...56) HRC	1050	780
		Улучшение + цементация + закалка ТВЧ	20X; 20XH2M; 18XГТ; 12XH3A; 25XГМ	(56...63) HRC	$23H_{1cp}$	800
V	Колесо и шестерня	Улучшение + азотирование	40XHMA; 38X2MЮА	(50...56) HRC	1050	780
		Улучшение + цементация + закалка ТВЧ	20X; 20XH2M; 18XГТ; 12XH3A; 25XГМ	(56...63) HRC	$23H_{2cp}$ $23H_{1cp}$	800

Предположим, что в нашем примере сделан выбор на материалах группы IV. Тогда примем для колеса сталь 40X; термообработка – улучшение + закалка токами высокой частоты (ТВЧ); твердость на поверхности $H_2 = (45 \dots 53)HRC$; средняя твердость $H_{2cp} = 49 HRC$; предел контактной выносливости $\sigma_{H02} = 17H_{2cp} + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033$ МПа. Для шестерни назначим сталь 40XHMA; термообработка – улучшение + азотирование; твердость на поверхности $H_1 = (50 \dots 55)HRC$; средняя твердость $H_{1cp} = 53 HRC$; предел контактной выносливости $\sigma_{H01} = 1050$ МПа.

3.1.2 Ресурс передачи в часах

$$L_h = L_{год} 365 K_{год} 24 K_{сут} = 4,5 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,3 = 7100 \text{ ч.}$$

3.1.3 Суммарные числа нагружений для каждого зуба шестерни и колеса:

$$N_{\Sigma 1} = L_h 60 n_1 = 7100 \cdot 60 \cdot 220,3 = 94 \cdot 10^6 \text{ ц};$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{u} = \frac{94 \cdot 10^6}{5,1} = 18 \cdot 10^6 \text{ ц}.$$

3.1.4 Базовые числа циклов N_{HO} для материалов шестерни N_{HO1} и для колеса N_{HO2} можно определить в зависимости от твердости, выраженной в единицах HB, по формуле

$$N_{HO} = 30(H_{HB})^{2,4}, \text{ но не более } 120 \cdot 10^6 \text{ ц}.$$

При необходимости твердость в единицах HRC переводят в твердость в единицах HB по следующим соотношениям

H_{HRC}	45	47	48	50	51	53	55	60	62	65
H_{HB}	425	440	460	480	495	522	540	600	620	670

Если расчетное значение N_{HO} окажется больше, чем $120 \cdot 10^6$ циклов, то для дальнейших расчетов следует принять $N_{HO} = 120 \cdot 10^6$ ц.

В нашем примере:

$$H_{1cp} = 53 \text{ HRC} = 522 \text{ HB} \quad \text{и} \quad N_{HO1} = 30 \cdot 522^{2,4} = 99,9 \cdot 10^6 \text{ ц};$$

$$H_{2cp} = 49 \text{ HRC} = 470 \text{ HB} \quad \text{и} \quad N_{HO2} = 30 \cdot 470^{2,4} = 77,6 \cdot 10^6 \text{ ц}.$$

3.1.5 Коэффициенты контактной долговечности K_{HL} для шестерни и колеса:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{\Sigma 1}}} = \sqrt[6]{\frac{99,9 \cdot 10^6}{94 \cdot 10^6}} = 1,01. \text{ Принимаем } K_{HL1} = 1,0;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{\Sigma 2}}} = \sqrt[6]{\frac{77,6 \cdot 10^6}{18 \cdot 10^6}} = 1,3.$$

При твердости материала колеса $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ (передача прирабатываемая) должно быть выполнено условие $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$. При $H_2 > 350 \text{ HB}$ (передача неприрабатываемая) должно быть $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$. Если же расчетное значение K_{HL} окажется за пределами указанных ограничений, то для дальнейших расчетов величину K_{HL} следует принять равной ближайшему пределу слева, или справа.

3.1.6 Коэффициенты запаса контактной прочности S_H для шестерни S_{H1} и для колеса S_{H2} зависят от вида термообработки. При улучшении $S_H = 1,1$. При закалке ТВЧ, цементации, азотировании $S_H = 1,2$.

В нашем примере $S_{H01} = S_{H02} = 1,2$.

3.1.7 Допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01} \cdot K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{1050 \cdot 1,01}{1,2} = 884 \text{ МПа}; \quad [\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02} \cdot K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{1033 \cdot 1,3}{1,2} = 1120 \text{ МПа}.$$

3.1.8 Допускаемое контактное напряжение для косозубой передачи

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(884 + 1120) = 902 \text{ МПа}.$$

3.1.9 Коэффициент относительной ширины зубчатых колес ψ_{ba} по отношению к межосевому расстоянию для тихоходной ступени в зависимости от схемы редуктора и твердости колеса H_2 можно определить по табл. 7.

Таблица 7

Схема редуктора	ψ_{ba} для тихоходной ступени	
	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 > 350 \text{ HB}$
Развернутая (задание № 1), коническо – цилиндрическая (задание № 4), червячно – цилиндрическая (задание № 5)	0,4	0,315
С раздвоенной быстроходной ступенью (задание № 2)	0,6	0,5
Соосная (задание № 3)	0,5	0,4

После назначения ψ_{ba} определяют коэффициент ширины шестерни по отношению к ее диаметру $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1)$. В нашем примере при $H_{2cp} = 49 \text{ HRC} > 350 \text{ HB}$ $\psi_{ba} = 0,315$.

$$\text{Тогда } \psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,315(5,1 + 1) = 0,96.$$

3.1.10 Коэффициент $K_{H\beta}$

Погрешности изготовления зубчатых колес (в основном – погрешности направлений зубьев) и упругие деформации колес, валов, подшипников и корпусных деталей неизбежно приводят к некоторому перекосу зубьев шестерни и колеса друг относительно друга и, следовательно, к неравномерному распределению удельной нагрузки вдоль линии контакта зубьев. Эта неравномерность учитывается коэффициентом $K_{H\beta}$, который можно определить по графикам рисунка 2. Номера кривых на графиках соответствуют различным вариантам расположения зубчатых колес относительно подшипниковых опор, показанным над рисунком. Графики слева – для прирабатываемых передач, в которых твердость колеса $H_2 \leq 350 \text{ HB}$. Графики справа – для неприрабатываемых передач, в которых $H_2 > 350 \text{ HB}$.

В нашем примере при $H_2 > 350 \text{ HB}$ по кривой 4 при $\psi_{bd} = 0,96$ назначаем $K_{H\beta} = 1,18$.

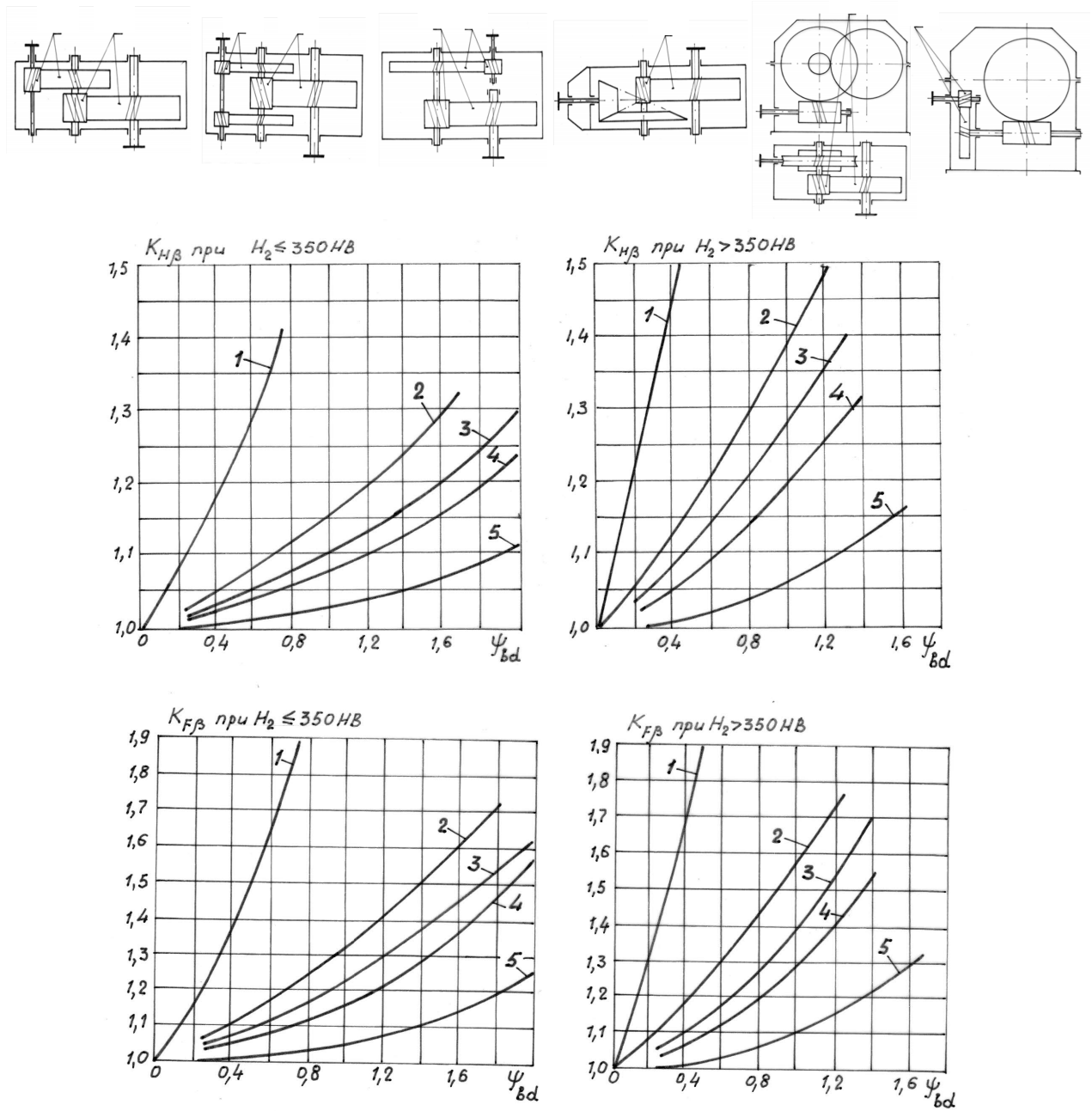


Рис. 2

3.1.11 Коэффициент динамичности K_{HV}

При изготовлении зубчатых колес всегда имеются некоторые ошибки в шагах зацепления и погрешности профилей зубьев. При работе передачи с такими зубчатыми колесами появляются дополнительные динамические нагрузки в момент входа зубьев в контакт. Они должны быть учтены коэффициентом K_{HV} .

В тихоходной передаче для медленно вращающихся колес можно принять $K_{HV} = 1,05$.

3.1.12 Числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев косозубой шестерни можно назначить из диапазона $z_1 = 17 \dots 25$. Назначим предварительно $z_1 = 21$. Тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. В нашем примере $z_2 = 21 \cdot 5,1 = 107,1$. Округляя до целого числа, принимаем $z_2 = 107$.

3.1.13 Угол наклона зубьев в косозубой передаче следует назначать из рекомендуемого диапазона $\beta = (10 \dots 20)^\circ$. Принимаем предварительно $\beta = 18^\circ$.

3.1.14 Коэффициент перекрытия ε характеризует среднее количество пар зубьев, находящихся в зацеплении. Он может быть определен по формуле

$$\varepsilon = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{107} \right) \right] \cos 18^\circ = 1,6.$$

Смысл полученного числа можно объяснить так. 60% всего времени эксплуатации передача работает в режиме двухпарного зацепления и 40% времени – в режиме однопарного.

3.1.15 Коэффициент $K_{H\alpha}$

В косозубой передаче зубья колес входят в зацепление не сразу по всей своей длине, а крайними участками. Это приводит к тому, что каждая пара зубьев имеет различную изгибную и контактную жесткость на различных фазах зацепления. Поэтому нагрузка между парами зубьев распределяется неравномерно. Такая неравномерность учитывается коэффициентом $K_{H\alpha}$. Для тихоходной ступени можно назначить девятую степень точности. Тогда можно принять $K_{H\alpha} = 1,1$.

3.1.16 Межосевое расстояние косозубой передачи из расчета на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев определим по формуле

$$a_w = 0,815(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E T_2 K_{H\beta} K_{HV}}{[\sigma_H]^2 \psi_{ba} u^2} \cdot \frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon}} =$$

$$= 0,815(5,1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1237 \cdot 1,18 \cdot 1,05}{(902 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,315 \cdot 5,1^2} \cdot \frac{1,1 \cos^2 18^\circ}{1,6}} = 0,154 \text{ м} = 154 \text{ мм},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – модуль упругости первого рода для стальных материалов; T_2 – Нм; $[\sigma_H]$ – Н/м^2 ; a_w – м. Точность расчетов – три знака после запятой.

Полученное в метрах значение a_w надо перевести в миллиметры и округлить до ближайшего стандартного значения из ряда ... 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; ...

В нашем примере, округляя по стандарту, принимаем $a_w = 150 \text{ мм}$.

В том случае, если $a_w > 150 \text{ мм}$, желательно согласно пункту 3.1.1 назначить материал с более высокой твердостью и повторить расчеты.

3.1.17 Рабочая ширина колеса и шестерни:

$b_2 = a_w \psi_{ba} = 150 \cdot 0,315 = 47,25 \text{ мм}$. Принимаем $b_2 = 48 \text{ мм}$;

$b_1 = b_2 + 4 = 48 + 4 = 52 \text{ мм}$.

3.1.18 Определим предварительно нормальный модуль передачи из геометрических соображений

$$m'_n = \frac{2a_w \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 150 \cdot \cos 18^\circ}{21 + 107} = 2,23 \text{ мм.}$$

Округлим модуль до стандартного значения из ряда ... 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0 ...

В силовых механических передачах (например, в КП) применять модуль менее 1,5 мм не рекомендуется. Если по геометрическому расчету окажется $m_n < 1,5$ мм, то для дальнейших расчетов следует принять $m_n = 1,5$ мм.

В нашем примере принимаем $m_n = 2,25$ мм.

3.1.19 Выполненное выше округление модуля до стандартного значения требует уточнения чисел зубьев и угла их наклона.

Предварительное суммарное число зубьев из геометрических соображений

$$z'_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 150 \cdot \cos 18^\circ}{2,25} = 126,81,$$

которое следует округлить в меньшую сторону, отбросив дробную часть, какой бы большой она ни была. Значит, в нашем случае принимаем $z_\Sigma = 126$.

Округление z'_Σ до целого числа требует уточнения ранее выбранного произвольно угла наклона зубьев. С точностью не менее четырех знаков после запятой окончательно имеем

$$\beta = \arccos \left(\frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{126 \cdot 2,25}{2 \cdot 150} \right) = 19,0911^\circ.$$

3.1.20 Окончательные числа зубьев шестерни и колеса

$$z'_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{126}{5,1+1} = 20,6. \text{ Принимаем } z_1 = 21. \text{ Тогда } z_2 = z_\Sigma - z_1 = 126 - 21 = 105.$$

$$\text{Фактическое передаточное число } u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{105}{21} = 5,0.$$

В силовых передачах не рекомендуется применять шестерни с числом зубьев менее, чем $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$, т.к. в противном случае зубья получаются с подрезанными основаниями и их прочность уменьшается. Поэтому, если в КП окажется $z_1 < z_{1\min}$, то можно, начиная с п. 3.1.18, уменьшить m_n до предыдущего значения из стандартного ряда (при этом все равно должно выполняться условие $m_n \geq 1,5$ мм) и повторить расчеты. Если уменьшение модуля m_n не даст требуемого результата, то придется, начиная с п. 3.1.16, увеличить межосевое расстояние передачи a_w до следующего стандартного значения и повторить расчеты.

В нашем примере $z_1 = 21 > z_{1\min} = 17 \cos^3 19,0911^\circ = 14,3$. Значит, условие неподрезания зубьев надежно выполняется.

3.2 Проверка прочности зубьев на выносливость по фактическим напряжениям изгиба

Необходимость проверочного расчета объясняется тем, что ранее модуль передачи (т.е. фактически – размер зубьев) был определен только по условию обеспечения геометрических характеристик зацепления зубьев шестерни и колеса без учета их прочностных свойств. Теперь, после определенного ранее из расчета на контактную выносливость межосевого расстояния передачи, можно проверить выносливость зубьев при циклическом отнулевом изгибе.

При расчетах зубьев зубчатых колес на изгиб все расчетные параметры, наряду с другими индексами, сопровождаются индексом «F».

3.2.1 Пределы выносливости для нормальных напряжений изгиба при отнулевом цикле их изменения для ранее выбранных материалов по пункту 3.1.1 могут быть определены по таблице 8.

Таблица 8

Термообработка	Твердость в сердцевине	Стали	σ_{FO} , МПа
Улучшение	(235 ... 262) HB	45; 40X; 40XH	440
Улучшение	(269 ... 302) HB	45; 40X; 40XH	510
Улучшение + закалка ТВЧ	(42 ... 50) HRC	40X; 40XH; 35XM	630
Улучшение + азотирование	(24 ... 40) HRC	40XHMA; 38X2MЮА	800
Улучшение + цементация + закалка ТВЧ	(30 ... 43) HRC	20X; 20XH2M; 18ХГТ	710

В нашем примере для колеса, изготовленного из стали 40X, термообработанной улучшением и закалкой ТВЧ, имеем $\sigma_{FO2} = 630$ МПа. Для шестерни, изготовленной из стали 40XHMA, термообработанной улучшением и азотированием, имеем $\sigma_{FO1} = 800$ МПа.

3.2.2 Допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса при коэффициенте запаса $S_F = 1,75$:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{FO1}}{S_F} = \frac{800}{1,75} = 457 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{FO2}}{S_F} = \frac{630}{1,75} = 360 \text{ МПа}.$$

Примечание. Обратите внимание на то, что запас прочности на изгиб $S_F = 1,75$ заметно больше, чем запас контактной прочности $S_H = 1,1 \dots 1,2$. Причина этого в том, что усталостное разрушение зуба на изгиб (излом) является значительно более опасным видом разрушения, чем усталостное контактное разрушение поверхности зуба (выкрашивание).

3.2.3 Диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 105}{\cos 19,0911^\circ} = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}.$$

3.2.4 Окружная сила в зацеплении $F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1237}{0,25} = 9896 \text{ Н}.$

3.2.5 Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль линии зубьев при расчете на изгиб, можно определить по графикам на рисунке 2. Коэффициент ψ_{bd} определен ранее в п. 3.1.9.

В нашем примере для тихоходной ступени редуктора по развернутой схеме (кривая 4 при $H_2 > 350$ HB) для $\psi_{bd} = 0,96$ принимаем $K_{F\beta} = 1,28$.

3.2.6 Коэффициент динамической нагрузки для тихоходной ступени можно принять $K_{FV} = 1,05$.

3.2.7 Эквивалентные числа зубьев

Зубья косозубого колеса с числом зубьев z имеют такую же изгибную прочность, как и зубья прямозубого эквивалентного колеса с числом зубьев $z_{\text{экв}} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$. Эквивалентные числа зубьев определяют для шестерни и для колеса. В нашем примере:

$$z_{1\text{экв}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 19,0911^\circ} \approx 25; \quad z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{\cos^3 19,0911^\circ} = 124.$$

3.2.8 Коэффициент формы зуба Y_F учитывает влияние формы зуба и галтели у основания зуба на величину напряжений изгиба. Его определяют по таблице 9 в зависимости от $z_{\text{экв}}$.

Таблица 9

$z_{\text{экв}}$	16	17	18	19	20	21	23	25	30	35	40	50	60	80	180 и более
Y_F	4,30	4,27	4,20	4,12	4,07	4,05	4,00	3,90	3,80	3,75	3,70	3,66	3,62	3,60	3,62

В нашем примере при $z_{1\text{экв}} = 25$ принимаем $Y_{F1} = 3,90$, при $z_{2\text{экв}} = 124$ принимаем $Y_{F2} = 3,61$.

3.2.9 Коэффициент Y_β

В косозубой передаче линия контакта зубьев наклонена по отношению к основанию зубьев. Поэтому поперечные сечения зуба имеют различную прочность на изгиб. Это явление учитывается коэффициентом Y_β

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{19,0911^\circ}{140} = 0,86, \text{ где угол } \beta - \text{ в градусах.}$$

3.2.10 Проверка условий прочности зубьев на изгиб

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_t}{b_1 m_n} Y_{F1} K_{F\beta} K_{FV} Y_\beta = \\ &= \frac{9896}{0,052 \cdot 0,00225} \cdot 3,90 \cdot 1,28 \cdot 1,05 \cdot 0,86 = 381 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 381 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 457 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{F_t}{b_2 m_n} Y_{F2} K_{F\beta} K_{FV} Y_\beta = \\ &= \frac{9896}{0,048 \cdot 0,00225} \cdot 3,61 \cdot 1,28 \cdot 1,05 \cdot 0,86 = 382 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 382 \text{ МПа} > [\sigma_F]_2 = 360 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где F_t – Н; b_1, b_2, m_n – м.

Должны выполняться условия прочности на изгиб: $\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_1$; $\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2$.

Для зубчатых передач допускается перегрузка по напряжениям изгиба не более 10%.

Для нашего примера перегрузка более нагруженных зубьев колеса составляет

$$\Delta\sigma_{F2} = \frac{|360-382|}{360} \cdot 100\% = 6,1\% < 10\%, \text{ что допустимо.}$$

Если же расчетное напряжение σ_F превышает допускаемое $[\sigma_F]$ более, чем на 10%, то можно либо несколько увеличить размер b_1 или b_2 , либо, начиная с п. 3.1.18, увеличить m_n до следующего стандартного значения и повторить расчеты.

3.3 Делительные диаметры шестерни и колеса

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 21}{\cos 19,0911^\circ} = 50,000 \text{ мм}; \\ d_2 &= \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 105}{\cos 19,0911^\circ} = 250,000 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Делительные диаметры шестерни и колеса надо определять с точностью до трех знаков после запятой.

$$\text{Должно строго выполняться условие } \frac{d_1 + d_2}{2} = a_w.$$

$$\text{В нашем примере } \frac{50,000 + 250,000}{2} = 150 \text{ мм.}$$

3.4 Силы в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1237}{0,250} = 9896 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная } F_R = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 9896 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 19,0911^\circ} = 3811 \text{ Н};$$

$$\text{осевая } F_A = F_t \cdot \tan \beta = 9896 \cdot \tan 19,0911^\circ = 3425 \text{ Н.}$$

В приведенных формулах: T_2 – Нм; d_2 – м; $\alpha = 20^\circ$; силы – Н.

3.5 Графическое изображение зубьев шестерни (рис. 3а), колеса (рис. 3б) и зоны зацепления (рис. 3в).

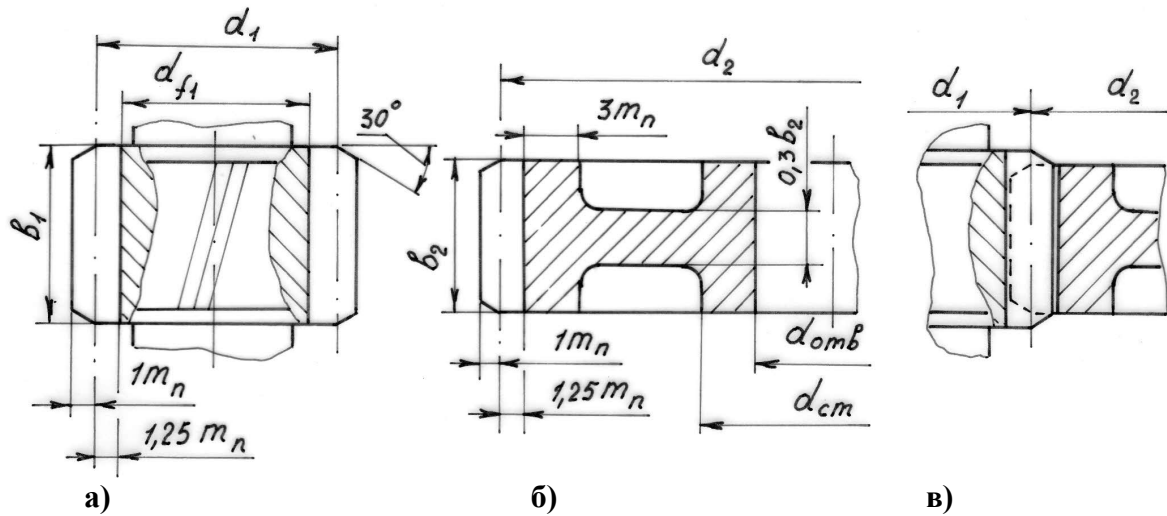


Рис. 3

4. Особенности расчетов цилиндрических быстроходных передач в заданиях № 1, № 2, № 3, № 6

4.1 Особенности расчетов быстроходной ступени в задании № 1

После выполнения кинематического и силового расчетов редуктора по методике раздела 2 исходными данными для проектирования быстроходной ступени являются: $T_1 = T_{вх}$; $T_2 = T_{пр}$; $n_1 = n_{вх}$; $n_2 = n_{пр}$; $u = u_B$; $L_{год}$; группа материалов Гр м. Расчет ведут по методике раздела 3, начиная с п. 3.1. В п. 3.1.1 материалы и термообработка такие же, как и для тихоходной ступени. В п. 3.1.2 ресурс передачи тот же. В п. 3.1.4 базовые числа циклов для материалов те же. В п. 3.1.9 коэффициент ширины зубчатых колес ψ_{ba} можно назначить таким же, как и для тихоходной ступени. В п. 3.1.10 коэффициент $K_{H\beta}$ надо определять по кривой 2 на рис. 2. В п. 3.1.11 следует принять $K_{HV} = 1,1$. В п. 3.2.6 следует назначить $K_{FV} = 1,1$.

4.2 Особенности расчетов раздвоенной быстроходной ступени в задании № 2

После выполнения кинематических и силовых расчетов по методике раздела 2 исходными данными для проектирования одной из раздвоенных ступеней являются: $T_1 = 0,5T_{вх}$; $T_2 = 0,5T_{пр}$; $n_1 = n_{вх}$; $n_2 = n_{пр}$; $u = u_B$; $L_{год}$; группа материалов Гр м. Расчет ведут по методике раздела 3, начиная с п. 3.1. В п. 3.1.1 материалы и термообработка такие же, как и для тихоходной ступени. В п. 3.1.2 ресурс передачи тот же. В п. 3.1.4 базовые числа циклов для материалов те же. В п. 3.1.9 следует назначить $\psi_{ba} = 0,2$. В п. 3.1.10 коэффициент $K_{H\beta}$ следует определять по кривой 2 на рисунке 2. В п. 3.1.11 следует принять $K_{HV} = 1,1$. В п. 3.2.6 назначаем $K_{FV} = 1,1$.

4.3 Особенности расчетов быстроходной ступени в соосном редукторе по заданию № 3

После выполнения кинематических и силовых расчетов по методике раздела 2 исходными данными для проектирования быстроходной ступени являются: $T_1 = T_{вх}$; $T_2 = T_{пр}$; $n_1 = n_{вх}$; $n_2 = n_{пр}$; $u = u_B$; $L_{год}$; группа материалов Гр м. Расчет ведут, начиная с п. 3.1.16, где без вычислений межосевое расстояние a_w надо приравнять межосевому расстоянию для тихоходной ступени. В п. 3.1.17 при определении ширины шестерни и колеса следует использовать $\psi_{ba} = 0,2$. В п. 3.2.6 следует принять $K_{FV} = 1,1$. Если при выполнении п. 3.2.10 расчетные напряжения изгиба окажутся больше допускаемых, то обеспечить прочность зубьев на изгиб можно увеличив ширину зубчатых колес b_1 и b_2 .

4.4 Особенности расчетов быстроходной ступени в задании № 6

После выполнения кинематического и силового расчетов редуктора по методике раздела 2 исходными данными для проектирования быстроходной ступени являются: $T_1 = T_{вх}$; $T_2 = T_{пр}$; $n_1 = n_{вх}$; $n_2 = n_{пр}$; $u = u_B$; $L_{год}$; группа материалов Гр м - I. Расчет ведут по методике раздела 3, начиная с п. 3.1. В п. 3.1.9 коэффициент ширины зубчатых колес следует принять $\psi_{ba} = 0,315$. В п. 3.1.10 коэффициент $K_{H\beta}$ надо определять по кривой 1 на рис. 2. В п.3.1.11 можно принять $K_{HV} = 1,1$. В п. 3.2.5 коэффициент $K_{F\beta}$ - по кривой 1 на рис. 2. В п. 3.2.6 можно принять $K_{FV} = 1,1$.

5. Расчет конической зубчатой передачи – быстроходной ступени в задании № 4

Предложена методика расчета конической передачи с широко применяемыми в настоящее время круговыми зубьями. Для наглядности методику расчета совместим с конкретным числовым примером. Этот пример является вполне самостоятельным и никак не связан с примером в разделе 3.

Пусть после выполнения кинематического и силового расчета редуктора по методике раздела 2 $T_1 = T_{вх} = 42$ Нм; $T_2 = T_{пр} = 157$ Нм; $n_1 = n_{вх} = 1410 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$; $n_2 = n_{пр} = 361 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$; $u = u_B = 3,9$; $L_{год} = 3,5$ года; группа материалов – II.

5.1 Расчет конической передачи на контактную выносливость

5.1.1 Материалы и термообработка колес

Пусть сделан выбор на материалах второй группы, как рекомендовано выше. Тогда, согласно таблице 6 для колеса назначаем сталь 45. Термообработка – улучшение. Твердость на поверхности $H_2 = (269...302)\text{HB}$. Средняя твердость $H_{2cp} = 286 \text{ HB}$. Предел контактной выносливости $\sigma_{H02} = 2H_{2cp} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642$ МПа.

Для шестерни назначаем сталь 40X, Термообработка – улучшение + закалка ТВЧ. Твердость на поверхности $H_1 = (45...53)\text{HRC}$. Средняя твердость $H_{1cp} = 49 \text{ HRC}$. Предел контактной выносливости $\sigma_{H01} = 17H_{1cp} + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033$ МПа.

5.1.2 Допускаемые контактные напряжения

Для быстроходной ступени коэффициенты долговечности можно принять $K_{HL1} = K_{HL2} = 1,0$. Т.к. $H_{1cp} = 49 \text{ HRC} > 350\text{HB}$, то коэффициент запаса прочности назначаем $S_{H1} = 1,2$. Так как $H_{2cp} = 286 \text{ HB} < 350\text{HB}$, то принимаем $S_{H2} = 1,1$.

Тогда допускаемые контактные напряжения для шестерни, колеса и для передачи в целом равны

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01} K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{1033 \cdot 1,0}{1,2} = 861 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02} K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{642 \cdot 1,0}{1,1} = 584 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(861 + 584) = 650 \text{ МПа}.$$

5.1.3 Относительная ширина шестерни b_1 по отношению к ее среднему диаметру d_{m1} (см., например, рис. 5) на стадии проектирования может быть определена по приближенной формуле

$$\psi_{bd} \approx 0,166\sqrt{u^2 + 1} = 0,166\sqrt{3,9^2 + 1} = 0,67.$$

5.1.4 Коэффициент $K_{H\beta}$

Трудности изготовления и монтажа конических зубчатых передач, а также деформации консольно расположенной шестерни, валов и подшипниковых опор не позволяют обеспечить

равномерное прилегание зубьев шестерни и колеса при передаче нагрузки. Неравномерность нагрузки в контакте зубьев учитывают коэффициентом $K_{H\beta}$.

Для прирабатываемой ($H_2 \leq 350HB$) конической передачи с круговыми зубьями можно принять $K_{H\beta} = 1,0$. Для неприрабатываемой ($H_2 > 350HB$) передачи $K_{H\beta} = 1,2$.

Для нашего примера при $H_2 = H_{2cp} = 286 HB < 350HB$ (передача прирабатываемая) назначаем $K_{H\beta} = 1,0$.

5.1.5 Коэффициент динамичности K_{HV} при частоте вращения конической шестерни $n_1 = (1000 \dots 2000)$ об/мин (в КП рекомендована $n_1 = n_{синх} = 1500$ об/мин) для передачи с круговыми зубьями можно назначить $K_{HV} = 1,04$ [3, § 4.3].

5.1.6 Коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев. Для передачи с круговыми зубьями можно принять $K_{H\alpha} = 1,1$ [3, § 4.3].

5.1.7 Коэффициент ϑ_H учитывает влияние типа передачи на контактную прочность. Например, для прямозубой передачи $\vartheta_H = 0,85$. Для передачи с круговыми зубьями ϑ_H можно определить по одной из формул таблицы 10 в зависимости от твердости колес и передаточного числа u .

Таблица 10

Твердость зубчатых колес	Коэффициенты ϑ_H и ϑ_F	
	ϑ_H	ϑ_F
$H_1 \leq 350 HB$ $H_2 \leq 350 HB$	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
$H_1 \geq 45 HRC$ $H_2 \leq 350 HB$	$1,13 + 0,13u$	$0,85 + 0,04u$
$H_1 \geq 45 HRC$ $H_2 \geq 45 HRC$	$1,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$

Для нашего примера, в котором

$$H_1 = H_{1cp} = 49 HRC > 45 HRC; H_2 = H_{2cp} = 286 HB < 350 HB, u = 3,9,$$

получим $\vartheta_H = 1,13 + 0,13u = 1,13 + 0,13 \cdot 3,9 = 1,64$.

5.1.8 Расчетное значение диаметра внешней делительной окружности (см., например, рис. 4 и рис. 5) конического колеса из расчета на контактную выносливость определим по формуле

$$d'_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{[\sigma_H]^2 \vartheta_H}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{157 \cdot 3,9 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 1,1}{650^2 \cdot 1,64}} = 165,6 \text{ мм},$$

где T_2 – Нм; $[\sigma_H]$ – МПа; d'_{e2} – мм.

Округляя до целого числа, принимаем окончательно $d_{e2} = 166$ мм.

Тогда расчетный диаметр внешней делительной окружности шестерни равен

$$d'_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{166}{3,9} = 42,6 \text{ мм}, \text{ который после округления до целого принимаем } d_{e1} = 43 \text{ мм}.$$

5.1.9 Проверка условия сборки коническо-цилиндрического редуктора

Согласно рис. 4 необходимо, чтобы коническое колесо быстроходной ступени с внешним диаметром d_{e2} не задевало тихоходный вал редуктора диаметром $d_{тих}$, т.е. должно выполняться условие $a_W - 0,5d_{e2} - 0,5d_{тих} \geq 15$ мм, где a_W – межосевое расстояние тихоходной цилиндрической ступени, определенное в п. 3.1.16.

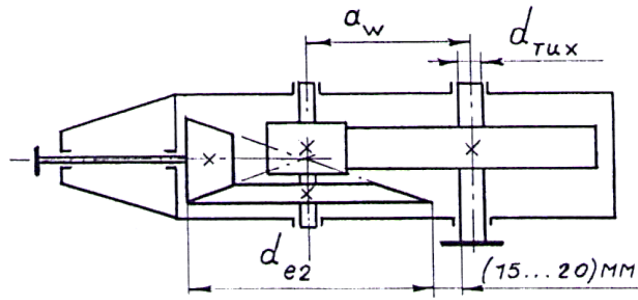


Рис. 4

Предварительное значение диаметра тихоходного вала можно определить ориентировочно из расчета на кручение по уменьшенному допускаемому напряжению $[\tau] = 40 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

$$d_{\text{тих}} = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{16T_{\text{вых}}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

где $T_{\text{вых}}$ — крутящий момент в Нм на выходе редуктора (см. задание на КП); $d_{\text{тих}}$ — мм.

Если указанное условие сборки не выполняется, то можно скорректировать расчеты по одному из двух следующих вариантов:

Вариант I. В пункте 5 вместо указанной в задании на КП группы материалов назначить следующую (с более высоким номером) группу материалов и повторить расчеты конической передачи, начиная с пункта 5.1.

Вариант II. Назначить величину межосевого расстояния тихоходной цилиндрической ступени из условия сборки коническо-цилиндрического редуктора

$$a_w = 0,5d_{e2} + 0,5d_{\text{тих}} + 15,$$

округлить этот размер до стандартной величины по пункту 3.1.16 и выполнить повторный расчет тихоходной ступени, следуя пунктам: 3.1.17...3.1.20; 3.2.3...3.2.4; 3.3...3.4.

5.1.10 Число зубьев шестерни для передачи с круговыми зубьями можно назначить из диапазона $z_1 = 14...25$.

Для нашего примера принимаем $z_1 = 19$. Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 19 \cdot 3,9 = 74,1. \text{ Принимаем } z_2 = 74.$$

Тогда фактическое передаточное число $u_\phi = z_2/z_1 = 74/19 = 3,9$.

5.1.11 Углы делительных конусов надо определять с точностью «три знака после запятой».

$$\delta_2 = \arctg u_\phi = \arctg 3,9 = 75,619^\circ,$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 75,619^\circ = 14,381^\circ.$$

5.1.12 Внешний модуль конической передачи

Производственными и чертежными размерами конических колес являются размеры в нормальном сечении зубьев по большому торцу. Поэтому внешний окружной модуль определяют по формуле

$$m_e = d_{e2}/z_2 = 166/74 = 2,24 \text{ мм.}$$

Полученную величину модуля не надо округлять до целого числа или до стандартной величины. Отметим, что модуль определен исключительно из геометрических соображений и не учитывает прочность зубьев на изгиб. Проверка прочности зубьев на изгиб будет выполнена ниже.

5.1.13 Средние диаметры зубчатых колес

$$d_{m1} = 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 43 = 36,8 \text{ мм;}$$

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 166 = 142,3 \text{ мм.}$$

5.1.14 Внешнее конусное расстояние и ширина венцов

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e2}^2 + d_{e1}^2} = 0,5\sqrt{166^2 + 43^2} = 85,7 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 = 0,285R_e = 0,285 \cdot 85,7 = 24,4 \text{ мм. Принимаем } b_1 = b_2 = 24 \text{ мм.}$$

5.1.15 Графическое изображение зубьев шестерни, колеса и их зацепление показано на рисунке 5.

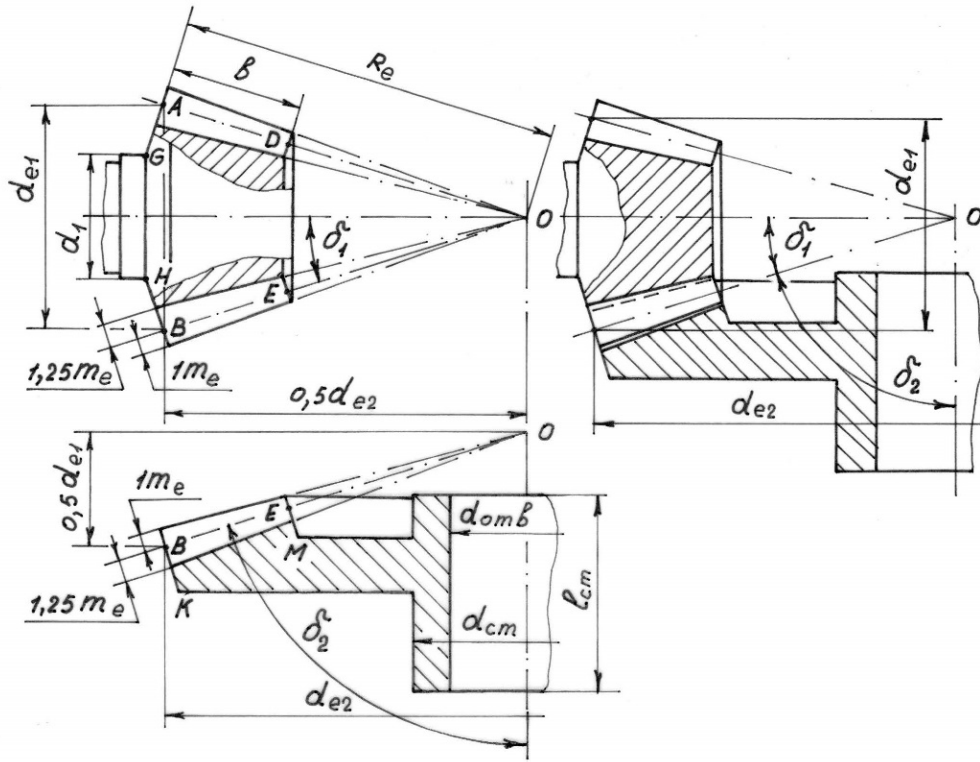


Рис. 5

5.2 Проверка прочности зубьев конических колес на выносливость при изгибе

5.2.1 Пределы выносливости для нормальных напряжений изгиба при отнулевом цикле их изменения следует определить по таблице 8.

В нашем случае для колеса, изготовленного из стали 45, термообработанной улучшением до твердости $H_{2cp} = 286 \text{ HB}$, имеем $\sigma_{F02} = 510 \text{ МПа}$. Для шестерни, изготовленной из стали 40Х, термообработанной улучшением + закалка ТВЧ до твердости $H_{1cp} = 49 \text{ HRC}$, имеем $\sigma_{F01} = 630 \text{ МПа}$.

5.2.2 Допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса при коэффициенте запаса $S_F = 1,75$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} = \frac{630}{1,75} = 360 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} = \frac{510}{1,75} = 291 \text{ МПа.}$$

5.2.3 Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения изгибающей нагрузки по длине зуба, для передачи с круговым зубом можно принять $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,0$.

5.2.4 Коэффициент динамической нагрузки $K_{FV} = K_{HV} = 1,04$.

5.2.5 Эквивалентные числа зубьев для передачи с круговыми зубьями

$$z_{1\text{экв}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n} = \frac{19}{\cos 14,381^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 36;$$

$$z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n} = \frac{74}{\cos 75,619^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 542,$$

где $\beta_n = 35^\circ$ – угол наклона средней части криволинейного зуба к образующей делительного конуса.

5.2.6 Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} можно определить по таблице 9.

Для нашего примера при $z_{1\text{экв}} = 36$ назначаем $Y_{F1} = 3,74$ и при $z_{2\text{экв}} = 542$ назначаем $Y_{F2} = 3,62$.

5.2.7 Коэффициент ϑ_F можно определить по одной из формул таблицы 10.

При $H_1 = H_{1\text{ср}} = 49 \text{ HRC} > 45 \text{ HRC}$ и $H_2 = H_{2\text{ср}} = 286 \text{ HB} < 350 \text{ HB}$ получим $\vartheta_F = 0,85 + 0,04u_\phi = 0,85 + 0,04 \cdot 3,9 = 1,01$.

5.2.8 Проверка условий прочности зубьев на выносливость при изгибе

$$\sigma_{F1} = \frac{2,72T_1 10^3 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1}}{d_{e1} b_1 m_e \vartheta_F} = \frac{2,72 \cdot 42 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 3,74}{43 \cdot 24 \cdot 2,24 \cdot 1,01} = 190 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72T_2 10^3 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2}}{d_{e2} b_2 m_e \vartheta_F} = \frac{2,72 \cdot 157 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 3,62}{166 \cdot 24 \cdot 2,24 \cdot 1,01} = 178 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 291 \text{ МПа},$$

где T_1 и T_2 – Нм; d_{e1} и d_{e2} – мм; b_1 и b_2 – мм; m_e – мм; σ_F и $[\sigma_F]$ – МПа.

Если хотя бы одно из условий прочности на изгиб не выполняется, можно в соответствии с пунктом 5.1.10 назначить меньшее число зубьев шестерни z_1 и повторить расчеты.

6. Расчет червячной передачи

Параметрам червяка присваиваем индекс «1», а параметрам червячного колеса «2». Поэтому исходные данные для расчета червячной передачи назначаем следующим образом.

В задании № 5 червячная передача представляет собой быстроходную ступень редуктора. Поэтому для ее расчета следует назначить следующие результаты вычислений по выполненному ранее разделу 2: крутящие моменты на червяке $T_1 = T_{\text{вх}}$ и червячном колесе $T_2 = T_{\text{пр}}$; частоты вращения червяка $n_1 = n_{\text{вх}}$ и червячного колеса $n_2 = n_{\text{пр}}$; передаточное число червячной ступени $u = u_{\text{Б}}$.

В задании № 6 червячная передача представляет собой тихоходную ступень редуктора. Поэтому исходными данными для ее расчета являются следующие результаты кинематического расчета по разделу 2: крутящие моменты на червяке $T_1 = T_{\text{пр}}$ и червячном колесе $T_2 = T_{\text{вых}}$; частоты вращения червяка $n_1 = n_{\text{пр}}$ и червячного колеса $n_2 = n_{\text{вых}}$; передаточное число червячной ступени $u = u_{\text{Т}}$.

Для наглядности методику расчета совместим с конкретным числовым примером. Для этого примем: $T_1 = 18 \text{ Нм}$; $T_2 = 306 \text{ Нм}$; $n_1 = 730 \text{ об/мин}$; $n_2 = 36,5 \text{ об/мин}$; $u = 20$.

6.1 Для назначения материала червяка и его термообработки можно воспользоваться таблицей 6. Для нашего примера назначаем сталь 40Х. Термообработка – улучшение плюс закалка ТВЧ до твердости $H_1 = (45 \dots 50) \text{ HRC}$. Поверхность витков шлифована и полирована.

Материал червячного колеса (вернее – венца червячного колеса) выбирают в зависимости от скорости скольжения в зацеплении, которую на начальном этапе проектирования можно ориентировочно определить по формуле

$$V_{\text{ск}} \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 730 \sqrt[3]{306} = 2,2 \text{ м/с}.$$

Материалы червячных колес, представленные в таблице 11, разделены на две группы по мере снижения антифрикционных свойств. Группа I – оловянные бронзы, которые применяются при скорости скольжения $V_{\text{ск}} > 5$ м/с. Группа II – безоловянистые (их часто называют алюминиевыми) бронзы и латунь. Эти материалы применяют при скорости скольжения $V_{\text{ск}} = (2 \dots 5)$ м/с.

В таблице указаны: способы отливки Ц – центробежный, К – в кокиль (в металлическую форму), П – в песок; предел прочности $\sigma_{\text{в}}$ и предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ для нормальных напряжений.

Таблица 11

Группа материалов	Материалы	Рекомендованная $V_{\text{ск}}, \text{м/с}$	Способ отлив- ки	$\sigma_{\text{в}}, \text{МПа}$	$\sigma_{\text{т}}, \text{МПа}$
I	Бр010Н1Ф1	$V_{\text{ск}} \leq 25$	Ц	285	165
	Бр010Ф1	$V_{\text{ск}} \leq 12$	К	245	195
			П	215	135
	Бр05Ц5С5	$V_{\text{ск}} \leq 8$	К	200	90
			П	145	80
II	БрА10Ж4Н4	$V_{\text{ск}} \leq 5$	Ц	700	460
	БрА10Ж3М _ц 1,5		К	650	430
				550	360
			П	450	300
	БрА9Ж3Л		Ц	500	200
			К	490	195
			П	390	195
	ЛАЖМ _ц 66 - 6 -3 -2	от 2 до 4	Ц	500	330
			К	450	295
			П	400	260

В нашем примере при $V_{\text{ск}} = 2,2$ м/с назначаем для червячного колеса безоловянистую бронзу БрА10Ж4Н4. Отливка в кокиль. Предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 650$ МПа. Предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 430$ МПа. Указанная марка бронзы состоит из следующих компонентов: медь – около 82%; алюминий – 10%; железо – 4%; никель – 4%.

6.2 Допускаемые контактные напряжения

Для материалов группы I принимают $[\sigma_{\text{н}}] = 0,9\sigma_{\text{в}}$.

Для материалов группы II принимают $[\sigma_{\text{н}}] = 300 - 25 \cdot V_{\text{ск}}$, где $[\sigma_{\text{н}}]$ – МПа; $V_{\text{ск}}$ – м/с.

В нашем примере назначаем $[\sigma_{\text{н}}] = 300 - 25 \cdot V_{\text{ск}} = 300 - 25 \cdot 2,2 = 245$ МПа.

6.3 Число заходов червяка z_1 (число винтовых линий) назначаем в зависимости от передаточного числа. При $8 \leq u \leq 14$ назначают $z_1 = 4$; при $14 < u \leq 30$ назначают $z_1 = 2$; при $u > 30$ назначают $z_1 = 1$.

В нашем примере при $u = 20$ назначаем $z_1 = 2$.

6.4 Коэффициент $K_{\text{нв}}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки в контакте между витками червяка и зубьями червячного колеса. При переменном режиме работы (а именно такой режим указан в задании на КП, где даны коэффициенты годового $K_{\text{год}}$ и суточного $K_{\text{сут}}$ использования редуктора) можно назначить $K_{\text{нв}} = 1,1$.

6.5 Предварительное значение межосевого расстояния из расчета на контактную выносливость

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{нв}}}{[\sigma_{\text{н}}]^2}} = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{306 \cdot 1,1}{245^2}} = 108,4 \text{ мм},$$

где T_2 – Нм; $[\sigma_{\text{н}}]$ – МПа; a'_w – мм.

Используя стандартный ряд значений a_w (...50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150...), принимаем $a_w = 110$ мм.

6.6 Основные параметры передачи

Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40$, которое при необходимости надо округлить до целого числа и уточнить фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2/z_1 = \frac{40}{2} = 20,00.$$

Назначим предварительно величину относительного диаметра червяка (диаметра делительного цилиндра червяка, выраженного в модулях) $q' = 10$. Тогда ориентировочный модуль червячного зацепления равен

$$m' = \frac{2a_w}{z_2 + q'} = \frac{2 \cdot 110}{40 + 10} = 4,4 \text{ мм.}$$

Используя стандартный ряд модулей m (...2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0...), принимаем $m = 4,5$ мм.

Уточним окончательно относительный диаметр червяка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 110}{4,5} - 40 = 8,889.$$

Обычно для серийных редукторов расчетную величину q округляют до некоторого стандартного значения. В КП это делать не надо.

Угол подъема винтовой линии червяка $\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{8,889}\right) = 12,68^\circ$.

Делительный диаметр червяка с точностью «три цифры после запятой» $d_1 = q m = 8,889 \cdot 4,5 = 40,000$ мм.

Диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 40,000 - 2,4 \cdot 4,5 = 29,2$ мм.

Диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 40,000 + 2 \cdot 4,5 = 49,0$ мм.

Длина нарезанной части червяка $b_1 = (10 + z_1)m + 25 = (10 + 2) \cdot 4,5 + 25 = 79$ мм.

Делительный диаметр червячного колеса с точностью «три цифры после запятой» $d_2 = m z_2 = 4,5 \cdot 40 = 180,000$ мм.

Должно выполняться геометрическое условие обеспечения зацепления $\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w$.

Для нашего примера $\frac{40,000 + 180,000}{2} = 110$ мм.

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем его сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 180,000 + 2 \cdot 4,5 = 189,0 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 180,000 - 2,4 \cdot 4,5 = 169,2 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр червячного колеса $d_{2max} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 189 + \frac{6 \cdot 4,5}{2 + 2} = 195,8$ мм.

Если $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$, то относительная ширина венца червячного колеса $\psi_a = 0,355$. Если $z_1 = 4$, то $\psi_a = 0,315$.

Для нашего примера при $z_1 = 2$, принимаем $\psi_a = 0,355$.

Ширина венца червячного колеса $b_2 = \psi_a a_w = 0,355 \cdot 110 = 39$ мм. Принимаем окончательно $b_2 = 38$ мм.

Полученные размеры червячного зацепления показаны на рисунках 6а и 6б. На чертеже редуктора зацепление должно быть изображено согласно рис. 6б. Для того, чтобы бронзовый венец колеса не проворачивался под действием момента T_2 относительно стального (или чугунного) центра колеса, установлены четыре стопорных винта М8 длиной около 16 мм. Диаметр отверстия в колесе $d_{отв}$ и размеры ступицы $d_{ст}$ и $l_{ст}$ будут определены позже на этапе эскизного проектирования редуктора. Более подробно о конструкции червячных колес см. [2, глава 5].

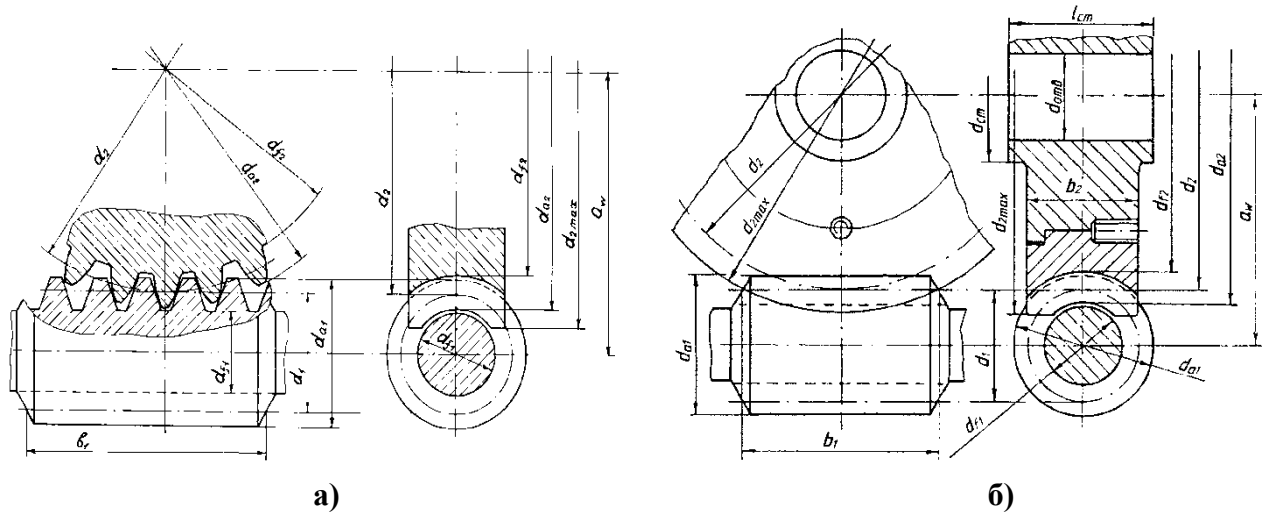


Рис. 6

6.7 Фактическая скорость скольжения в передаче

$$V_{\text{ск}} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 0,04 \cdot 730}{60 \cos 12,68^\circ} = 1,57 \text{ м/с, где } n_1 - \text{об/мин; } d_1 - \text{м; } V_{\text{ск}} - \text{м/с.}$$

6.8 Уточняем допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_{\text{H}}] = 300 - 25 \cdot V_{\text{ск}} = 300 - 25 \cdot 1,57 = 261 \text{ МПа.}$$

Если уточненное $[\sigma_{\text{H}}]$ отличается от ранее выбранного $[\sigma_{\text{H}}]$ в п. 6.2 более, чем на 10%, то по этому уточненному значению допускаемого напряжения надо сделать перерасчет передачи, начиная с п. 6.5.

$$\text{В нашем примере } \Delta[\sigma_{\text{H}}] = \left| \frac{245 - 261}{245} \right| \cdot 100\% = 6,5\% < 10\%, \text{ перерасчет не нужен.}$$

6.9 Угол трения между стальным червяком и червячным колесом из бронзы можно определить по табл. 12.

Таблица 12

$V_{\text{ск}}, \text{ м/с}$		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
ρ	Для оловянных бронз (группа I из табл.12)	3,17 °	2,50 °	2,33 °	2,00 °	1,67 °	1,50 °	1,33 °	1,00 °	0,92 °	0,83 °
	Для безоловянных бронз (группа II из табл.12)	3,67 °	3,17 °	2,83 °	2,50 °	2,33 °	2,00 °	1,67 °	1,50 °	1,33 °	1,17 °

В нашем примере для безоловянной бронзы при скорости скольжения $V_{\text{ск}} = 1,57 \text{ м/с}$ имеем $\rho = 2,80^\circ$.

6.10 КПД передачи

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg } 12,68^\circ}{\text{tg } (12,68^\circ + 2,80^\circ)} = 0,81.$$

6.11 Силы в зацеплении на червячном колесе

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{2 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 306}{0,18} = 3400 \text{ Н.}$$

$$\text{Радиальная сила } F_R = F_t \text{tg } \alpha \cos \gamma = 3400 \cdot \text{tg } 20^\circ \cos 12,68^\circ = 1207 \text{ Н,}$$

$$\text{Осевая сила } F_A = \frac{2 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 18}{0,04} = 900 \text{ Н.}$$

В формулах для сил: d_2 и d_1 — м; T_2 и T_1 — Нм, силы — Н.

6.12 Проверка прочности зубьев червячного колеса на выносливость при изгибе

Отметим, что ранее в п. 6.6 модуль червячной передачи был определен не из расчета на изгиб, а из геометрических соображений. Сейчас можно проверить прочность зубьев червячного колеса на изгиб.

Для материалов групп I и II из таблицы 11 допускаемое напряжение изгиба определяют по формуле $[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$.

В нашем примере для бронзы БрА10Ж4Н4, отливка в кокиль, по таблице 11 имеем $\sigma_B = 650$ МПа и $\sigma_T = 430$ МПа. Поэтому

$$[\sigma_F] = 0,25 \cdot 430 + 0,08 \cdot 650 = 159 \text{ МПа.}$$

$$\text{Эквивалентное число зубьев колеса } z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 12,68^\circ)^3} = 43.$$

Коэффициент формы зуба червячного колеса можно определить по таблице 13.

Таблица 13

$z_{2\text{экв}}$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,9 8	1,8 8	1,8 5	1,8 0	1,7 6	1,7 1	1,6 4	1,6 1	1,5 5	1,4 8	1,4 5	1,4 0	1,3 4	1,3 0	1,2 7	1,2 4

При $z_{2\text{экв}} = 43$ имеем $Y_{F2} = 1,51$.

Коэффициент неравномерности распределения изгибающей нагрузки вдоль линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса можно принять $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,1$.

Расчетное напряжение изгиба в зубе колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} Y_{F2} \cos \gamma}{1,3 m^2 q} = \frac{3400 \cdot 1,1 \cdot 1,51 \cos 12,68^\circ}{1,3 \cdot 4,5^2 \cdot 8,889} = 23,6 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 159 \text{ МПа,}$$

где F_t – Н; m – мм; $[\sigma_F]$ и σ_F – МПа.

6.13 Тепловой расчет редукторов по заданиям № 5 и № 6

Поверхность охлаждения корпуса редуктора без учета его днища можно ориентировочно определить по таблице 14 в зависимости от величины межосевого расстояния тихоходной ступени. Для червячно-цилиндрического редуктора по заданию № 5 следует использовать a_w для тихоходной цилиндрической ступени, определенное в пункте 3.1.16. Для цилиндрическо-червячного редуктора по заданию № 6 следует использовать a_w тихоходной червячной ступени, определенное в пункте 6.5.

Таблица 14

a_w тихоходной ступени, мм	80	100	110	125	130	140	150	160
$A, \text{м}^2$	0,16	0,24	0,28	0,35	0,38	0,42	0,47	0,53

КПД редукторов по заданиям № 5 и № 6 нужно определить по формуле $\eta_p = \eta_{\text{чер}} \eta_{\text{цил}}$, где $\eta_{\text{чер}}$ определен в п. 6.10, а $\eta_{\text{цил}} = 0,96$.

Потребная мощность на входе редуктора $P_{\text{вх}} = P_{\text{потр}}$, Вт определена в п.2.

Для чугунного корпуса редуктора коэффициент теплоотдачи при естественном охлаждении $K_T = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$.

Рабочая температура нагрева масла в редукторе не должна превышать 95°C . То есть, должно выполняться условие

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta_p) P_{\text{вх}}}{K_T A \cdot 1,3} + 20^\circ \leq 95^\circ\text{C, где } P_{\text{вх}} - \text{Вт; } A - \text{м}^2.$$

В том случае, если окажется $t_{\text{раб}} > 95^\circ\text{C}$, следует увеличить поверхность теплоотдачи редуктора за счет дополнительных ребер на корпусе.

7. Разработка сборочного чертежа редуктора

Для того, чтобы исключить путаницу при использовании полученных ранее расчетных параметров, имеющих одинаковые обозначения, снабдим эти параметры дополнительными индексами: Б – для быстроходной ступени; Т – для тихоходной ступени. Например, $a_{wБ}$ – межосевое расстояние быстроходной ступени; $d_{2Т}$ – диаметр делительной окружности колеса тихоходной ступени; $b_{1Б}$ – ширина шестерни быстроходной ступени и т.д.

Чертеж редуктора должен быть выполнен карандашом на ватмане формата А1 (594x841 мм²) в масштабе 1:1. Допускается выполнение чертежа с использованием компьютерных технологий. При этом студент обязан продемонстрировать преподавателю умение самостоятельно работать с компьютерной техникой.

Работу над сборочным чертежом необходимо начать с эскизной компоновки, после выполнения которой возможны дополнительные изменения конструкции. Поэтому добиваться полной идентичности эскизного и основного чертежей вовсе не обязательно. Размеры деталей, полученные нижеприведенными расчетами и рекомендациями, надо округлять до ближайших целых чисел.

7.1 Чертеж редуктора по заданию № 1 (двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор по развернутой схеме)

Чертеж редуктора приведен на рис. 7. На рисунке 8 показана его эскизная компоновка.

7.1.1 Начнем с горизонтальной проекции редуктора. Диаметр выходного конца быстроходного вала d_1 в миллиметрах определим из расчета на кручение по допускаемым напряжениям $[\tau] = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ из формулы $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{вх} / \pi [\tau]}$, где $T_{вх}$ – Нм. Длина выходного конца вала $l_1 = 1,6d_1$. По d_1 , используя приложение I (стр. 70), выбираем параметры шпоночного соединения b , h и t_1 . Диаметр вала под манжетой $d_2 = d_1 + 1$. По приложению II в зависимости от d_2 назначаем манжету с внешним диаметром D_1 и шириной h_1 . Длина участка под манжетой $l_2 = 2,5h_1$. На сборочном чертеже манжету можно изобразить так, как это показано на рисунке 7. Диаметр вала под подшипником d_3 назначаем так, чтобы он был несколько больше (хотя бы на 1 мм), чем d_2 , но при этом размер d_3 должен быть кратным пяти. По d_3 , используя приложение III, выбираем радиально – упорные шариковые подшипники легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$, имеющие внешний диаметр D и ширину B . Выбор радиально-упорных подшипников обоснован тем, что со стороны косозубых зубчатых колес на валы действуют не только радиальные нагрузки, но и осевые (см. п. 3.4.). Длину участка вала под подшипником можно принять $l_3 = B$. Положение внутреннего торца подшипника определило положение внутренней стенки корпуса редуктора. Подшипник надо изображать так, как это показано на рис. 7 со скосом на наружном кольце внутрь корпуса. Ориентировочные размеры крышки подшипника, удерживающей манжету и опирающейся на внешнее кольцо подшипника, показаны на рисунке. Диаметр упорного бурта вала $d_4 = d_3 + 3r$, где r – размер фаски на внутреннем кольце подшипника по приложению III. Размер $l_4 = 10 \text{ мм}$ определяет расстояние шестерни быстроходной ступени от внутренней стенки корпуса редуктора. Используя диаметр делительной окружности шестерни быстроходной ступени $d_{1Б}$ (см. п. 3.3) и ее ширину $b_{1Б}$, (см п. 3.1.17), изображаем шестерню быстроходной ступени. Зубья на ней надо изобразить согласно рекомендации рисунка 3 и показать, как это выполнено на рисунке 7. При этом должно выполняться условие $d_4 \leq d_{f1}$, где d_{f1} – диаметр впадин зубьев шестерни, определенный при помощи рис. 3. Если это условие не соблюдается, то надо изменить размеры быстроходного вала, приняв $d_4 = d_{f1} - 1$, а затем назначить $d_3 < d_4$, (но кратным пяти), $d_2 = d_3 - 1$, $d_1 = d_2 - 1$. Приостановим проектирование быстроходного вала.



Рис. 7



Рис. 8

Для конструирования промежуточного вала изобразим его ось на расстоянии a_{WB} (см. п. 4.1 и п. 3.1.16) от оси быстроходного вала. Используя размеры d_{2B} (см. п. 4.1 и п. 3.3) и b_{2B} (см. п. 4.1 и п. 3.1.17), изображаем колесо быстроходной ступени симметрично по отношению к ее шестерне. Зацепление зубьев колеса и шестерни, а также конструкция колеса – по рисунку 3. Диаметр вала d_1 в мм под колесом определим по формуле $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{пр}/\pi[\tau]}$, где $T_{пр}$ – Нм (см. раздел 2); $[\tau] = 30 \cdot 10^6$ Н/м². Размеры шпоночного соединения b, h и t_1 определим по Пр. I. Длина вала под ступицей колеса $l_1 = b_{2B} - 2$. $d_2 = d_1 - 2$. $l_2 = 14$ мм. Назначаем $d_3 \leq d_2$, но кратным пяти. По d_3 , используя Пр. III, выбираем шариковые радиально-упорные подшипники легкой серии с внешним диаметром D и шириной B . $l_3 = B$. Размеры крышки подшипника – по аналогии с крышкой подшипника быстроходного вала. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника надо установить дистанционную втулку с толщиной стенки (4...5) мм. $d_4 = d_1 + 4$. $l_4 = 5$ мм. По размерам d_{1T} (см. п. 3.3) и b_{1T} (см. п. 3.1.17) изображаем шестерню тихоходной ступени. Зубья на ней – по рис. 3. $d_5 = d_2$. $l_5 = 10$ мм. $d_6 = d_3$. $l_6 = l_3 = B$. Внутренний торец подшипника определил положение внутренней стенки редуктора. После этого можно закончить проектирование и быстроходного вала, размеры которого очевидны: $d_5 = d_4$; l_5 определяется конструктивно; $d_6 = d_3$; $l_6 = l_3 = B$.

Для проектирования тихоходного вала изобразим его ось на расстоянии a_{WT} (см. п. 3.1.16) от оси промежуточного вала. Используя диаметр делительной окружности колеса d_{2T} (см. п. 3.3) и его ширину b_{2T} (см. п. 3.1.17), изображаем колесо тихоходной ступени симметрично по отношению к ее шестерне. Зацепление зубьев колеса и шестерни, а также конструкция колеса – по рекомендациям рисунка 3. Диаметр вала под колесом $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{вых}/\pi[\tau]}$, где $T_{вых}$ – Нм (см. раздел 2); $[\tau] = 50 \cdot 10^6$ Н/м². $l_1 = b_{2T} - 2$. Размеры шпоночного соединения b, h и t_1 определим по Пр. I. $d_2 = d_1 - 1$. $l_2 = 14$ мм. Назначаем $d_3 \leq d_2$, но кратным пяти. По d_3 , используя Пр. III, выбираем для тихоходного вала шариковые радиально-упорные подшипники легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$, для которых выписываем следующие параметры: D – мм; B – мм; r – мм; C_r – кН; C_{or} – кН. Принимаем $l_3 = B$. Изображаем подшипник по примеру рисунка 7.

Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника надо установить дистанционную втулку с толщиной стенки (4...5) мм. Диаметр вала под манжетой $d_4 = d_3 - 1$. В зависимости от d_4 по Пр. II выбираем размеры D_1 и h_1 манжеты. $l_4 = 2,5h_1$. Диаметр выходного конца вала $d_5 = d_4 - 1$. $l_5 = 1,6d_5$. Размеры шпоночного соединения b, h и t_1 – по Пр. I. Диаметр бурта на валу, фиксирующего тихоходное колесо, $d_6 = d_1 + 6$. $l_6 = 10$ мм. $d_7 = d_2$. l_7 назначаем так, чтобы внутренние торцы подшипников быстроходного, промежуточного и тихоходного валов были расположены в одной плоскости. Далее принимаем $d_8 = d_3$ и $l_8 = l_3 = B$.

7.1.2 На фронтальной проекции редуктора штрих-пунктирными линиями изобразим делительные окружности шестерен и колес d_{1B} и d_{2B} , d_{1T} и d_{2T} , которые должны касаться друг друга. Покажем также фронтальные проекции крышек подшипниковых узлов $d_{кр б}$, $d_{кр пр}$ и $d_{кр т}$. Если фланцы соседних крышек перекрывают друг друга, то на них можно выполнить срезы (лыски) нужной конфигурации. Толщину стенок чугунных корпусных деталей, получаемых литьем, можно принять $\delta = 7$ мм. Фланцы корпуса и крышки можно соединить винтами М10. Под головки винтов надо установить пружинные стопорные шайбы. Так как фланцевые винты вставляются в верхний фланец (фланец крышки редуктора) с зазором, то для устранения смещения крышки относительно корпуса в пределах этого зазора надо установить два стопорных штифта диаметром 8 мм. На горизонтальной проекции их надо разнести на максимальное расстояние (см. рис. 7). Пробка М16х1 для слива масла должна быть установлена на утолщенной части корпуса (см. рис. 11.11 [2]). Нижний край резьбовой части пробки должен быть расположен несколько ниже дна корпуса. Конструкция и размеры масло-

указателя – по рис. 11.13 [2]. Люк и крышка люка для заливки масла и для контроля правильности зацепления – по рис. 17.38 [2]. Проушины (ребра) для подъема редуктора имеют отверстия диаметром около 20 мм. Толщина h фланцев корпуса и крышки конструктивно назначается так, чтобы обеспечить удобный доступ гаечного ключа к головкам фланцевых болтов.

Отметим, что ширина фланцев S на фронтальной проекции равна ширине фланцев S на горизонтальной проекции.

7.2 Чертеж редуктора по заданию № 2 (двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью)

Чертеж редуктора приведен на рис. 9. На рисунке 10 показана его эскизная компоновка.

На горизонтальной проекции редуктора диаметр выходного конца быстроходного вала из расчета на кручение $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вх}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вх}}$ – Нм (см. п. 2); $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Н/м². $l_1 = 1,6d_1$. По диаметру d_1 из Пр. I определяем размеры b , h и t_1 шпоночного соединения. Диаметр вала под манжетой $d_1 + 1$. Размеры манжеты D_1 и h_1 можно определить по Пр. II. $l_2 = 2,5h_1$. На чертеже манжету можно упрощенно изображать так, как это показано на рисунке 9. Диаметр вала под подшипником d_3 назначить $d_3 > d_2$ (хотя бы на 1 мм) так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. Быстроходный вал содержит две косозубые шестерни с зубьями, направленными в противоположные стороны. Для выравнивания нагрузки между ступенями надо обеспечить возможность некоторого осевого смещения («плавания») быстроходного вала-шестерни. Такую возможность могут обеспечить роликовые радиальные подшипники без буртов на наружном кольце. Поэтому, в зависимости от диаметра d_3 по Пр. IV назначаем подшипник легкой серии с размерами D , B и r . Изображать подшипники надо согласно рис. 9. Принимаем $l_3 = B$. Размеры крышки, удерживающей манжету и опирающейся на внешнее кольцо подшипника, – по ориентировочным рекомендациям рис. 10. Диаметр бурта на валу, опирающегося на внутреннее кольцо подшипника, $d_4 = d_3 + 3r$, где r – размер фаски на внутреннем кольце подшипника. $l_4 = 10$ мм. Используя делительный диаметр шестерни быстроходной ступени $d_{1Б}$ (см. п. 4.2 и п. 3.3) и ее ширину $b_{1Б}$ (см. п. 4.2 и п. 3.1.17), изображаем шестерню быстроходной ступени и зубья на ней согласно рис. 3. Надо убедиться в том, что $d_4 \leq d_{f1}$, где d_{f1} – диаметр впадин шестерни, который можно определить при помощи рис. 3. Если это условие не выполняется, то надо изменить полученные выше размеры быстроходного вала. Для этого можно принять $d_4 = d_{f1} - 2$; $d_3 < d_4$ (но кратным пяти); $d_2 = d_3 - 1$; $d_1 = d_2 - 1$. Приостановим проектирование быстроходного вала-шестерни.

Проектирование промежуточного вала начнем с изображения колеса быстроходной ступени по размерам $d_{2Б}$ (см. п. 4.2 и п. 3.3) и $b_{2Б}$ (см. п. 4.2 и п. 3.1.17). Колесо должно быть расположено симметрично по отношению к шестерне. Зацепление зубьев показываем согласно рисунку 3. Очевидно, что расстояние между осями быстроходного и промежуточного валов

должно быть равным $a_{\text{вБ}}$ (см. п. 3.1.16). Диаметр вала под колесом $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{пр}} / 2\pi [\tau]}$,

где d_1 – мм; $T_{\text{пр}}$ – Нм (см. п. 2); $[\tau] = 30 \cdot 10^6$ Н/м². Размеры шпоночного соединения b , h и t_1 – по Пр. I. $l_1 = b_{2Б} - 2$. $d_2 = d_1 - 1$. $l_2 = 12$ мм. Назначаем $d_3 \leq d_2$ так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. По d_3 и по Пр. III, выбираем шариковые радиально-упорные подшипники легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Размеры подшипников D и B . Назначаем $l_3 = B$. Подшипники изображаем так, как это показано на рис. 9. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки (4...5) мм. Диаметр бурта на валу, фиксирующего колесо $d_4 = d_1 + 4$. $l_4 = 5$ мм. Используем размеры $d_{1Т}$ (см. п. 3.3) и $b_{1Т}$ (см. п. 3.1.17) для изображения шестерни тихоходной ступени и зубьев на ней согласно рис. 3.

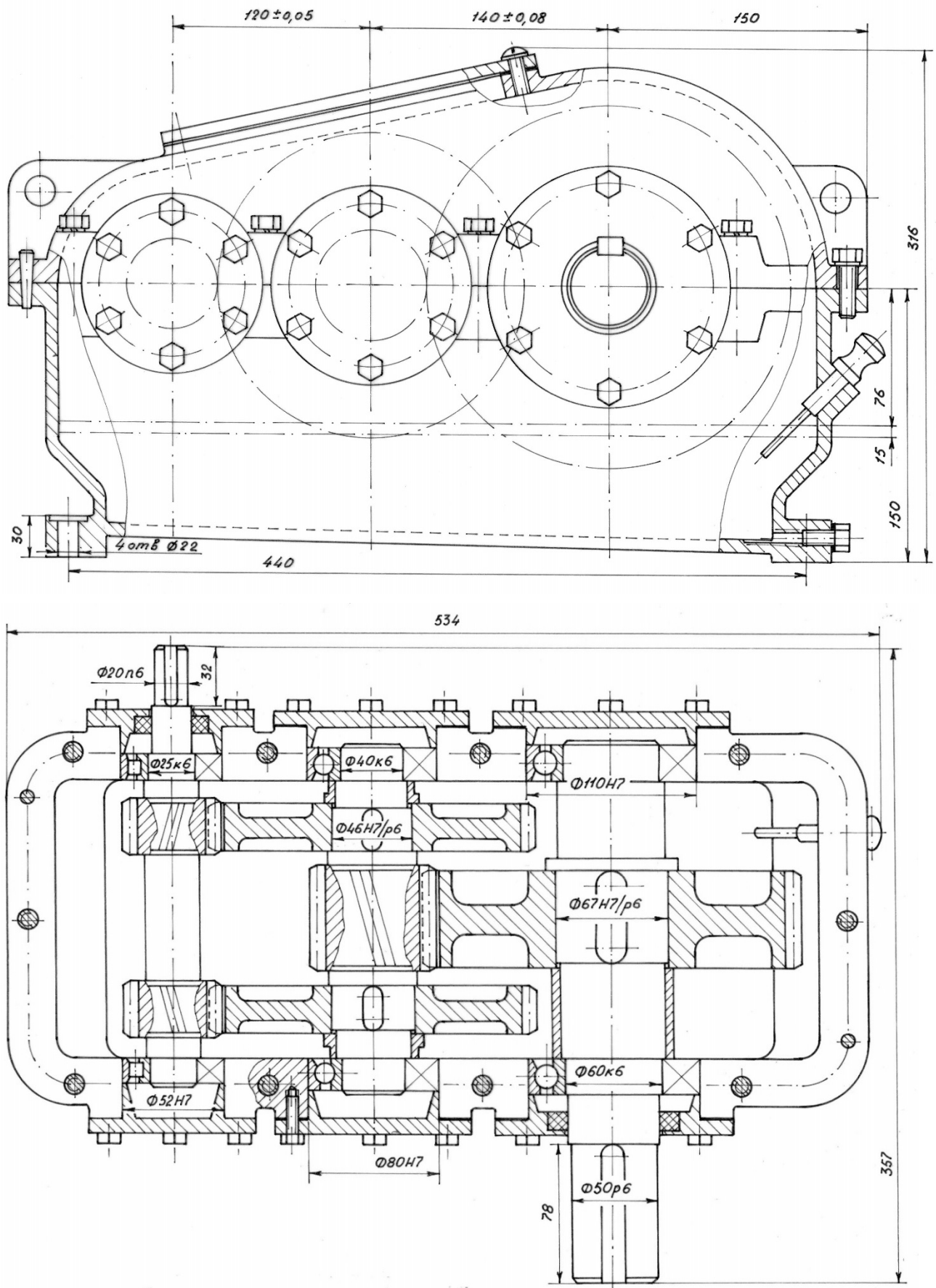


Рис. 9

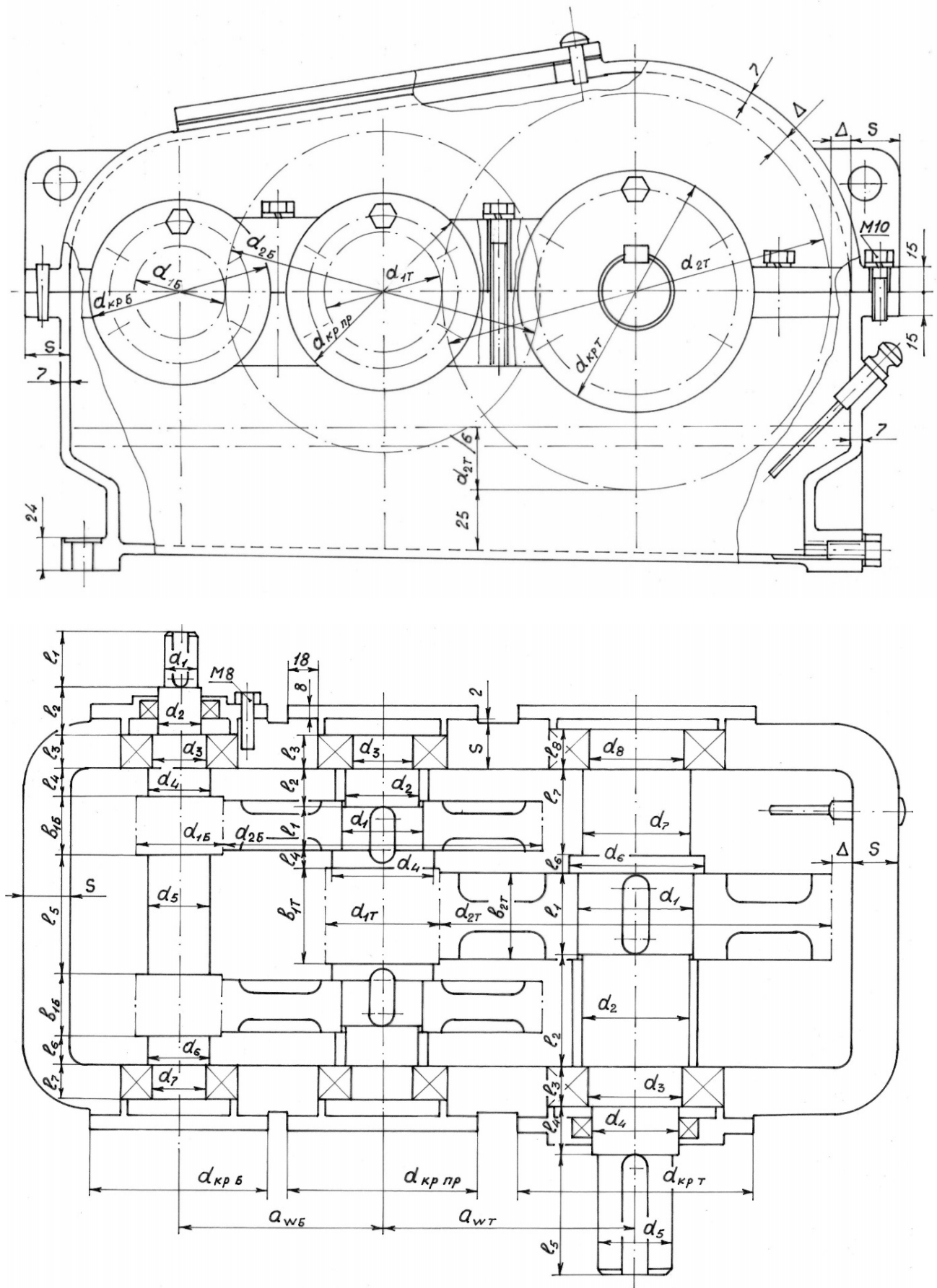


Рис. 10

Размеры оставшейся части промежуточного вала очевидны. После этого можно закончить разработку конструкции быстроходного вала. Отметим, что внутренние торцы подшипников быстроходного и промежуточного валов определили положение внутренних стенок корпуса редуктора.

Для проектирования тихоходного вала проведем его ось на расстоянии a_{WT} (см. п. 3.1.16) от оси промежуточного вала. Используя делительный диаметр колеса d_{2T} (см. п. 3.3) и его ширину b_{2T} (см. п. 3.1.17), изображаем колесо симметрично по отношению к шестерне. Показываем зацепление зубьев согласно рис. 3. Диаметр вала под колесом $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вых}}$ – Нм (см. п. 2); $[\tau] = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. $l_1 = b_{2T} - 2$. Теперь можно закончить конструирование колеса по рекомендациям рис. 3. По d_1 и по Пр. I определяем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . $d_2 = d_1 - 2$. l_2 определяется конструктивно, так как положение внутренней стенки редуктора известно. Диаметр вала под подшипником назначаем $d_3 < d_2$ так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. Используя Пр. III и d_3 , определяем размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Заодно выпишем для этих подшипников параметры C_r и C_{or} в кН. $l_3 = B$. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки (4...5) мм. Диаметр вала под манжетой $d_4 = d_3 - 1$. По d_4 и по Пр. II назначаем манжету с размерами D_1 и h_1 . Принимаем $l_4 = 2,5h_1$. Диаметр выходного конца вала $d_5 = d_4 - 2$. $l_5 = 1,6d_5$. По d_5 и по Пр. I выбираем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Принимаем: $d_6 = d_1 + 6$; $l_6 = 10$ мм; $d_7 = d_2$. Размер l_7 определяется конструктивно, так как положение внутренней стенки корпуса редуктора известно. $d_8 = d_3$. $l_8 = l_3$.

Фронтальную проекцию редуктора можно выполнить по рекомендациям п. 7.1.2.

Отметим, что ширина фланцев S на фронтальной проекции равна ширине фланцев S на горизонтальной проекции.

7.3 Чертеж редуктора по заданию № 3 (двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор по соосной схеме)

Чертеж редуктора приведен на рис. 11. На рисунке 12 показана его эскизная компоновка.

7.3.1 Горизонтальная проекция редуктора

Начнем с тихоходного вала. Диаметр выходного конца вала d_1 из расчета на кручение равен $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вых}}$ – Нм (см. п. 2); $[\tau] = 55 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. Для обеспечения прочности шпоночного соединения принимаем $l_1 = 1,6d_1$. По диаметру d_1 и по Пр. I определим размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Диаметр вала под манжетой $d_2 = d_1 + 1$. Этот размер надо согласовать (и при необходимости изменить) по Пр. II, откуда нужно определить размеры манжеты D_1 и h_1 . При необходимости параметры первого ряда размеров можно заменить параметрами второго ряда. Принимаем $l_2 = 2,5h_1$. Диаметр вала под подшипником d_3 назначаем так, чтобы $d_3 > d_2$ (хотя бы на 1 мм). При этом размер d_3 должен быть кратным пяти. В зависимости от диаметра d_3 по Пр. III выбираем для тихоходного вала размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Заодно выписываем параметры C_r и C_{or} в кН. $l_3 = B$. Крышка, которая опирается на внешнее кольцо подшипника и удерживает манжету, крепится к корпусу редуктора винтами М8. Ориентировочные размеры фланцев крышек подшипников – по рисунку 12. Остальные размеры надо конструктивно подобрать так, чтобы обеспечить ширину фланцев корпуса и крышки редуктора $S \approx 30$ мм. Диаметр бурта, фиксирующего подшипник, $d_4 = d_3 + 6$. $l_4 = 10$ мм. Диаметр вала под колесом тихоходной ступени $d_5 = d_4 - 4$. $l_5 = b_{2T} - 2$, где b_{2T} – ширина колеса (см. п. 3.1.17). По Пр. I в зависимости от d_5 определяем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 .

Используя делительный диаметр колеса тихоходной ступени d_{2T} (см. п. 3.3) и его ширину b_{2T} (см. п. 3.1.17), изображаем контуры колеса, а затем, по рекомендациям рис. 3, – зубья на нем и его конструкцию.

Второй подшипник на валу диаметром $d_6 = d_3$ располагаем на расстоянии 10 мм от ступицы колеса. Подшипник размещаем в приливе корпуса редуктора. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки (4...5) мм.

Для проектирования быстроходного вала, соосного с тихоходным, определим вначале размеры всех его участков без графического изображения. Диаметр выходного конца вала из расчета на кручение $d_7 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{вх} / \pi [\tau]}$, где d_7 – мм; $T_{вх}$ – Нм (см. п. 2); $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Н/м². Примем $l_7 = 1,6d_7$. По d_7 и по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b , h и t_1 . $d_8 = d_7 + 1$. Размер d_8 надо согласовать с Пр. II и определить размеры манжеты D_1 и h_1 . Примем $l_8 = 2,5h_1$. Назначаем $d_9 > d_8$ (хотя бы на 1 мм) так, чтобы размер d_9 был кратным пяти. Используя d_9 и Пр. III определяем размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии. Примем: $l_9 = B$, $d_{10} = d_9 + 4$, $l_{10} = 8$ мм, $d_{11} = d_{10}$, $l_{11} = 5$ мм, $d_{12} = d_9$, $l_{12} = l_9 = B$. После этого можно приступить к графическому изображению быстроходного вала-шестерни. На расстоянии 10 мм от торца тихоходного вала располагаем торец быстроходного вала диаметром d_{12} . Изображаем подшипник так, как это показано на рис. 11. Этот подшипник располагаем в промежуточной втулке, для которой внешний диаметр посадочной поверхности равен внешнему диаметру подшипника тихоходного вала. Бурт B на этой втулке воспринимает осевые нагрузки на валах. После участка d_{11} длиной l_{11} изображаем быстроходную шестерню, имеющую делительный диаметр $d_{1Б}$ (см. п. 4.3 и п. 3.3) и ширину $b_{1Б}$ (см. п. 3.1.17). Зубья на шестерне – согласно рисункам 3 и 11. Заканчиваем изображение быстроходного вала-шестерни согласно вышеприведенным расчетам. Отметим, что для нарезания зубьев шестерни должно выполняться условие $d_{11} \leq d_{f1}$, где d_{f1} – диаметр впадин шестерни, определенный согласно рисунку 3. Если это условие не выполняется, то следует назначить $d_{11} = d_{f1}$, $d_{12} < d_{11}$ (d_{12} должен быть кратным пяти), по d_{12} подобрать подшипник, $d_{10} = d_{11}$, $d_9 = d_{12}$, $d_8 = d_9 - 1$; $d_7 = d_8 - 1$.

Промежуточный вал-шестерню можно проектировать в следующей последовательности. Изображаем ось вала на расстоянии $a_{вБ} = a_{вТ}$ от общей оси быстроходного и тихоходного валов. Диаметр вала под колесом быстроходной ступени определим по формуле $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{пр} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{пр}$ – Нм (см. п. 2); $[\tau] = 30 \cdot 10^6$ Н/м². Используя размеры $d_{2Б}$ (см. п. 4.3 и п. 3.3) и $b_{2Б}$ (см. п. 4.3 и п. 3.1.17), изображаем колесо быстроходной ступени симметрично по отношению к шестерне быстроходного вала. Конструкцию колеса и зубья на ней можно выполнить по рекомендациям рис. 3. Длина вала под колесом $l_1 = b_{2Б} - 2$. Размеры шпоночного соединения b , h и t_1 в зависимости от d_1 определим по Пр. I. Принимаем $d_2 = d_1 - 1$; $l_2 = 12$ мм. Назначаем $d_3 < d_2$ так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. По d_3 и по Пр. III назначаем размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии. Между колесом и подшипником устанавливаем дистанционную втулку. Назначаем $l_3 = B$. Принимаем $d_4 = d_1 + 4$. Используя $d_{1Т}$ (см. п. 3.3) и $b_{1Т}$ (см. п. 3.1.17), изображаем шестерню тихоходной ступени симметрично по отношению к колесу. Размер l_4 будет получен конструктивно. Остальные размеры промежуточного вала понятны из рисунка: $d_5 = d_2$; $l_5 = 8$ мм; $d_6 = d_3$; $l_6 = l_3$.

Фронтальную проекцию редуктора согласно рис. 11 и рис. 12 можно выполнить по рекомендациям п. 7.1.2.

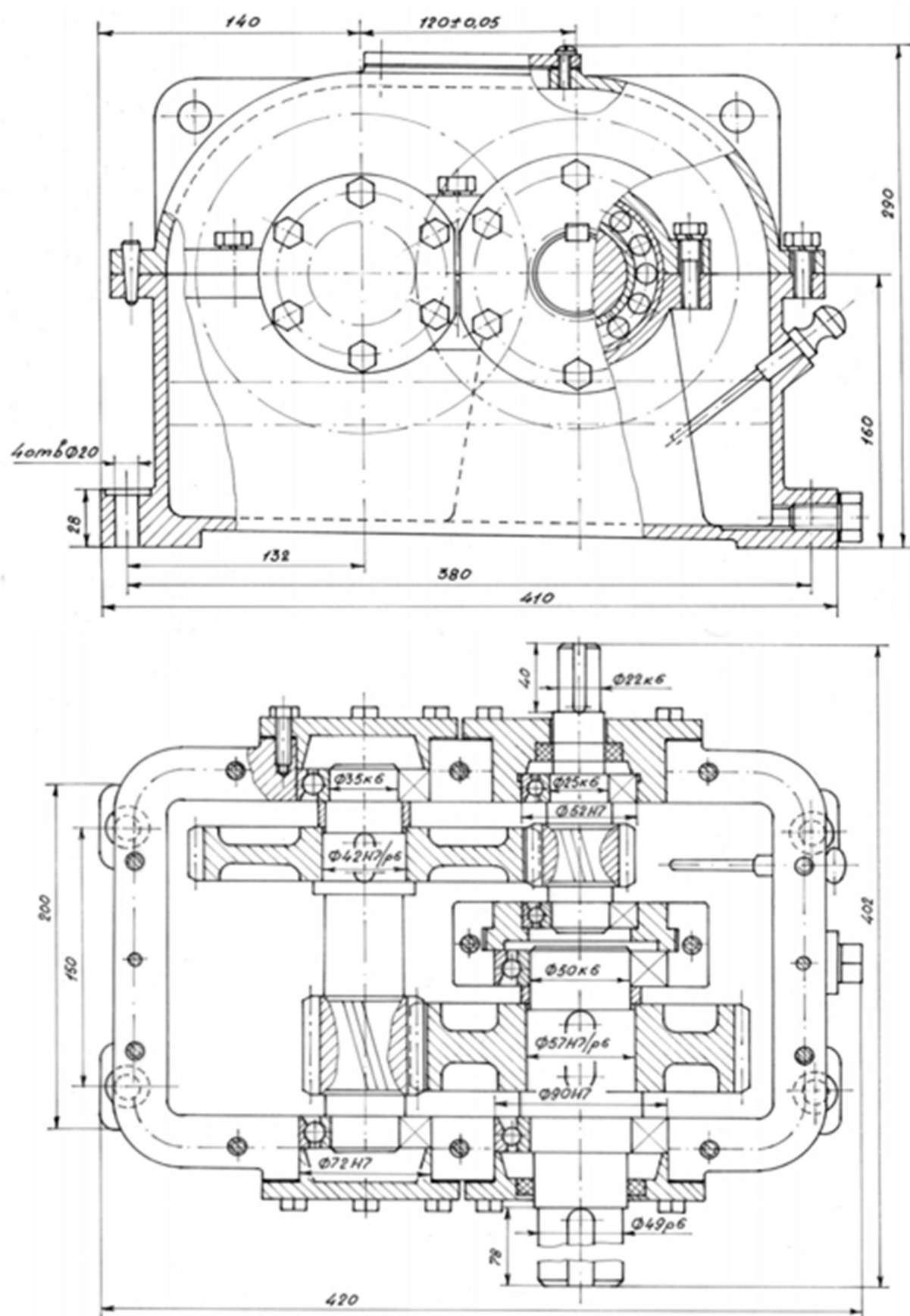


Рис. 11

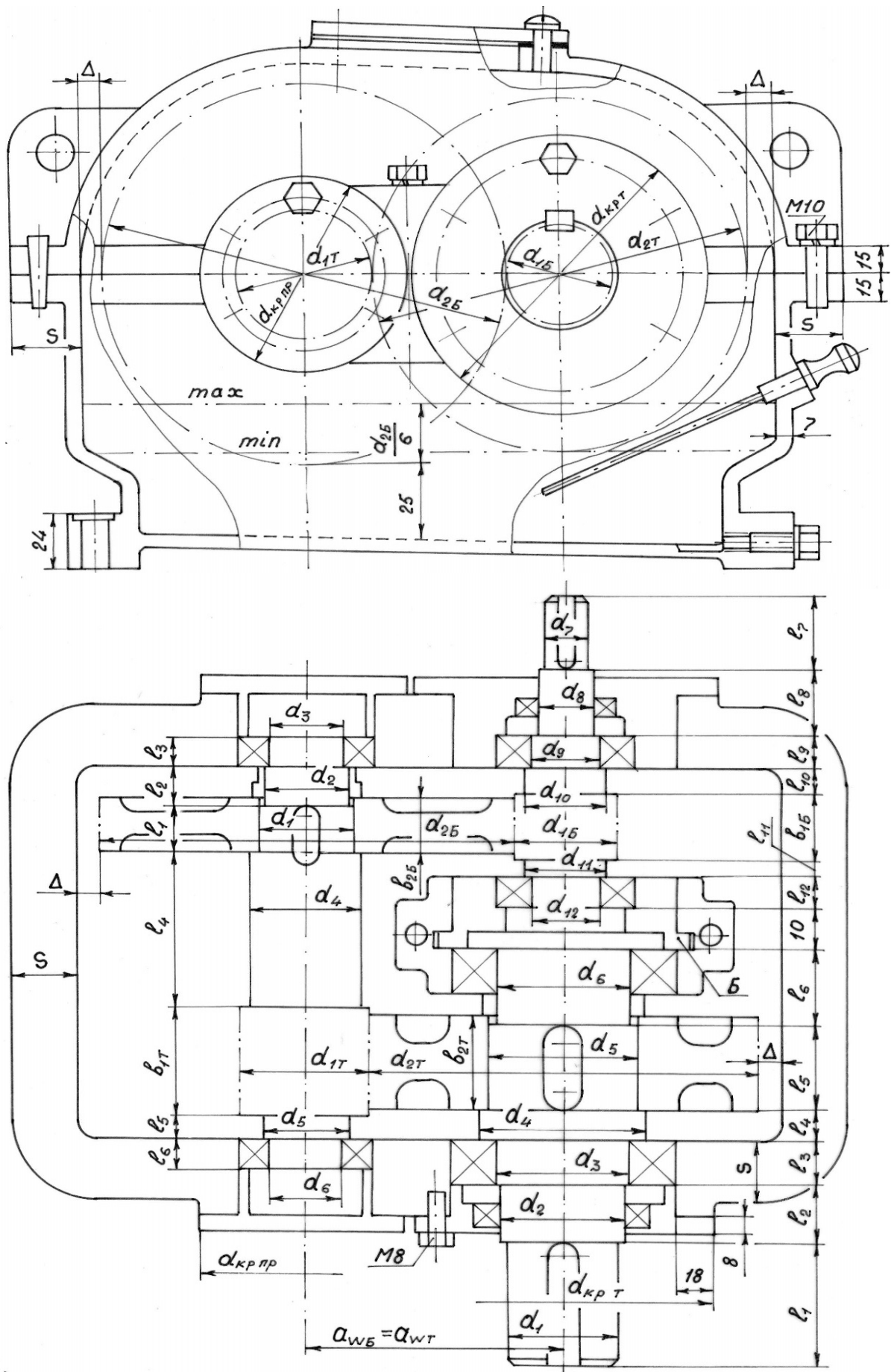


Рис. 12

7.4 Чертеж редуктора по заданию № 4 (коническо-цилиндрический редуктор)

Чертеж редуктора приведен на рис. 13. На рисунке 14 показана его эскизная компоновка.

Начнем с горизонтальной проекции редуктора на рис. 14.

Пересечением двух взаимноперпендикулярных осей быстроходного и промежуточного валов определим положение точки О, в которой совпадают вершины делительных конусов шестерни и колеса. Используя диаметры d_{e1} и d_{e2} , полученные в п. 5.1.8, находим положение точек А, В и С, ограничивающих основания делительных конусов (см. рис. 5). Вдоль образующих АО, ВО и СО откладываем длину зубьев $b_{1Б}$ (см. п. 5.1.14) и получаем точки D, Е и F. Из точек А, В, С, D, Е, F изображаем перпендикуляры к образующим АО, ВО и СО. Вдоль полученных перпендикуляров откладываем отрезки $AG = BH = 3m_e$ и $BK = CL = 4m_e$, где внешний модуль m_e – получен в п. 5.1.12. Точки М и N получим путем пересечения отрезков КО и LO с соответствующими перпендикулярами в точках Е и F. Вдоль отрезков AD, BE и CF изображаем зубья конических колес и их зацепления по рекомендациям рис. 5 и показываем их так, как это изображено на рис. 13. Полученный графически размер GH определил диаметр d_1 фиксирующего бурта для правого подшипника на быстроходном валу. Высоту бурта можно принять $l_1 = 2$ мм. Назначаем диаметр вала под подшипником $d_2 \leq d_1 - 3$ так, чтобы размер d_2 был кратным пяти. По диаметру d_2 , используя Пр. III, подбираем для быстроходного вала размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Принимаем $l_2 = B$; $d_3 = d_2 - 1$; $l_3 = 2,5B$; $d_4 = d_2$; $l_4 = B - 1$. Подшипники располагаем в стакане, который при помощи прокладок под фланцем стакана (набора тонких металлических пластин) позволяет регулировать осевое положение шестерни для совмещения вершин делительных конусов в точке О. Для регулировки подшипников на нулевой зазор используется круглая шлицевая гайка со стопорной многолапчатой шайбой. Диаметр резьбы для гайки $d_5 < d_4$ и размеры гайки D и H надо согласовать с Пр. V. Размеры шайбы и ширина b канавки на валу для внутреннего лепестка шайбы – по Пр. VI. Назначаем $l_5 = 1,5H$. Диаметр вала под манжетой $d_6 = d_5 - 3$. Этот размер и размеры манжеты D_1 и h_1 надо согласовать с Пр. II. Примем $l_6 = 2,5h_1$. Крышка подшипника, содержащая манжету, и фланец стакана с подшипниками крепятся к корпусу редуктора винтами М8. Размеры фланцев и остальных элементов крышки и стакана – по рис. 14. Диаметр выходного конца вала $d_7 = d_6 - 3$. По d_7 и по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Принимаем $l_7 = 1,6d_7$.

Ось промежуточного вала проведем через ту точку, где встречаются вершины делительных конусов конической передачи (т. О). Определим диаметр вала под коническим колесом. $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{пр} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{пр}$ – крутящий момент на промежуточном валу (см. п. 2), Нм; $[\tau] = 30 \cdot 10^6$ Н/м². Закончим конструирование конического колеса. Назначим диаметр ступицы $d_{ст} = 1,6d_1$ и ее длину $l_{ст} = 1,5d_1$. Длина участка вала под колесом $l_1 = l_{ст} - 2$. По d_1 и по Пр. I назначим размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Принимаем диаметр вала под подшипником $d_2 = d_1 - 3$ так, чтобы размер d_2 был кратным пяти. По диаметру d_2 и по Пр. III назначаем размеры D и B шарикового радиально – упорного подшипника легкой серии. Подшипник изображаем так, как это показано на рис. 13. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки 5 мм. Принимаем $l_2 = B + \Delta = B + 10$. Размеры крышки подшипника – по аналогии с крышкой подшипника быстроходного вала. Назначаем $d_3 = d_1 + 5$ и $l_3 = 10$ мм.

По размерам d_{1T} (см. п. 3.3) и b_{1T} (см. п. 3.1.17) изображаем вначале контуры шестерни тихоходной ступени, а затем и зубья на ней согласно рисункам 3 и 13. Тонкими наклонными линиями на шестерне показываем, что тихоходная зубчатая ступень косозубая. Далее принимаем $d_4 = d_3$. Размер l_4 конструктивно назначаем так, чтобы обеспечить $L_2 = L_1$. Очевидно, что $d_5 = d_2$ и $l_5 = B$.

Для проектирования тихоходного вала проведем его ось на расстоянии a_{WT} (см. п. 3.1.16) от оси промежуточного вала. Используя размеры d_{2T} (см. п. 3.3) и b_{2T} (см. п. 3.1.17) изобразим колесо тихоходной ступени симметрично по отношению к шестерне, зубья на колесе и зацепление зубьев колеса с зубьями шестерни (см. рис. 3 и 13). Диаметр вала под колесом $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходе редуктора, Нм (см. п. 2); $[\tau] = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. Тогда диаметр ступицы колеса $d_{\text{ст}} = 1,6d_1$. Остальные размеры колеса – по рис. 3. Длина вала под колесом $l_1 = b_{2T} - 2$. По Пр. I в зависимости от d_1 выбираем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Принимаем $d_2 = d_1 - 2$. Размер l_2 надо подобрать так, чтобы обеспечить $L_2 = L_1$. Назначаем диаметр вала под подшипником $d_3 \leq d_2 - 4$ так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. По d_3 и по Пр. III выбираем шариковые радиально-упорные подшипники легкой серии с параметрами: D , мм; B , мм; C_r , кН; C_{or} , кН. Назначаем $l_3 = B$. Подшипник изображаем так, как это показано на рис. 13. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки 5 мм. Размеры крышки подшипника надо конструктивно подобрать так, чтобы обеспечить ширину корпусного фланца $S = 30$ мм. Назначаем $d_4 = d_1 + 6$; $l_4 = 10$ мм; $d_5 = d_2$. Длину l_5 назначаем так, чтобы нижний подшипник тихоходного вала был расположен на одном уровне с нижним подшипником промежуточного вала. $d_6 = d_3$; $l_6 = l_3 = B$; $d_7 = d_6 - 1$. Размер вала под манжетой d_7 надо согласовать с Пр. II и назначить размеры манжеты D_1 и h_1 . Принимаем $l_7 = 2,5h_1$. Размеры крышки подшипника надо назначить так, чтобы обеспечить размер $S = 30$ мм. Диаметр выходного конца вала $d_8 = d_7 - 4$. Назначаем $l_8 = 1,6d_8$. Используя диаметр d_8 по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 .

Фронтальную проекцию можно выполнить по рекомендациям рис.14, используя рис.13.

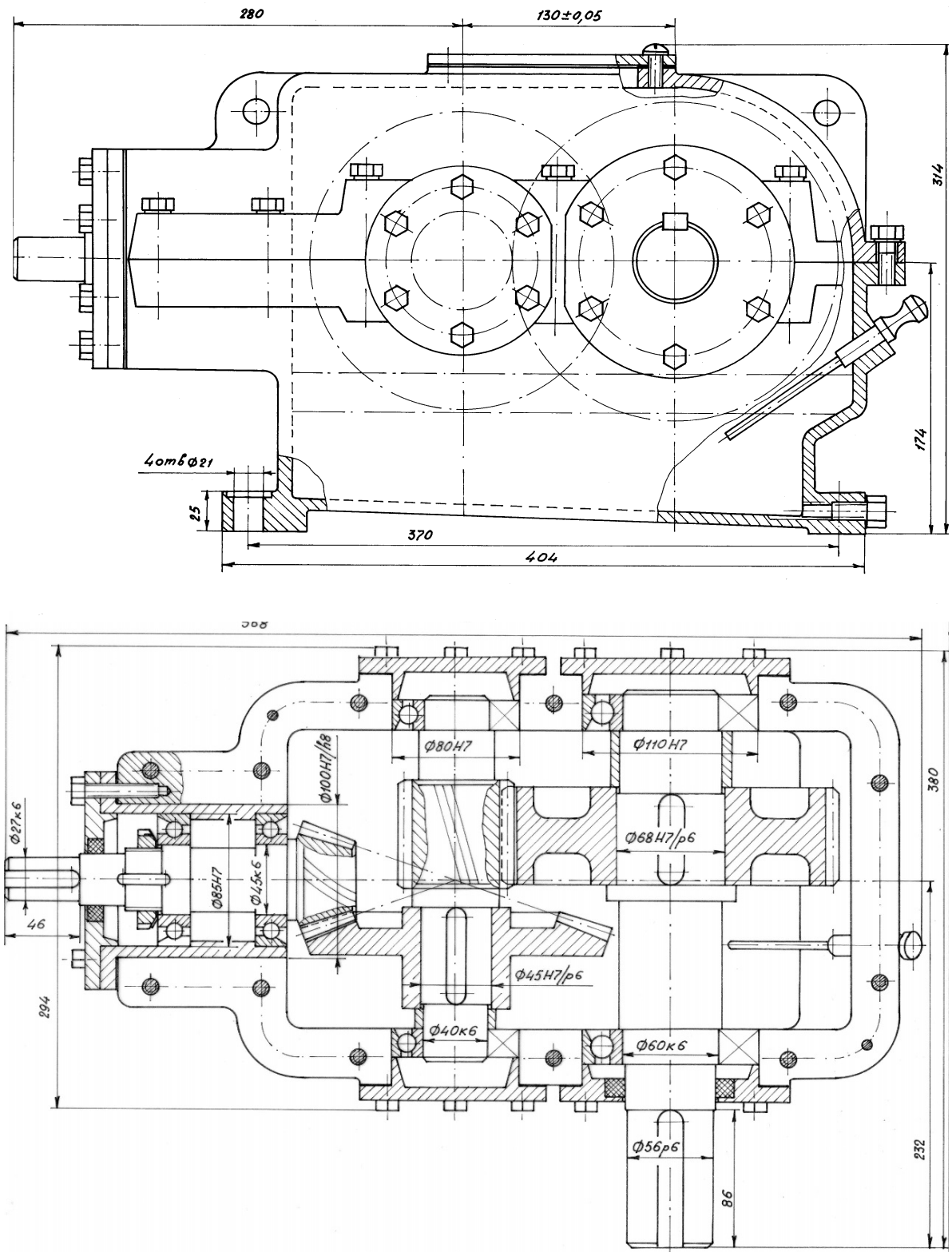


Рис. 13

7.5 Чертеж редуктора по заданию № 5 (червячно-цилиндрический редуктор)

Чертеж редуктора приведен на рис. 15. На рисунке 16 показана его эскизная компоновка.

Начнем с фронтальной проекции.

Диаметр выходного конца быстроходного вала – червяка $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вх}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вх}}$ – крутящий момент на входе редуктора, Нм (см. п. 2); $[\tau] = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. Принимаем $l_1 = 1,6d_1$. В зависимости от d_1 по Пр. I выбираем размеры шпоночного соединения b , h и t_1 . Диаметр вала под манжетой $d_2 = d_1 + 1$. Этот размер надо согласовать (и при необходимости изменить) с Пр. II и выбрать размеры манжеты D_1 и h_1 . На чертеже манжету можно изобразить так, как это показано на рис. 15. Длина участка $l_2 = 2,5h_1$. Манжету можно расположить в середине участка l_2 . Назначаем $d_3 > d_2$ (хотя бы на 1 мм) так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. По d_3 и по Пр. III определяем размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии. $l_3 = B$. Если внешний диаметр подшипника D больше, чем диаметр вершин витков червяка d_{a1} (см. п. 6.6), то при сборке редуктора червяк можно вставить в корпус через отверстие для подшипника. Если же $d_{a1} > D$, то подшипник должен быть установлен в крышке-стакане, как это показано на рис. 16. Подшипник со стаканом желательно сместить внутрь редуктора за счет прилива в корпусе. Размеры стакана, прилива и стенки корпуса можно назначить конструктивно по аналогии с рис. 16. Принимаем $d_4 = d_3 + 4$. Длину участка l_4 определим позже после следующих геометрических построений. На расстоянии a_{WB} (см. п. 6.5) от оси вала-червяка проведем горизонтальную линию. Эта линия лежит в плоскости разъема между корпусом редуктора и его крышкой. На этой линии надо найти такое положение центра червячного колеса (точка О), при котором зазор между окружностью радиуса $d_{2\text{max}}/2$ (см. п. 6.6) и элементами корпуса составляет величину не менее $C = 15$ мм, или $\Delta = 15$ мм. Из точки О штрихпунктирной линией изображаем делительную окружность червячного колеса быстроходной ступени диаметром $d_{2\text{Б}}$ (см. п. 6.6). Симметрично по отношению к центру червячного колеса разместим червяк с $d_{1\text{Б}}$, d_{a1} и $b_{1\text{Б}}$. После этого геометрически определяется размер l_4 . Принимаем $d_5 = d_4$, $d_6 = d_3$.

Размер l_5 следует назначить таким, чтобы обеспечить зазор $C \geq 15$ мм между червячным колесом и стойкой, в которой установлен правый подшипник быстроходного вала-червяка.

Отметим некоторые особенности подшипниковых опор вала-червяка. Подшипники установлены «враспор». При помощи регулировочной прокладки под фланцем крышки левого подшипника (набор тонких стальных пластин) подшипники можно отрегулировать на нулевой зазор. При нагреве червячной передачи (см. п. 6.13) удлиняющийся червяк перемещает внутренние кольца подшипников, что может привести к защемлению тел качения. Практика показала, что опасного защемления не произойдет, если расстояние между подшипниками не превышает $8d_3$. В том случае, если это требование не выполняется, правую опору вала-червяка надо выполнить «плавающей», как это показано, например, на рис. 7.46 [2].

Перейдем к горизонтальной проекции.

Определим диаметр вала под червячным колесом. $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{пр}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{пр}}$ – крутящий момент на промежуточном валу (см. п. 2), Нм; $[\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. Длина ступицы колеса $l_{\text{ст}} = 1,2d_1$. Этот размер должен быть не меньше, чем ширина червячного колеса $b_{2\text{Б}}$ (см. п. 6.6). Диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = 1,6d_1$. Изображаем червячное колесо по рекомендациям рис. 6. Принимаем $l_1 = l_{\text{ст}} - 2$. В зависимости от d_1 по Пр. I выбираем размеры шпоночного соединения b , h и t_1 . Назначаем $d_2 \leq d_1 - 1$ так, чтобы размер d_2 был крат-

ным пяти. По d_2 , используя Пр. III, назначаем размеры D и B шарикового радиально – упорного подшипника легкой серии. Подшипник располагаем на расстоянии $K \geq 0,5d_{a1} + 15$ от главной плоскости сечения червячного колеса. При этом должно выполняться и условие $\Delta \geq 15$ мм. Подшипник изображаем так, как это показано на рис. 15. Размеры крышки подшипника надо назначить так, чтобы обеспечить ширину фланца $S = 30$ мм. Между ступицей червячного колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки 5 мм. Размер l_2 получаем конструктивно. Назначаем $d_3 = d_1 + 6$ и $l_3 = 10$ мм. Используя размеры d_{1T} (см. п. 3.3) и b_{1T} (см. п. 3.1.17), изображаем контуры шестерни тихоходной ступени, а затем и зубья на ней согласно рис. 3 и рис. 15. Тонкими наклонными линиями (как это показано на рис. 15) условно показываем, что шестерня, как и колесо, – косозубая. Далее принимаем: $d_4 = d_2 + 4$; $l_4 = 13$ мм; $d_5 = d_2$; $l_5 = B$. Размеры нижней крышки подшипника назначаем так, чтобы обеспечить ширину корпусного фланца $S = 30$ мм.

На расстоянии a_{wT} (см. п. 3.1.16) от оси промежуточного вала проводим ось тихоходного вала. Используя размеры d_{2T} (см. п. 3.3) и b_{2T} (см. п. 3.1.17), изображаем контуры тихоходного колеса симметрично по отношению к шестерне и показываем на нем зубья согласно рис. 3 и зацепление зубьев, как это показано на рис. 3 и рис. 15. Диаметр вала под колесом $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходе редуктора, Нм (см. п. 2); $[\tau] = 50 \cdot 10^6$ Н/м². Теперь можно определить диаметр ступицы колеса $d_{\text{ст}} = 1,6d_1$ и остальные его размеры согласно рис. 3. Принимаем $l_1 = b_{2T} - 2$. В зависимости от d_1 по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Диаметр вала под подшипником $d_2 \leq d_1 - 2$ так, чтобы размер d_2 был кратным пяти. В зависимости от d_2 по Пр. III выбираем размеры D и B шарикового радиально – упорного подшипника легкой серии. Выписываем для него также характеристики: C_r , кН и C_{or} , кН. Подшипник изображаем так, чтобы внутренний его торец был расположен на одном уровне с подшипником промежуточного вала. Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку. Принимаем $d_3 = d_1 + 6$; $l_3 = 10$ мм; $d_4 = d_2 + 4$. Верхний подшипник надо установить на одном уровне с подшипником промежуточного вала. Это даст возможность определить размер l_4 конструктивно. Далее $d_5 = d_2$; $l_5 = B$; $d_6 = d_5 - 1$. По диаметру d_6 и по Пр. II определяем размеры манжеты D_1 и h_1 . Принимаем $l_6 = 2,5h_1$; $d_7 = d_6 - 4$; $l_7 = 1,6d_7$. По Пр. I в зависимости от d_7 определяем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 .

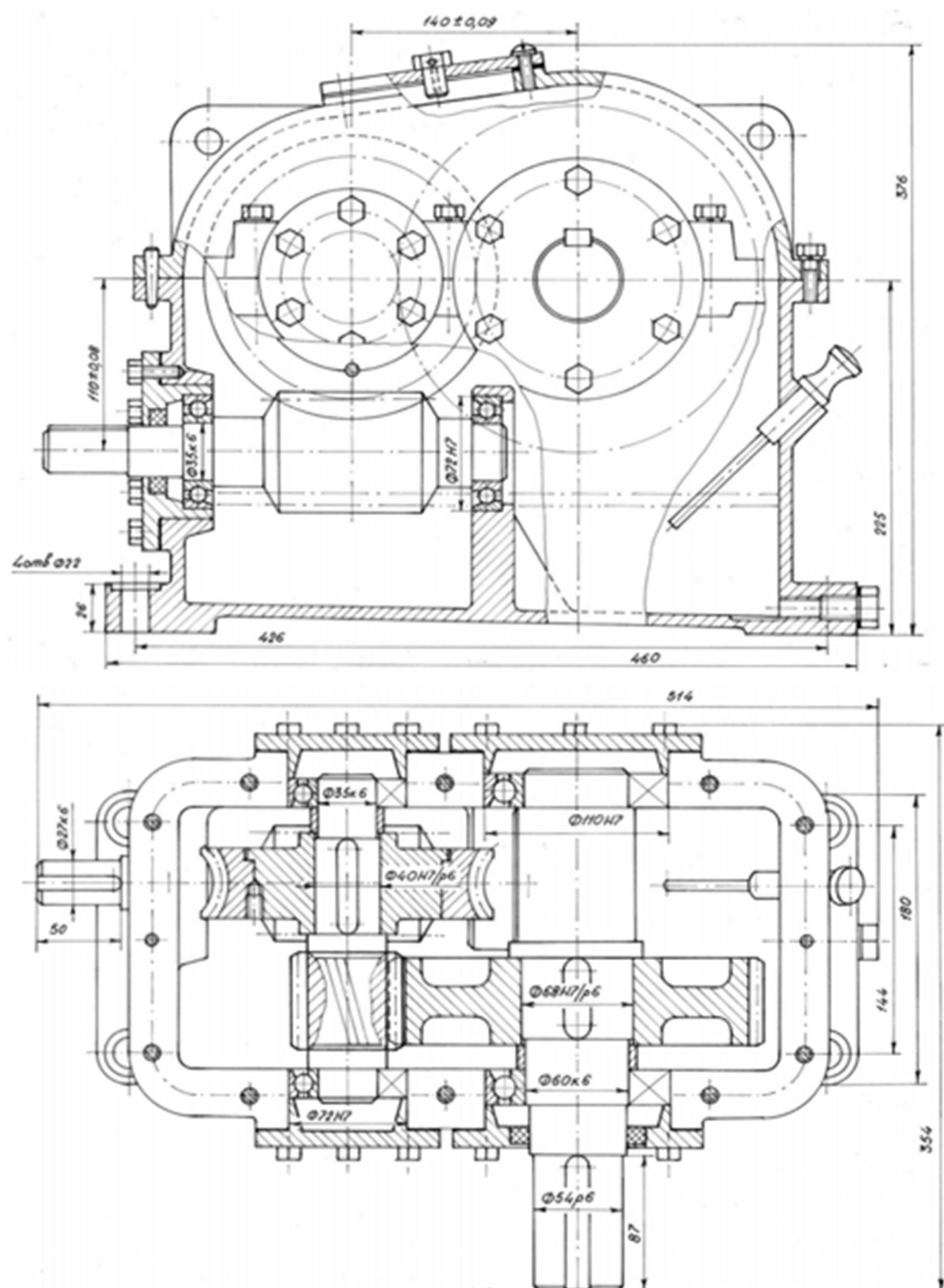


Рис. 15

7.6 Чертеж редуктора по заданию № 6 (цилиндрическо-червячный редуктор)

На рис. 17 приведен чертеж редуктора, а на рис. 18 – его эскизная компоновка.

Работу над чертежом начнем с фронтальной проекции.

Диаметр выходного конца быстроходного вала-шестерни из расчета на кручение $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вх}} / \pi [\tau]}$, d_1 – мм; $T_{\text{вх}}$ – крутящий момент на входе редуктора, Нм (см. п.2); $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Н/м². Принимаем $l_1 = 1,6d_1$. В зависимости от d_1 по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . $d_2 \geq d_1 + 1$. Размер d_2 надо согласовать с Пр. II и выбрать размеры манжеты D_1 и h_1 . Назначим $l_2 = 2,5h_1$. Манжету можно расположить ориентировочно в средней части участка l_2 . Диаметр вала под подшипником назначаем $d_3 > d_2$ так, чтобы размер d_3 был кратным пяти. В зависимости от d_3 и по Пр. III назначаем размеры D и B шарикового радиально-упорного подшипника. $l_3 = B$. Подшипник изображаем так, как это показано на рис. 17. Размеры крышки подшипника, рекомендованные рисунком, подобраны так, чтобы крышку можно было присоединить к корпусу винтами М8. Под фланцем крышки установлена прокладка в виде комплекта тонких металлических пластин. Такая прокладка нужна для регулировки радиально-упорных подшипников на нулевой зазор. Далее принимаем $d_4 = d_3 + 4$, $l_4 = 10$ мм. Используя делительный диаметр шестерни быстроходной ступени $d_{1Б}$ (см. п. 4.4 и п. 3.3) и ее ширину $b_{1Б}$ (см. п. 4.4 и п. 3.1.17), изображаем контуры шестерни (см. рис. 18), а затем и зубья на ней, согласно рис. 3 и рис. 17. Далее $d_5 = d_4$; $l_5 = l_4$; $d_6 = d_3$; $l_6 = l_3 = B$. Правый подшипник располагаем в стойке (приливе) на днище корпуса. В стойке выполнено отверстие с внутренним буртом, фиксирующим внешнее кольцо подшипника. При проектировании быстроходного вала-шестерни возможен случай, когда оказывается $d_4 > d_{f1}$, где d_{f1} – диаметр впадин зубьев шестерни (см. п. 4.4 и рис. 3), что затрудняет нарезание зубьев. Поэтому следует принять $d_4 = d_{f1}$, а затем $d_3 < d_4$, (d_3 должен быть кратным пяти), $d_2 < d_3$ и $d_1 < d_2$.

Для проектирования промежуточного вала – червяка проведем его ось на расстоянии a_{WB} (см. п. 4.4 и п. 3.1.16) от оси быстроходного вала. Используя делительный диаметр колеса быстроходной ступени $d_{2Б}$ (см. п. 4.4 и п. 3.3) и ее ширину $b_{2Б}$ (см. п. 4.4 и п. 3.1.17), изображаем колесо симметрично шестерне и зубья на нем согласно рис. 3 и рис. 17. Диаметр вала под колесом $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{пр}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{пр}}$ – крутящий момент на промежуточном валу, Нм (см. п. 2); $[\tau] = 30 \cdot 10^6$ Н/м². Принимаем $l_1 = b_{2Б} - 2$. В зависимости от d_1 по Пр. I определяем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Осевую фиксацию колеса на валу обеспечим шайбой и винтом М8. Головку винта надо обязательно надежно закрепить стопорной деформируемой шайбой. Назначаем $d_2 \geq d_1 + 1$ так, чтобы размер d_2 был кратным пяти. По d_2 и по Пр. VII назначаем размеры D и B шарикового радиального подшипника легкой серии. Подшипник располагаем в стойке так, чтобы внешнее его кольцо не имело осевой фиксации. Такая опора называется «плавающей». Она дает возможность компенсировать температурное удлинение вала – червяка. Между внутренним кольцом подшипника и ступицей колеса устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки 4 мм. $l_2 = 10 + B$. $d_3 = d_2 + 4$. Можно назначить $d_3 = d_{f1} - 2$, где d_{f1} – диаметр впадин витков червяка (см. п. 6.6 и рис. 6). При этом надо проследить, чтобы диаметр бурта на валу не был больше внешнего диаметра внутреннего кольца подшипника (см. рис. 17). Длину l_3 можно определить следующим образом. На расстоянии a_{WT} (см. п. 6.5) от оси промежуточного вала находим такое положение центра червячного колеса (точка O), при котором окружность диаметром $d_{2\text{max}}$ (см. п. 6.6) находится на расстоянии $C \geq 10$ мм от стойки с правым подшипником быстроходного вала.

Червяк с делительным диаметром d_{1T} , диаметром вершин витков червяка d_{a1} и длиной нарезанной части червяка b_{1T} (см. п. 6.6) располагаем симметрично относительно червячного колеса. Размер l_3 определяется графически. Далее принимаем $d_4 = d_3$. Размер l_4 будет определен несколько позже. $d_5 = d_2$. Для правой опоры вала используем два шариковых радиаль-

но – упорных подшипника легкой серии, размеры которых D и B – по Пр. III в зависимости от d_5 . Подшипники развернуты друг относительно друга на 180° . Это позволяет фиксировать осевые нагрузки вала в обоих направлениях. Такая опора называется фиксирующей. Между внутренними кольцами подшипников установлено дистанционное кольцо. Внешние кольца подшипников зафиксированы крышкой подшипникового узла. Под фланцем крышки установлены прокладки в виде тонких стальных пластин, позволяющих регулировать подшипники на нулевой зазор. Если внешний диаметр подшипников D больше, чем внешний диаметр витков червяка d_{a1} , то при сборке редуктора червяк можно вставить в корпус через отверстие для подшипника. Если же $D < d_{a1}$, то подшипники необходимо разместить в стакане, внешний диаметр которого больше, чем внешний диаметр витков червяка d_{a1} . Такой вариант конструкции показан на рис. 17. Подшипники на валу закреплены круглой шлицевой гайкой. Диаметр резьбы $d_6 \leq d_5 - 1$ и размеры гайки – по Пр. V. Гайка зафиксирована многолапчатой шайбой – по Пр. VI. Для внутреннего лепестка шайбы на валу предусмотрена канавка. Узел правой опоры надо расположить во внутреннем приливе корпуса так, чтобы обеспечить зазор $C \geq 10$ мм. Внутреннюю поверхность стенки корпуса надо расположить на расстоянии $\Delta \geq 10$ мм от червячного колеса. Очевидно, что размеры l_4 , l_5 и l_6 определяются конструктивно.

Переходим к профильной проекции редуктора. Диаметр выходного конца тихоходного вала $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$, где d_1 – мм; $T_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходе редуктора, Нм; $[\tau] = 50 \cdot 10^6$ Н/м². $l_1 = 1,6d_1$. В зависимости от d_1 по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Диаметр вала под манжетой $d_2 \geq d_1 + 1$ надо согласовать с Пр. II и назначить размеры манжеты D_1 и h_1 . $l_2 = 2,5h_1$. Назначаем $d_3 \geq d_2 + 1$ кратным пяти. По d_3 и по Пр. III назначаем размеры D и B шарикового радиально – упорного подшипника. Заодно выписываем для него характеристики C_r и C_{or} , кН. Подшипник изобразим так, как это показано на рис. 17. Принимаем $l_3 = B + 10$. Размеры крышки, фиксирующей внешнее кольцо подшипника и содержащей манжету, надо конструктивно подобрать так, чтобы обеспечить размер $S = 30$ мм. Под фланцем крышки надо поставить комплект тонких стальных пластин, которые необходимы не только для регулирования подшипников на нулевой зазор, но и для установки червячного колеса строго симметрично по отношению к червяку. Далее принимаем $d_4 = d_3 + 4$. Диаметр ступицы червячного колеса $d_{\text{ст}} = 1,6d_4$, длина ступицы $l_{\text{ст}} = 1,2d_4$. При этом должно выполняться условие $l_{\text{ст}} \geq b_{2T}$, где b_{2T} – ширина венца червячного колеса, определенная в п. 6.6. Длина участка вала под червячным колесом $l_4 = l_{\text{ст}} - 2$. По диаметру d_4 и по Пр. I назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Длину шпонки можно принять равной l_4 . Червячное колесо и червяк изображаем по рекомендациям рисунка 6. Далее принимаем $d_5 = d_4 + 6$, $l_5 = 10$ мм, $d_6 = d_3$, $l_6 = B$. Сливная пробка по рекомендациям рис. 11.11[2], крышка смотрового люка с отдушиной по рис. 17.38[2] и 11.16[2], указатель уровня масла – по рис. 11.13[2], элементы фланцевых соединений и лап для крепления редуктора – по главе 17.2[2].

Рис. 17

8. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность

На этапе эскизного проектирования размеры валов определялись ориентировочно. Учитывая, что основным видом разрушения редукторных валов является их усталостное разрушение, выполним проверочный расчет вала на выносливость. В качестве примера рассмотрим конкретный случай расчета тихоходного вала редуктора по развернутой схеме (задание № 1). В остальных заданиях методика расчета вала аналогична приведенной ниже.

8.1 Составление расчетной схемы вала и определение расчетных нагрузок

На рис. 19а приведен чертеж тихоходного вала со схематическим изображением цилиндрического косозубого колеса и подшипников. Диаметры отдельных участков вала и их длины определены на этапе эскизного проектирования. Указываем эти диаметры на рисунке. Вал нагружен крутящим моментом $T_{\text{вых}} = 1952 \text{ Нм}$. Несколько упрощая задачу, будем условно считать, что момент действует на участке вала от середины прямолинейной части шпонки до среднего сечения под колесом (сечения I-I). Также условно будем считать, что силы на колесо со стороны шестерни (или со стороны червяка на червячное колесо) приложены в полюсе (точка П). Этими силами являются: окружная сила $F_t = 14513 \text{ Н}$, направленная перпендикулярно плоскости рисунка, радиальная сила $F_R = 5579 \text{ Н}$ и осевая сила $F_A = 4929 \text{ Н}$, расположенные в плоскости рисунка. Диаметр делительной окружности колеса $d_2 = 269,307 \text{ мм} \approx 269 \text{ мм}$. Крутящий момент на колесе от окружной силы F_t уравновешен моментом $T_{\text{вых}}$ от муфты, соединяющей тихоходный вал с валом исполнительного механизма, для привода которого спроектирован редуктор. Т.е. должно выполняться условие $T_{\text{вых}} = F_t \frac{d_2}{2} = 14513 \cdot \frac{0,269}{2} = 1952 \text{ Нм}$, где d_2 – м. Из-за практически неизбежной радиальной и угловой несоосности валов соединительная муфта нагружает вал редуктора дополнительной поперечной силой F_M . Величину этой силы можно ориентировочно определить по формуле

$$F_M \approx 250 \sqrt{T_{\text{вых}}} = 250 \sqrt{1952} = 11045 \text{ Н}.$$

Направлена сила F_M перпендикулярно оси вала, но в какую сторону неизвестно. Обычно, рассматривая наихудший случай, когда F_M увеличивает деформацию изгиба вала от силы F_t , ее направляют параллельно силе F_t , но в противоположную сторону. Именно из этих соображений она изображена на рис. 19а. Указываем на валу координаты точек приложения внешних нагрузок (F_M , F_t и F_R) и реакций подшипниковых опор. Для радиально-упорных подшипников реакции должны действовать в точках пересечения оси вала с нормалью, проведенной к серединам контактных площадок между шариком и кольцами подшипника. Эти нормали для левого и правого подшипников обозначены углами давления $\alpha = 12^\circ$. Обычно указанные нормали пересекаются с осью вала напротив внутренних торцов подшипников, как это показано на рисунке. Таким образом становятся известными координаты

$$L_1 = 85 \text{ мм} = 0,085 \text{ м},$$

$$L_2 = 57 \text{ мм} = 0,057 \text{ м} \text{ и } L_3 = 98 \text{ мм} = 0,098 \text{ м}.$$

Для расчета на прочность реальную конструкцию вала нужно заменить упрощенной расчетной схемой, показанной на рис. 19б. Для этого вал представляется в виде стержня, шарнирно закрепленного в двух опорах А и В. Учитывая изображенное на рис. 19а направление осевой силы F_A , правую опору стержня представляем как шарнирно-неподвижную опору. Тогда левая опора должна быть шарнирно-подвижной.

Нагрузки, действующие в зацеплении, переносим на ось балки. При переносе окружной силы F_t добавляем в сечении I крутящий момент

$$T_{\text{вых}} = F_t \frac{d_2}{2} = 14513 \cdot \frac{0,269}{2} = 1952 \text{ Нм}.$$

Этот момент действует в плоскости, перпендикулярной оси вала.

При переносе осевой силы F_A добавляем сосредоточенный изгибающий момент $M = F_A \frac{d_2}{2} = 4929 \cdot \frac{0,269}{2} = 663 \text{ Нм}$, действующий в плоскости рисунка.

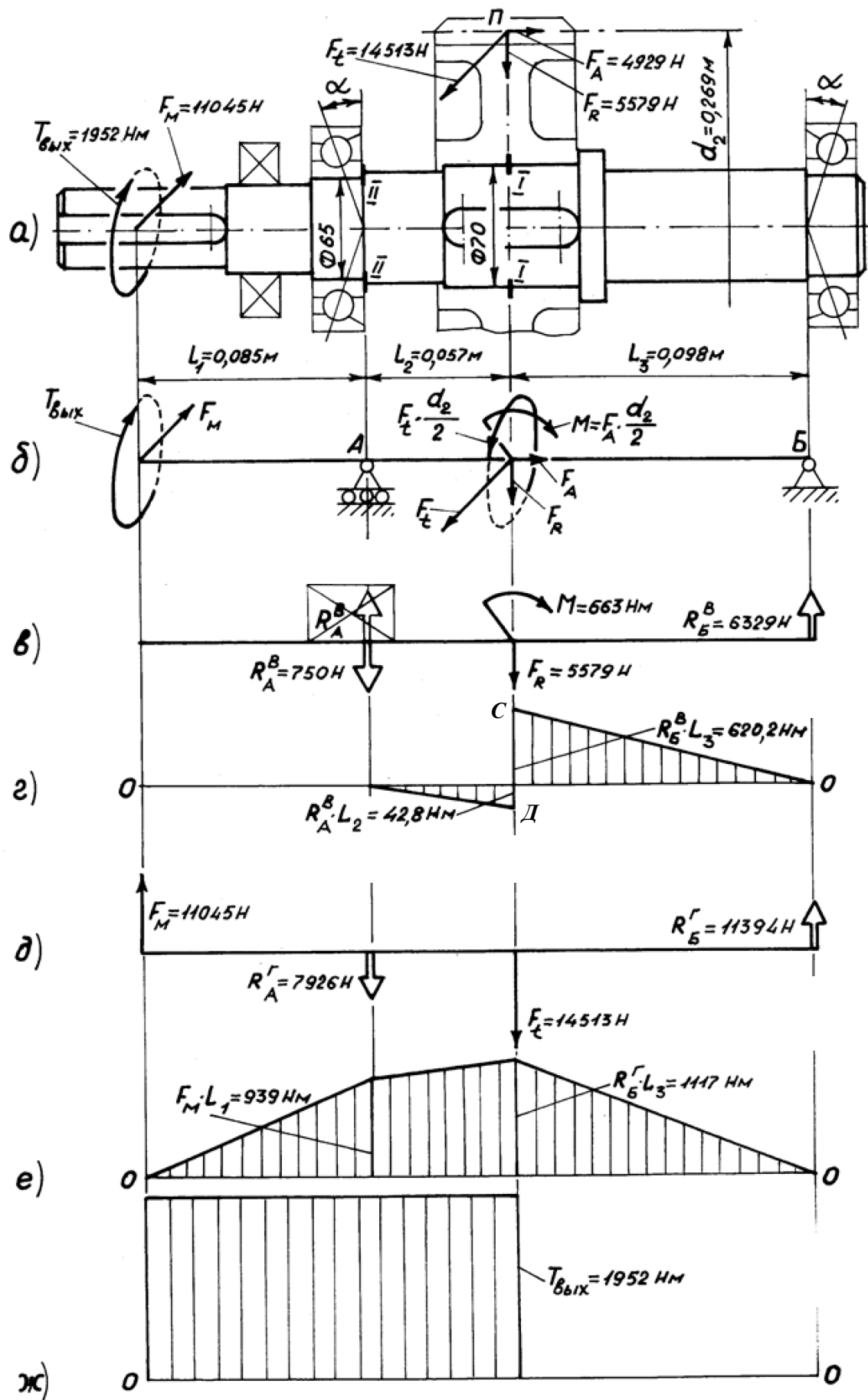


Рис. 19

8.2 Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Рассмотрим вначале нагрузки, действующие в плоскости рисунка. Условно назовем эту плоскость вертикальной. Изобразим на рис. 19в схему стержня с внешними нагрузками в вертикальной плоскости. Это $F_R = 5579$ Н и $M = 663$ Нм. Здесь же покажем реакции опор R_A^B и R_B^B , первоначальное направление которых выбрано произвольно вверх. Эти реакции изображены двойными линиями.

Составляя уравнения равновесия в виде сумм моментов относительно точек А и Б, определим эти реакции. Момент, направленный против часовой стрелки считаем положительным.

$$\Sigma m_A = 0; -M - F_R L_2 + R_B^B (L_2 + L_3) = 0,$$

$$\text{откуда } R_B^B = \frac{M + F_R L_2}{L_2 + L_3} = \frac{663 + 5579 \cdot 0,057}{0,057 + 0,098} = 6329 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_B = 0; -R_A^B (L_2 + L_3) - M + F_R L_3 = 0,$$

$$\text{откуда } R_A^B = \frac{-M + F_R L_3}{L_2 + L_3} = \frac{-663 + 5579 \cdot 0,098}{0,057 + 0,098} = -750 \text{ Н.}$$

Знак " - " свидетельствует о том, что действительное направление реакции R_A^B должно быть противоположным тому, которое показано вначале на рисунке. Поэтому зачеркиваем неудачно направленную реакцию R_A^B и показываем ее действительное направление вниз. Проверить правильность определения реакций можно, составив уравнение суммы проекций сил на ось у, которая традиционно направлена вверх. Уравнение надо записывать для исправленного направления R_A^B .

$\Sigma Y_i = 0; -R_A^B - F_R + R_B^B = -750 - 5579 + 6329 = 0$, значит, реакции определены верно.

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости. Она показана на рис. 19г. В шарнирах А и В $M_{из} = 0$. Используя правило сечений и перемещаясь справа налево, определим изгибающий момент в сечении I-I.

$$M_{из} = R_B^B L_3 = 6329 \cdot 0,098 = 620,2 \text{ Нм.}$$

От этого момента (от силы R_B^B на плече L_3) сжатые волокна в сечении стержня расположены вверху. Поэтому ординату $M_{из} = 620,2$ Нм в масштабе откладываем в сечении I-I вверх. Перемещаясь вдоль стержня слева направо, изгибающий момент в сечении I-I будет равен

$$M_{из} = R_A^B L_2 = 750 \cdot 0,057 = 42,8 \text{ Нм.}$$

От этого момента (от силы R_A^B на плече L_2) сжатые волокна в сечении I-I будут снизу. Величину $M_{из} = 42,8$ Нм откладываем вниз от нулевой линии. Скачок на эпюре изгибающих моментов (расстояние между точками С и D) должен быть равен сосредоточенному моменту $M = 663$ Нм. Проверая это, получаем $620,2 + |-42,8| = 663$ Нм, что говорит о том, что эпюра построена верно.

Рассмотрим нагрузки на вал-стержень, действующие в плоскости, перпендикулярной плоскости рисунка. Условно назовем эту плоскость горизонтальной. В этой плоскости действуют внешние силы F_M и F_t (см. рис. 19д). Изобразим произвольно реакции $R_A^Г$ (вниз) и $R_B^Г$ (вверх). Определяем эти реакции.

$$\Sigma m_A = 0; -F_M L_1 - F_t L_2 + R_B^Г (L_2 + L_3) = 0,$$

$$\text{откуда } R_B^Г = \frac{F_M L_1 + F_t L_2}{L_2 + L_3} = \frac{11045 \cdot 0,085 + 14513 \cdot 0,057}{0,057 + 0,098} = 11394 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_B = 0; -F_M (L_1 + L_2 + L_3) + R_A^Г (L_2 + L_3) + F_t L_3 = 0,$$

$$\text{откуда } R_A^Г = \frac{F_M (L_1 + L_2 + L_3) - F_t L_3}{L_2 + L_3} = \frac{11045 (0,085 + 0,057 + 0,098) - 14513 \cdot 0,098}{0,057 + 0,098} = 7926 \text{ Н.}$$

Проверка

$$\Sigma Y_i = 0; F_M - R_A^F - F_t + R_B^F = 11045 - 7926 - 14513 + 11394 = 0.$$

Изгибающий момент в сечении I (справа налево)

$$M_{из} = R_B^F L_3 = 11394 \cdot 0,098 = 1117 \text{ Нм (сжатые волокна вверх)}.$$

Изгибающий момент в сечении II (слева направо)

$$M_{из} = F_M L_1 = 11045 \cdot 0,085 = 939 \text{ Нм (сжатые волокна вверх)}.$$

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости приведена на рис. 19е.

Эпюра крутящих моментов для вала представлена на рис. 19ж.

Примечание. Эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальных плоскостях и эпюра крутящих моментов должны быть построены в одном масштабе.

Суммарные изгибающие моменты в сечениях I и II

$$M_{\Sigma I} = \sqrt{620,2^2 + 1117^2} = 1278 \text{ Нм},$$

$$M_{\Sigma II} = \sqrt{0^2 + 939^2} = 939 \text{ Нм}.$$

Суммарные реакции опор

$$R_{\Sigma A} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^F)^2} = \sqrt{750^2 + 7926^2} = 7961 \text{ Н},$$

$$R_{\Sigma B} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^F)^2} = \sqrt{6329^2 + 11394^2} = 13034 \text{ Н}.$$

8.3 Материалы для валов

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали. Механические характеристики некоторых из них приведены в табл. 15. Более полные сведения о материалах можно получить в табл. 10.2[2].

Таблица 15

Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	Коэффициент ψ
Ст 5	520	280	150	220	130	0,06
45	900	650	390	410	230	0,10

В нашем примере назначаем для вала сталь Ст 5, для которой: предел прочности для нормальных напряжений $\sigma_B = 520$ МПа, предел текучести для нормальных напряжений $\sigma_T = 280$ МПа, предел текучести для касательных напряжений $\tau_T = 150$ МПа, предел выносливости для нормальных напряжений при симметричном цикле их изменения $\sigma_{-1} = 220$ МПа, предел выносливости для касательных напряжений при симметричном цикле их изменения $\tau_{-1} = 130$ МПа, коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла $\psi = 0,06$.

8.4 Проверочный расчет усталостной прочности вала в сечении I под колесом

Сечение I вала под колесом изображено на рис. 20.

В сечении I действует суммарный изгибающий момент $M_{\Sigma I} = 1278$ Нм и крутящий момент $T_{вых} = 1952$ Нм.

Момент сопротивления сечения вала при изгибе (осевой момент сопротивления), m^3

$$W_{из} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b h (2d-h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 0,07^3}{32} - \frac{0,02 \cdot 0,012 (2 \cdot 0,07 - 0,012)^2}{16 \cdot 0,07} = 30,2 \cdot 10^{-6} m^3.$$

Момент сопротивления сечения вала при кручении (полярный момент сопротивления)

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b h (2d-h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 0,07^3}{16} - \frac{0,02 \cdot 0,012 (2 \cdot 0,07 - 0,012)^2}{16 \cdot 0,07} = 63,8 \cdot 10^{-6} m^3.$$

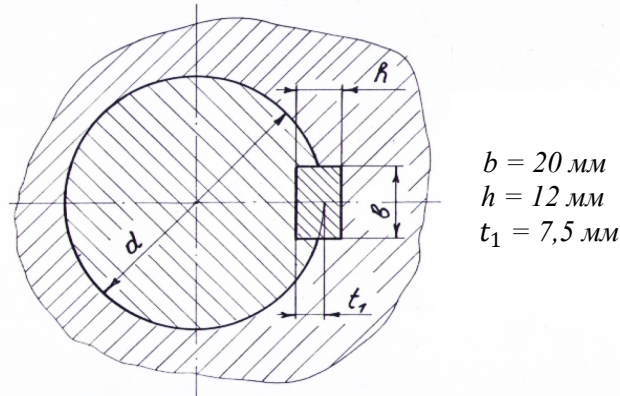


Рис. 20

$$\begin{aligned} b &= 20 \text{ мм} \\ h &= 12 \text{ мм} \\ t_1 &= 7,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

При постоянном по величине и направлению изгибающем моменте $M_{\Sigma I} = 1278 \text{ Нм}$ в поперечном сечении возникают переменные напряжения изгиба, которые изменяются по симметрическому циклу. Это происходит по следующей причине. Вал, вращаясь, поворачивается по отношению к внешнему моменту. Значит, растяжение волокон вала от изгиба чередуется с их сжатием.

Амплитуда нормальных напряжений от изгиба равна

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma I}}{W_{из}} = \frac{1278}{30,2 \cdot 10^{-6}} = 42,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 42,3 \text{ МПа.}$$

В сечении I шпоночная канавка является концентратором напряжений, то есть действительное напряжение в углах шпоночной канавки больше, чем то напряжение σ_a , которое определено по вышеприведенной формуле сопромата. Такое увеличенное напряжение уменьшает выносливость вала. Влияние концентратора на выносливость вала учитывают эффективным коэффициентом концентрации нормальных напряжений K_σ , величину которого для шпоночной канавки можно определить по таблице 16.

Таблица 16

Предел прочности материала вала σ_B , МПа	500	600	700	800	900	1000
K_σ для шпоночной канавки	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3
K_τ для шпоночной канавки	1,4	1,5	1,7	1,9	2,05	2,2

В нашем примере при $\sigma_B = 520 \text{ МПа}$ принимаем $K_\sigma = 1,8$.

На выносливость вала влияет и диаметр вала. Это влияние учитывается коэффициентом масштабного фактора K_d , который можно определить по табл. 17.

Таблица 17

Диаметр вала, мм	15	20	30	40	50	60	70	80	100
K_d	0,98	0,96	0,91	0,87	0,82	0,8	0,78	0,74	0,7

В нашем примере при $d = 70 \text{ мм}$ имеем $K_d = 0,78$, что говорит о том, что предел выносливости вала диаметром 70 мм на 12% меньше, чем предел выносливости стандартного образца диаметром 10 мм.

На выносливость вала влияет также качество обработки его поверхности. Предполагая, что в нашем примере поверхность вала шлифована, принимаем коэффициент качества поверхности $\varepsilon_\pi = 1,0$.

Расчетный коэффициент запаса прочности вала n_σ в сечении I для нормальных напряжений изгиба должен быть больше допускаемого коэффициента запаса $[n_\sigma] = 1,5$.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_{\sigma}}{K_d \varepsilon_{\Pi}}} = \frac{220}{42,3 \frac{1,8}{0,78 \cdot 1,0}} = 2,25 > [n_{\sigma}] = 1,5.$$

Определим коэффициент запаса по касательным напряжениям. Принято считать, что касательные напряжения кручения в сечениях вала изменяются по отнулевому циклу. Это связано с периодическим включением и выключением редуктора. Максимальное напряжение в цикле

$$\tau_{max} = \frac{T_{вых}}{W_{кр}} = \frac{1952}{63,8 \cdot 10^{-6}} = 30,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 30,6 \text{ МПа}.$$

Амплитуда напряжения равна

$$\tau_a = 0,5 \tau_{max} = 0,5 \cdot 30,6 = 15,3 \text{ МПа}.$$

Постоянная составляющая отнулевого цикла (или среднее напряжение цикла)

$$\tau_m = \frac{\tau_{min} + \tau_{max}}{2} = \frac{0 + 30,6}{2} = 15,3 \text{ МПа}.$$

Эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений K_{τ} для шпоночной канавки по табл. 16 при $\sigma_b = 520 \text{ МПа}$ равен $K_{\tau} = 1,4$.

Масштабный фактор и коэффициент качества поверхности при расчете по касательным напряжениям имеют такие же величины, как и при расчете по нормальным напряжениям. То есть $K_d = 0,78$ и $\varepsilon_{\Pi} = 1,0$. Расчетный коэффициент запаса прочности вала в сечении I по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_{\tau}}{K_d \varepsilon_{\Pi}} + \psi \tau_m} = \frac{130}{15,3 \frac{1,4}{0,78 \cdot 1,0} + 0,06 \cdot 15,3} = 4,6 > [n_{\tau}] = 1,5.$$

Общий коэффициент запаса прочности при совместном действии нормальных напряжений изгиба и касательных напряжений кручения для сечения I

$$n_{\Sigma I} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,25 \cdot 4,6}{\sqrt{2,25^2 + 4,6^2}} = 2,02 > [n] = 1,5.$$

Выносливость вала в сечении I обеспечена.

8.5 Проверочный расчет усталостной прочности вала в сечении II под подшипником

Форма вала под подшипником в районе сечения II представлена на рис. 21 в увеличенном виде.

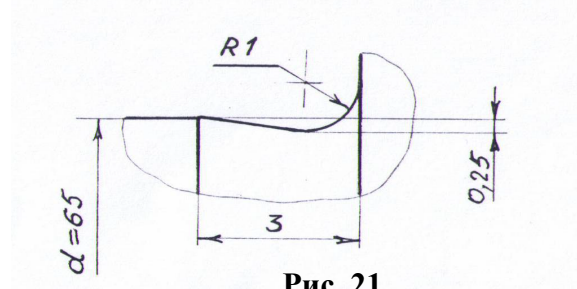


Рис. 21

Проточка на валу с радиусом галтели $R1$ выполнена для выхода шлифовального круга и для уменьшения концентрации напряжений.

В сечении II действует суммарный изгибающий момент $M_{\Sigma II} = 939 \text{ Нм}$ и крутящий момент $T_{вых} = 1952 \text{ Нм}$.

Момент сопротивления изгибу, м^3

$$W_{из} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,065^3}{32} = 26,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент сопротивления кручению, м³

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} = 2W_{из} = 2 \cdot 26,9 \cdot 10^{-6} = 53,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений от изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma II}}{W_{из}} = \frac{939}{26,9 \cdot 10^{-6}} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 35 \text{ МПа}.$$

Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений K_σ для галтели определим по табл. 18 в зависимости от отношения радиуса галтели $r = 1$ мм к диаметру вала d и от предела прочности σ_B .

Таблица 18

$\frac{r}{d}$	K_σ для галтели при σ_B , МПа				K_τ для галтели при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,66	1,7
0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7

В нашем примере при $r/d = 1/65 = 0,015$ и при $\sigma_B = 520$ МПа назначаем $K_\sigma = 1,68$.

При $d = 65$ мм масштабный коэффициент по табл. 17 равен $K_d = 0,79$. Коэффициент качества шлифованной поверхности $\varepsilon_\Pi = 1,0$.

Расчетный коэффициент запаса нормальных напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{K_d \varepsilon_\Pi}} = \frac{220}{35 \cdot \frac{1,68}{0,79 \cdot 1,0}} = 2,96 > [n] = 1,5.$$

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_{max} = \frac{T_{вых}}{W_{кр}} = \frac{1952}{53,8 \cdot 10^{-6}} = 36,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 36,3 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений, равная среднему напряжению цикла

$$\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{max} = 0,5 \cdot 36,3 = 18,2 \text{ МПа}.$$

По табл. 15 коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла $\psi = 0,06$.

Эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений K_τ (по табл. 18) для галтели при $r/d = 1/65 = 0,015$ и $\sigma_B = 520$ МПа назначаем $K_\sigma = 1,68$.

При $d = 65$ мм масштабный коэффициент по табл. 17 равен $K_\tau = 1,48$. Принимаем $K_d = 0,79$ и $\varepsilon_\Pi = 1,0$.

Расчетный коэффициент запаса для касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d \varepsilon_\Pi} + \psi \tau_m} = \frac{130}{18,2 \cdot \frac{1,48}{0,79 \cdot 1,0} + 0,06 \cdot 18,2} = 3,69 > [n] = 1,5.$$

Суммарный коэффициент запаса для сечения II под подшипником

$$n_{\Sigma II} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,96 \cdot 3,69}{\sqrt{2,96^2 + 3,69^2}} = 2,3 > [n] = 1,5.$$

8.6 Так как $n_{\Sigma I} = 2,02 < n_{\Sigma II} = 2,3$, то опасным сечением тихоходного вала является сечение вала под колесом с концентратором напряжений в виде шпоночной канавки.

9. Определение долговечности подшипников тихоходного вала редуктора

Основным видом повреждения дорожек качения в кольцах подшипников является их усталостное выкрашивание от длительного действия переменных контактных напряжений. Поэтому главным показателем пригодности подшипников является их контактная долговечность и ее сравнение с заданной долговечностью (ресурсом) редуктора. Методику расчетов объясним на конкретных примерах.

Пусть срок службы редуктора $L_{\text{год}} = 6$ лет. Коэффициент годового использования $K_{\text{год}} = 0,7$ учитывает перерывы в работе на праздники и в выходные дни. Коэффициент суточного использования $K_{\text{сут}} = 0,3$ (работа в одну смену). Тогда ресурс редуктора в часах

$$L_p = L_{\text{год}} \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} = 6 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 0,3 = 11000 \text{ ч.}$$

Частота вращения тихоходного вала $n_{\text{вых}} = 70$ об/мин. Нагрузка постоянная. Суммарные радиальные реакции в опорах А и В $R_{\Sigma A} = 3610 \text{ Н}$ и $R_{\Sigma B} = 8470 \text{ Н}$. Осевая сила на косозубом колесе тихоходной ступени $F_A = 3050 \text{ Н}$. Диаметр вала под подшипником $d = 40 \text{ мм}$.

9.1 Расчет шариковых радиально-упорных подшипников

При эскизном проектировании тихоходных валов в каждом из заданий были выбраны шариковые радиально-упорные подшипники и определены для них C_r , кН и C_{or} , кН. Напомним смысл этих параметров. C_r – динамическая грузоподъемность подшипников. Такая постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник должен без повреждения отработать не менее одного миллиона оборотов. C_{or} – статическая грузоподъемность подшипника. Такая статическая нагрузка, под действием которой в невращающемся подшипнике образуется суммарная остаточная контактная деформация, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Пусть для нашего примера $C_r = 38900 \text{ Н}$ и $C_{or} = 23200 \text{ Н}$.

При сборке редуктора обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой (а значит, и радиальный) зазор был близок к нулю. В этом случае за счет наклона опорной поверхности дорожки качения под шариками возникает осевая сила $S = e' R_{\Sigma}$. Величину e' можно определить по табл. 19 в зависимости от отношения R_{Σ}/C_{or} .

Таблица 19

R_{Σ}/C_{or}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
e'	0,35	0,40	0,45	0,47	0,49	0,52	0,53	0,54	0,55

Для опоры А при $R_{\Sigma A}/C_{or} = 3610/23200 = 0,15$ принимаем $e' = 0,375$. Тогда $S^A = e' \cdot R_{\Sigma A} = 0,375 \cdot 3610 = 1350 \text{ Н}$.

Для опоры В при $R_{\Sigma B}/C_{or} = 8470/23200 = 0,365$ имеем $e' = 0,46$. Тогда $S^B = e' \cdot R_{\Sigma B} = 0,46 \cdot 8470 = 3900 \text{ Н}$.

Считаем, что осевая сила на колесе F_A направлена в сторону более нагруженного подшипника. В нашем случае это подшипник В, для которого $R_{\Sigma B} = 8470 \text{ Н} > R_{\Sigma A} = 3610 \text{ Н}$. В этом случае подшипник В оказывается нагруженным не только радиальной силой $R_{\Sigma B} = 8470 \text{ Н}$, но и суммарной осевой силой

$$F_{\Sigma oc}^B = F_A + S^A = 3050 + 1350 = 4400 \text{ Н.}$$

Обращаем внимание на то, что в формулу для $F_{\Sigma oc}^B$ надо подставлять не S^B (как часто ошибаются), а именно S^A .

Если бы более нагруженным подшипником был подшипник А, то суммарную осевую нагрузку для него надо было бы определять по формуле $F_{\Sigma oc}^A = F_A + S^B$.

Определим отношение $F_{\Sigma oc}^B / C_{or} = \frac{4400}{23200} = 0,19$.

В зависимости от этого отношения определим параметр осевого нагружения e по табл. 20.

Таблица 20

$F_{\Sigma oc}$	0,014	0,029	0,057	0,086	0,110	0,170	0,290	0,430	0,570
C_{or}									
X	0,45								
Y	1,81	1,62	1,46	1,34	1,22	1,13	1,04	1,01	1,00
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54

При $F_{\Sigma oc}^B / C_{or} = 0,19$ по табл. 20 имеем $e = 0,49$.

Определим отношение $F_{\Sigma oc} / R_{\Sigma}$. Если $F_{\Sigma oc} / R_{\Sigma} \leq e$, то принимают $X = 1,0$ и $Y = 0$. Если $F_{\Sigma oc} / R_{\Sigma} > e$, то принимают $X = 0,45$, а Y определяют по табл. 20 в зависимости от отношения $F_{\Sigma oc} / C_{or}$.

В нашем примере $F_{\Sigma oc}^B / R_{\Sigma B} = 4400/8470 = 0,52 > e = 0,49$. Значит, принимаем $X = 0,45$. По отношению $F_{\Sigma oc}^B / C_{or} = \frac{4400}{23200} = 0,19$ и по табл. 20 имеем $Y = 1,1$.

Эквивалентная радиальная нагрузка $P_{\text{экв}}$ для радиально-упорного подшипника – это такая радиальная сила, под действием которой этот подшипник имеет такую же долговечность, как и такой же подшипник, нагруженный радиальной и осевой силами.

$$P_{\text{экв}} = (XR_{\Sigma} + YF_{\Sigma oc})K_6,$$

где $K_6 = 1,2$ – коэффициент безопасности.

В нашем случае для подшипника Б

$$P_{\text{экв}} = (XR_{\Sigma B} + YF_{\Sigma oc}^B)K_6 = (0,45 \cdot 8470 + 1,1 \cdot 4400) \cdot 1,2 = 10380 \text{ Н.}$$

Долговечность более нагруженного шарикового радиально-упорного подшипника тихоходного вала редуктора в часах

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{экв}}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{вых}}} = \left(\frac{38900}{10380} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} = 12530 \text{ ч.}$$

Так как расчетная долговечность более нагруженного подшипника тихоходного вала $L_h = 12530$ ч превышает заданный срок службы редуктора $L_p = 11000$ ч, то можно считать, что подшипники выбраны правильно.

В том случае, если окажется $L_h < L_p$, можно вместо подшипников легкой серии выбрать подшипники средней серии и повторить расчет. Если и в этом случае не будет обеспечена требуемая долговечность, то можно использовать роликовые конические подшипники.

9.2 Расчет роликовых конических подшипников

Используя данные предыдущего примера для диаметра вала под подшипником $d = 40$ мм по табл. 24.16[2] выбираем подшипники роликовые конические легкой серии с углом давления $\alpha = (12 \dots 16)^\circ$, для которых: $C_r = 58300$ Н, $e = 0,37$, $Y = 1,6$. Для всех роликовых конических подшипников $X = 0,4$.

Минимальные осевые нагрузки, необходимые для устранения зазоров в подшипниках А и Б, равны

$$S^A = 0,83 \cdot e \cdot R_{\Sigma A} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3610 = 1108 \text{ Н;}$$

$$S^B = 0,83 \cdot e \cdot R_{\Sigma B} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 8470 = 2600 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая нагрузка более нагруженного подшипника Б

$$F_{\Sigma oc}^B = F_A + S^A = 3050 + 1108 = 4158 \text{ Н.}$$

Отметим, что F_A – это осевая сила (аксиальная) в зацеплении зубчатых колес, а S^A – это осевая составляющая на подшипнике А, возникающая при его нагружении радиальной силой $R_{\Sigma A}$.

Должно выполняться условие $F_{\Sigma oc}^B > S^B$. В нашем примере $F_{\Sigma oc}^B = 4158 > S^B = 2600$. Значит, силы определены правильно.

Если $F_{\Sigma oc}^B/R_{\Sigma B} \leq e$, то принимают $X = 1,0$ и $Y = 0$.

Если $F_{\Sigma oc}^B/R_{\Sigma B} > e$, то принимают $X = 0,4$ и Y из таблицы 24.16[2].

В нашем случае $F_{\Sigma oc}^B/R_{\Sigma B} = 4158/8470 = 0,49 > e = 0,37$. Значит, $X = 0,4$ и $Y = 1,6$.

Эквивалентная радиальная нагрузка

$$P_{\text{экв}} = (XR_{\Sigma B} + YF_{\Sigma oc}^B)K_6 = (0,4 \cdot 8470 + 1,6 \cdot 4158) \cdot 1,2 = 12049 \text{ Н.}$$

Долговечность более нагруженного подшипника В

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{экв}}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{вых}}} = \left(\frac{58300}{12049} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} = 45420 \text{ ч} \gg L_p = 11000 \text{ ч.}$$

10. Проверочный расчет шпоночных соединений

На этапе проектирования сечение шпонки $b \times h$ и глубина шпоночной канавки t_1 на валу назначались по Пр. I в зависимости от диаметра вала, а длина шпонки определялась конструктивно. Проверочный расчет всех шпоночных соединений надо выполнить по напряжениям смятия. Должно выполняться условие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dt_1l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – крутящий момент на валу, Нм; d и t_1 – в метрах; l_p – расчетная длина шпонки – длина ее прямолинейного участка, м; $[\sigma_{\text{см}}] = 200 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ – допускаемое напряжение смятия.

11. Выбор посадок для основных соединений деталей редуктора

Размер детали, полученный расчетом или назначенный конструктивно, обычно называют номинальным. Если вал и деталь с отверстием образуют соединение (посадку), то их номинальные диаметры обозначают, соответственно, d_H и D_H (см. рис. 22). Действительный размер детали отличается от ее номинального размера. Разница между действительным и номинальным размерами называется отклонением. Диапазон отклонений размеров, в пределах которого деталь считается годной, называется допуском размера. Допуски размеров в микрометрах можно изображать графически в виде полей допусков (см. рис. 22). Каждое расположение поля допуска обозначается латинской буквой – малой для валов и большой для отверстий. Ширина поля допуска обозначается квалитетом точности в виде числа. С уменьшением квалитета допуск размера уменьшается. В общем машиностроении обычно применяются квалитеты 6...9.

Зубчатые колеса на валах устанавливаются посадками с натягом, при которых поле допуска вала расположено выше поля допуска отверстия. Один из рекомендуемых вариантов такой посадки показан на рис. 22. При таком расположении полей допусков минимальный и максимальный натяги в соединении равны

$$\begin{aligned} N_{\min} &= d_{\min} - D_{\max} = 40,026 - 40,025 = 1 \text{ мкм;} \\ N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = 40,042 - 40,000 = 42 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

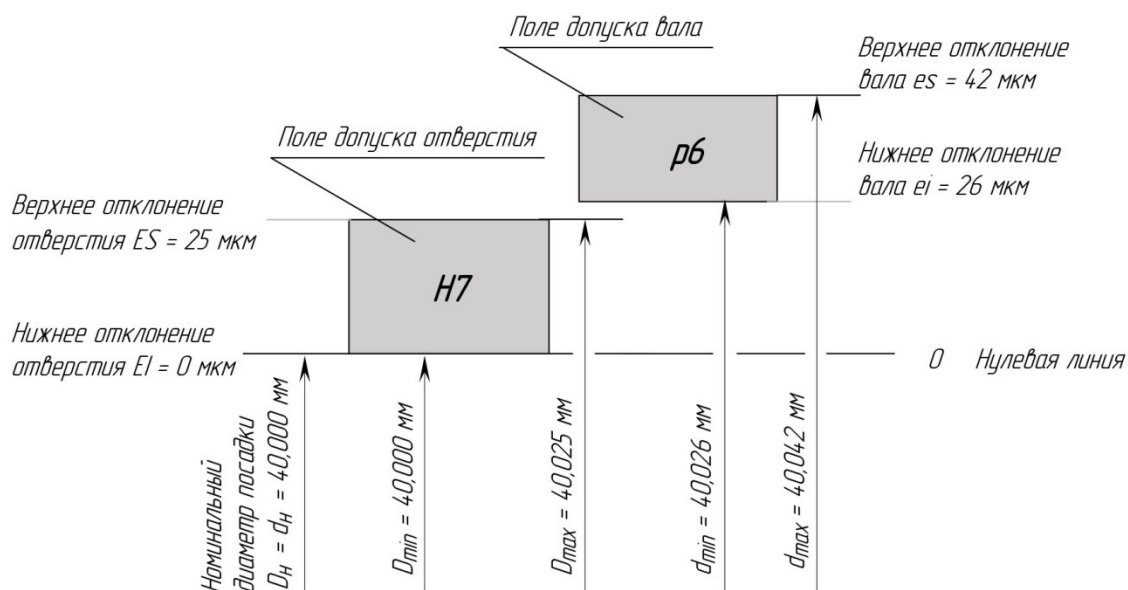


Рис. 22

Такие натяги обеспечивают точное фиксирование зацепления зубчатого колеса с шестерней и улучшают работу шпоночных соединений.

На сборочном чертеже редуктора в соединении между валом и колесом указанная выше посадка должна быть обозначена в виде записи $\varnothing 40 \frac{H7}{p6}$. На рабочем чертеже вала диаметр вала в этом месте обозначают записью $\varnothing 40p6$. Диаметр отверстия в колесе на его рабочем чертеже записывают в виде $\varnothing 40H7$.

При назначении посадок для подшипников качения следует исходить из того, что подшипник является комплектующим изделием, которое не требует в процессе сборки дополнительной механической обработки. Поэтому требуемые посадки получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала и отверстия в корпусе. Для получения незначительного натяга в соединении внутреннего кольца с валом обычно используют поля допусков $k6$ или $m6$. На сборочном чертеже посадка подшипника на валу обозначается, например, записью $\varnothing 30k6$. Точно так же этот размер обозначается на рабочем чертеже вала. Для получения гарантированного, но малого, зазора между внешним диаметром подшипника и отверстием в корпусе назначают поле допуска $H7$. Тогда на сборочном чертеже эта посадка обозначается, например, $\varnothing 62H7$.

12. Смазывание деталей редукторов

В приведенных выше заданиях на КП предлагается картерная система смазывания, при которой зубчатые колеса увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Внутри корпуса образуется смесь воздуха и масла, которая покрывает поверхность деталей и смазывает подшипники. Ориентировочный уровень масла указан на чертежах редукторов. При контактных напряжениях около (600...1000) МПа обычно применяют масло марки И-Г-А-46, где обозначено: И – индустриальное; Г – для гидравлических систем; А – без специальных присадок; 46 мм²/с – кинематическая вязкость.

13. Выполнение чертежа редуктора и рабочих чертежей деталей

На рис. 7, 9, 11, 13, 15, 17 представлены примеры чертежей редукторов по заданиям № 1...6. Чертеж редуктора надо выполнить на листе ватмана карандашом в масштабе 1:1. Упрощенные изображения стандартных деталей и узлов не допускаются. При вычерчивании резьбовых соединений обязательно надо указывать зазоры между стержнем болта и отверстием детали, запасы резьбы и запасы глубины сверления. Подшипники качения надо изображать так, как это показано на рисунках в пособии – половина подшипника в разрезе, половина – условным пересечением двух тонких линий. На чертеже редуктора должны быть указаны размеры: габаритные (длина, ширина, высота); размеры присоединительных поверхностей (выступающие концы валов и опорные поверхности корпуса); основные расчетные параметры передач (межосевые расстояния, ширина колес, числа зубьев, модуль, угол наклона зубьев); посадки деталей. Размеры основной надписи (штампа) и пример ее заполнения – по рис. 23.2[2]. Над основной надписью должна быть техническая характеристика редуктора, в которой надо указать: крутящий момент на тихоходном валу, Нм; частоту вращения тихоходного вала, об/мин; передаточное число редуктора; коэффициент полезного действия.

Примеры чертежей тихоходного вала редуктора, цилиндрического и червячного колес приведены на рис. 23...26. Рекомендации по назначению допусков формы и допусков расположения поверхностей – см. раздел 22.2.1[2] и табл. 22.4[2].

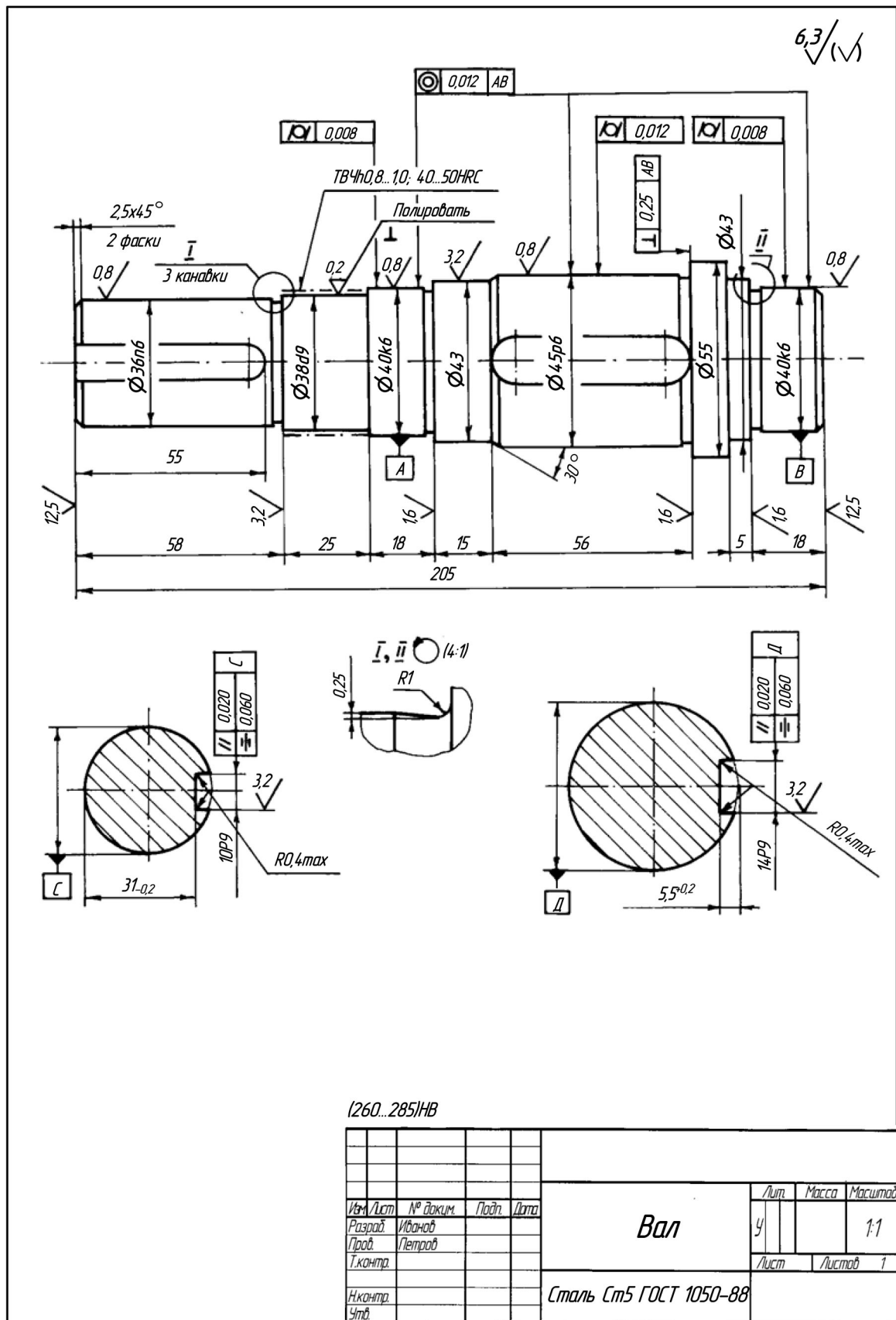


Рис. 23



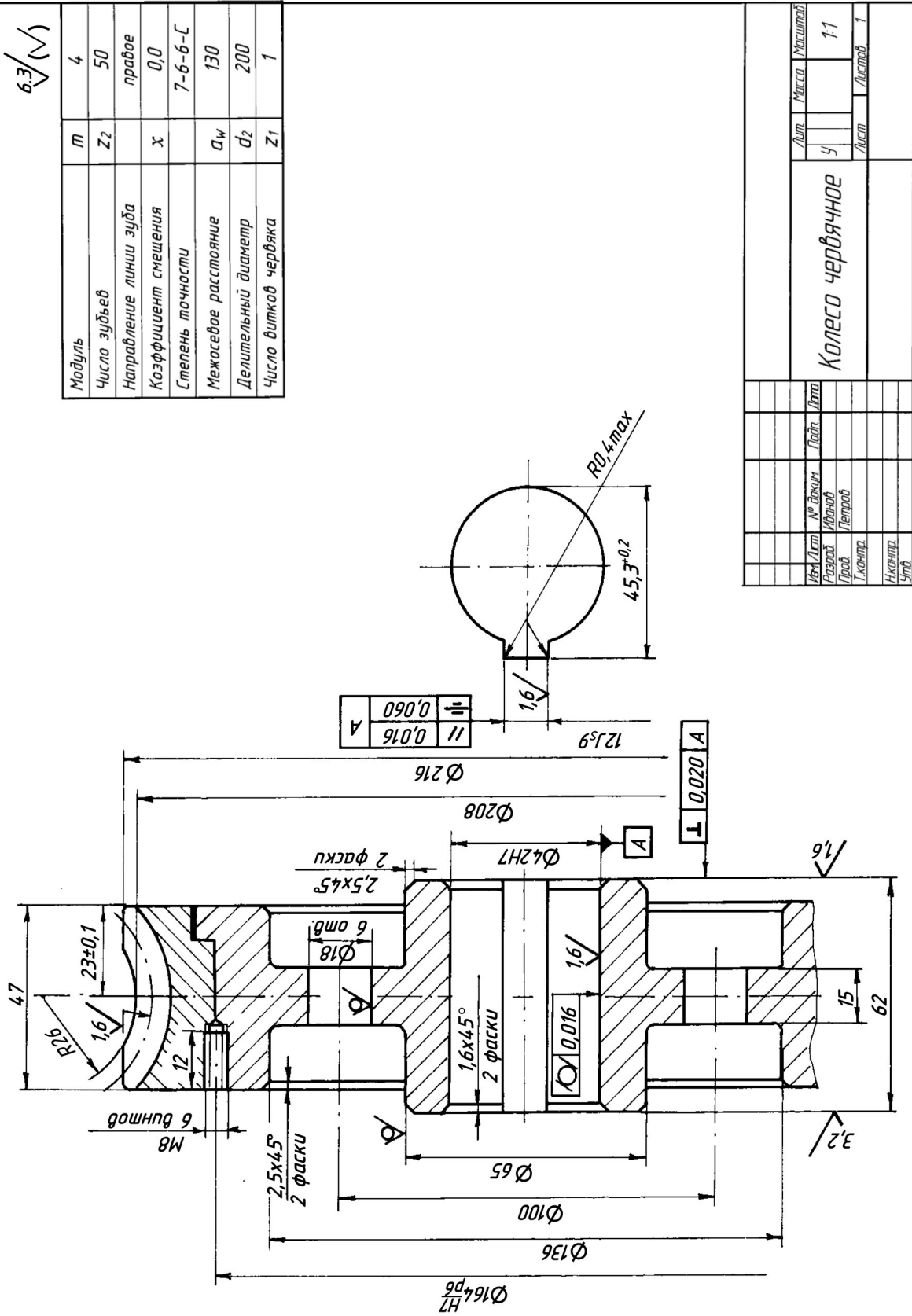


Рис. 26

14. Вопросы для самоподготовки студентов к защите курсового проекта

14.1 Вопросы по теме «Цилиндрические, конические и червячные передачи»

1. Какой механизм называется редуктором? Что называют передаточным числом редуктора?
2. Что называют коэффициентом полезного действия редуктора? От чего он зависит?
3. Запишите соотношение между частотами вращений входного и выходного валов редуктора; соотношение между крутящими моментами валов редуктора.
4. Достоинства и недостатки передач: цилиндрической косозубой, конической, червячной.
5. Как по чертежу цилиндрического или конического редуктора, не содержащем техническую характеристику, определить его передаточное число?
6. Какие силы действуют в зацеплении цилиндрических косозубых колес? Изобразите их.
7. Какие силы действуют в зацеплении конических зубчатых колес? Изобразите их.
8. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
9. Какие термообработки используются при изготовлении зубчатых колес? Их назначение.
10. Что такое твердость материала? Как определяется? В каких единицах измеряется?
11. Влияет ли термообработка зубчатых колес на размеры редуктора?
12. Твердость шестерни $H_1 = 45 \text{ HRC}$, твердость колеса $H_2 = 340 \text{ HB}$. Какая деталь имеет более высокую твердость?
13. Какое напряжение называется контактным? Как оно обозначается? Укажите в Вашем редукторе детали, в которых возникают контактные напряжения. На какой детали контактное напряжение больше – на зубе шестерни, или на зубе колеса?
14. Какое напряжение называется напряжением изгиба в зубе зубчатого колеса? Изобразите профиль зуба зубчатого колеса и укажите места возникновения напряжений изгиба.
15. Что называют контактной усталостью? Что называют контактной выносливостью?
16. Причины выхода из строя зубьев зубчатых колес.
17. По какому расчету определяется межосевое расстояние передачи?
18. Какая кривая называется кривой контактной усталости? Изобразите кривую. Укажите характерные участки. Что называется пределом контактной выносливости? Как определяется?
19. Почему и как твердость материалов зубчатых колес влияет на размеры редуктора?
20. Твердость шестерни $H_1 = 45 \text{ HRC}$, твердость колеса $H_2 = 340 \text{ HB}$. Для какой детали предел контактной выносливости больше? При проектировании зубчатой передачи часто твердость шестерни назначают большей, чем твердость колеса. С какой целью?
21. Перечислите параметры зубчатой передачи, которые влияют на ее контактную прочность. Как это влияние проявляется?
22. Какое напряжение называют допускаемым контактным напряжением? Зачем при определении допускаемых контактных напряжений вводят коэффициент запаса прочности?
23. В передаче зубья, находящиеся в контакте, неравномерно прилегают друг к другу. Почему? Как неравномерность распределения удельной нагрузки вдоль зубьев учитывается в прочностном расчете?
24. Как при расчете зубчатой передачи учитывают дополнительную динамическую нагрузку при входе зубьев в зацепление?

25. Почему в косозубой передаче максимальный угол наклона зубьев обычно ограничивают пределом $\beta \leq 20^\circ$? Применяют ли на практике передачи с $\beta > 20^\circ$ (например, $\beta = 40^\circ$)?
26. Почему при расчете на изгиб запас прочности $S_F = 1,75$ заметно превышает запас контактной прочности $S_H = 1,1 \dots 1,2$?
27. Перечислите параметры зубчатой передачи, влияющие на ее контактную прочность.
28. Допускаемое напряжение изгиба для зубчатой передачи. Как определяется?
29. Какие силы действуют в зацеплении цилиндрических косозубых, конических, червячных передач? Их обозначение. Укажите на чертеже точку приложения сил и сами силы.
30. Что называют модулем зубчатой передачи? В каких единицах измеряется? Какой расчет (по каким напряжениям) дает возможность определить модуль зацепления?
31. Из какого материала изготавливают червяки? Из какого – венцы червячных колес?
32. Какая механическая характеристика червячной передачи оказывает решающее влияние на выбор материала венца червячного колеса?
33. Как можно обеспечить высокую контактную выносливость зубчатой передачи?
34. Какие зубчатые передачи называются прирабатываемыми и неприрабатываемыми?
35. Почему тепловой расчет выполняют лишь для червячных редукторов.
36. От чего зависит дополнительная динамическая нагрузка при входе зубьев в контакт?
37. Почему для косозубой передачи $K_{H\beta}$ меньше, чем для прямозубой?
38. Почему для косозубой передачи при прочих равных параметрах расчетное межосевое расстояние меньше, чем для прямозубой передачи.
39. Что называют коэффициентом перекрытия в зубчатой передаче?
40. В зацеплении косозубых колес действуют силы F_t , F_R и F_A . Какая (или какие) из этих сил определяет величину контактного напряжения и величину напряжения изгиба в зубе?

14.2 Вопросы по теме «Расчеты валов на прочность»

1. Чем объясняется необходимость проверочного расчета валов редуктора, спроектированных на этапе эскизной компоновки?
2. Перечислите конструктивные параметры, влияющие на выносливость вала.
3. Что называют концентратором напряжения? Как можно уменьшить его влияние?
4. Зачем поверхность вала обрабатывают шлифованием?
5. Зачем на валу нужны галтельные проточки?
6. Как Вы понимаете: «При увеличении диаметра вала, его выносливость уменьшается»?
7. По какому признаку делается вывод о том, что прочность вала обеспечена? Если прочность вала не обеспечена, то как можно ее увеличить?
8. Какие механические характеристики материала вала используются для определения коэффициента запаса прочности?
9. Какие внешние нагрузки влияют на прочность вала?
10. Чем объясняется необходимость построения эпюр изгибающих моментов в двух взаимноперпендикулярных плоскостях?
11. Как определить величину суммарного изгибающего момента в любом сечении вала?
12. Какое сечение вала является опасным? Справедливо ли утверждение: «Опасным сечением вала является то сечение, в котором действует наибольший изгибающий момент»?
13. В сечения вала действуют σ и τ . Как они учитываются при определении общего коэффициента запаса прочности вала?
14. Как и зачем определяются суммарные реакции подшипниковых опор?
15. Если нагрузка редуктора постоянна, то почему напряжения в валах переменны?

14.3 Вопросы по теме «Подшипниковые опоры валов»

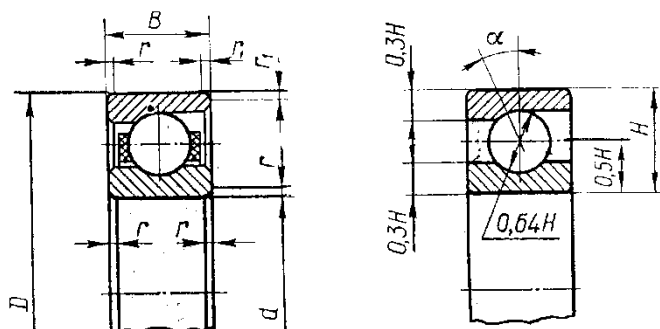
1. Чем объясняется выбор радиально – упорных подшипников в качестве опор для валов редуктора? Как определяется осевая нагрузка для подшипников?
2. Какие параметры подшипников имеют обозначения C_r и C_{0r} ?
3. При определении долговечности подшипников как учитывается одновременное действие на них радиальной и осевой сил? От чего зависит величина эквивалентной нагрузки?
4. Зачем радиально – упорные подшипники при монтаже регулируют на нулевой зазор?
5. Какие критерии работоспособности используют при определении ресурса подшипников?

Литература

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М., Высшая школа, 2010 (и последующие годы).
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М., Высшая школа, 2008 (и последующие годы).
3. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение, 1983.
4. Атлас конструкций узлов и деталей машин; под редакцией О.А. Ряховского. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.

Приложение III

Подшипники шариковые радиально-упорные с углом давления α (ГОСТ831-75)

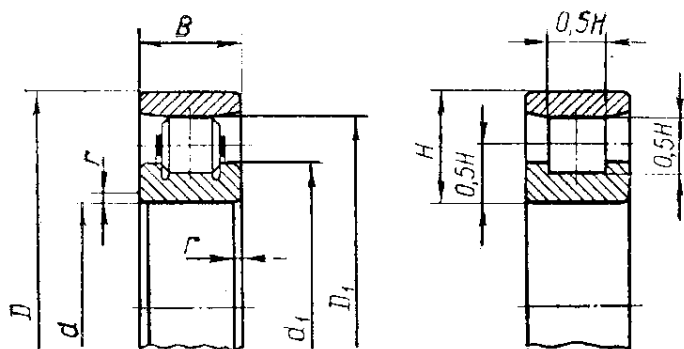


№ подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{or}
Легкая серия. $\alpha = 12^\circ$						
36204	20	47	14	1,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	1,5	16,7	9,1
36206	30	62	16	1,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	2,0	30,8	17,8
36208	40	80	18	2,0	38,9	23,2
36209	45	85	19	2,0	41,2	25,1
36210	50	90	20	2,0	43,2	27,0
36211	55	100	21	2,5	58,4	34,2
36212	60	110	22	2,5	61,5	39,3
46213 $\alpha = 26^\circ$	65	120	23	2,5	69,4	45,9
36214	70	125	24	2,5	80,2	54,8

№ подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{or}
Средняя серия. $\alpha = 26^\circ$						
46304	20	52	15	2,0	17,8	9,0
46305	25	62	17	2,0	26,9	14,6
46306	30	72	19	2,0	32,6	18,3
46307	35	80	21	2,5	42,6	24,7
46308	40	90	23	2,5	50,8	30,1
46309	45	100	25	2,5	61,4	37,0
46310	50	110	27	3,0	71,8	44,0
46311	55	120	29	3,0	82,8	51,6
46312	60	130	31	3,5	100,0	65,3
46313	65	140	33	3,5	113,0	75,0
46314	70	150	35	3,5	127,0	85,3

Приложение IV

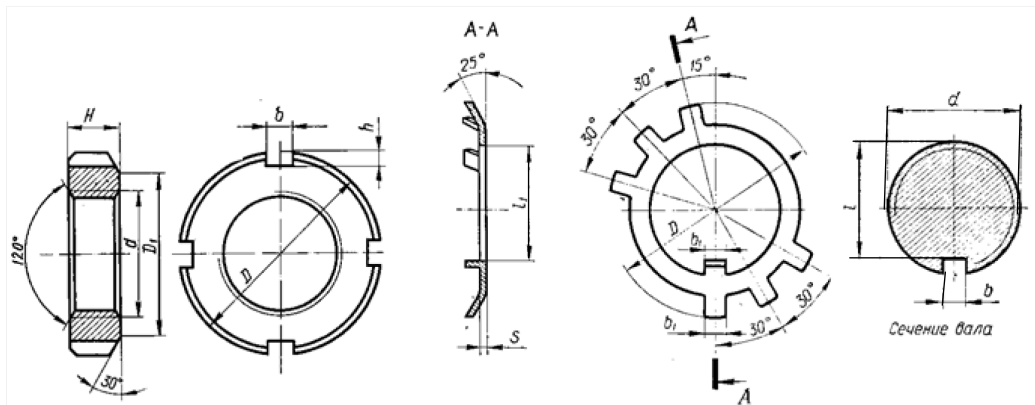
Подшипники роликовые радиальные легкой серии без буртов на наружном кольце (ГОСТ8338-75)



Обозначение	Размеры, мм		
	d	D	B
2204	20	47	14
2205	25	52	15
2206	30	62	16
2207	35	72	17
2208	40	80	18
2209	45	85	19
2210	50	90	20

Приложение V

Размеры, мм, гаек круглых шлицевых и шайб стопорных многолапчатых (ГОСТ8530-90)

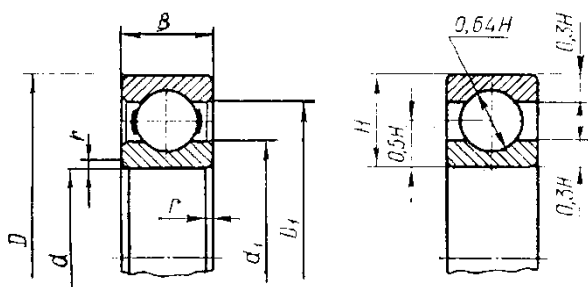


Диаметр резьбы d	Шаг резьбы	D	D_1	H	b	h
20	1,5	34	27	8	5	2,5
22		39	30	10		
24		42	33			
27		45	36			
30		48	39			
33		52	42			
36		56	45		6	3
39		60	48			
42		65	52			
45		70	56	12	8	4
48		75	60			
52		80	65			

Диаметр резьбы d	D	l	l_1	b	b_1	s
20	37	16	17	5	4,8	1,0
22	40	18	19			
24	44	20	21			
27	47	23	24			
30	50	26	27	6	5,8	1,6
33	54	29	30			
36	58	32	33			
39	62	35	36			
42	67	38	39	8	7,8	
45	72	41	42			
48	77	44	45			
52	82	48	49			

Приложение VI

Шарикоподшипники радиальные легкой серии (из ГОСТ8338-75)



Обозначение	Размеры, мм			
	d	D	B	r
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15	1,5
206	30	62	16	1,5
207	35	72	17	2,0
208	40	80	18	2,0
209	45	85	19	2,0
210	50	90	20	2,0
211	55	100	21	2,5
212	60	110	22	2,5

Содержание

Введение	3
1. Задания на курсовой проект (КП)	3
2. Кинематический и силовой расчет редуктора. Выбор электродвигателя	10
3. Расчет цилиндрической косозубой передачи (тихоходной ступени в заданиях №1 - №5)	11
4. Особенности расчетов цилиндрических быстроходных передач в заданиях № 1, № 2, № 3, № 6	19
5. Расчет конической зубчатой передачи – быстроходной ступени в задании № 4.....	20
6. Расчет червячной передачи	24
7. Разработка сборочного чертежа редуктора	29
7.1. Чертеж редуктора по заданию № 1	29
7.2. Чертеж редуктора по заданию № 2	33
7.3. Чертеж редуктора по заданию № 3	36
7.4. Чертеж редуктора по заданию № 4	40
7.5. Чертеж редуктора по заданию № 5	44
7.6. Чертеж редуктора по заданию № 6	48
8. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность	52
9. Определение долговечности подшипников тихоходного вала редуктора	59
10. Проверочный расчет шпоночных соединений	61
11. Выбор посадок для основных соединений деталей редуктора.....	61
12. Смазывание деталей редукторов	62
13. Выполнение чертежа редуктора и рабочих чертежей деталей	63
14. Вопросы для самоподготовки студентов к защите курсового проекта	68
Литература	70
Приложения	71