

ББК 34.446

Р33

УДК 621.81-621.83 (031)

Авторы: Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галиченко,  
Ю. И. Кобус, Г. Г. Писарев

Рецензент канд. техн. наук Н. М. ШОЛОМОВ

Р33 Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного  
применения: Справочник/Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галиченко и др. — М.: Машиностроение, 1984. — 247 с., ил.  
(Б-ка конструктора).

В пер.: 1 р. 40 к.

Содержит сведения по конструированию и методике расчета цилиндрических эвольвентных и с зацеплением Новикова, червячных, планетарных, волновых и комбинированных передач, а также валов. Расчеты изложены в табличной форме, удобной для составления алгоритмов вычислений на ЭВМ.

Самостоятельный раздел посвящен выбору редукторов с учетом различных условий их эксплуатации и методам типовых, приемо-сдаточных и ускоренных испытаний.

Для инженеров-конструкторов всех отраслей машиностроения.

P 2702000000-610  
038 (01)-84 22-83

ББК 34.446  
6П5.3

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	4
<b>1. Основные сведения . . . . .</b>	<b>5</b>
<b>2. Конструирование редукторов и мотор-редукторов . . . . .</b>	<b>15</b>
2.1. Методические основы конструирования . . . . .	15
2.2. Элементы конструкций . . . . .	15
2.3. Конструирование волновых редукторов . . . . .	22
2.4. Смазочные устройства редукторов . . . . .	29
2.5. Рекомендации по применению масел . . . . .	32
<b>3. Серийно изготавляемые мотор-редукторы и редукторы общемашиностроительного применения . . . . .</b>	<b>38</b>
3.1. Мотор-редукторы. Общие сведения . . . . .	38
3.2. Редукторы. Общие сведения . . . . .	45
<b>4. Расчет элементов редукторов . . . . .</b>	<b>68</b>
4.1. Проектировочный расчет . . . . .	70
4.2. Методические рекомендации по расчету на прочность цилиндрических зубчатых передач Новикова при твердости зубьев $HB \leq 320$ ( <i>MP</i> 24—81) . . . . .	92
4.3. Передачи червячные цилиндрические . . . . .	121
4.4. Коэффициент полезного действия . . . . .	149
4.5. Расчет волновых передач . . . . .	157
4.6. Расчет валов и осей . . . . .	183
4.7. Расчет соединений с гарантированным натягом . . . . .	208
<b>5. Испытания редукторов . . . . .</b>	<b>216</b>
5.1. Приемо-сдаточные испытания . . . . .	216
5.2. Предварительные и приемочные испытания опытного образца . . . . .	217
5.3. Эксплуатационные испытания установочной серии . . . . .	228
5.4. Оформление результатов испытаний . . . . .	229
5.5. Оценка уровня шума редукторов и мотор-редукторов общемашиностроительного применения . . . . .	229
<b>6. Методика выбора редукторов (мотор-редукторов) в зависимости от нагрузки . . . . .</b>	<b>235</b>
6.1. Выбор типа редуктора . . . . .	235
6.2. Выбор типа мотор-редуктора . . . . .	236
6.3. Выбор типоразмера редуктора (мотор-редуктора) . . . . .	237
<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>246</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Редуктор является неотъемлемой составной частью современного оборудования. Разнообразие требований, предъявляемых к редукторам, предопределяет широкий ассортимент их типов, типоразмеров, конструктивных исполнений, передаточных отношений и схем сборки. Промышленностью освоено серийное производство цилиндрических, планетарных, червячных, волновых и других редукторов, обеспечивающих передачу крутящих моментов 31,5—63 000 Н·м и имеющих передаточные отношения 2—200.

Создание перспективных конструкций редукторов общемашиностроительного применения требует уточнения факторов, влияющих на нагруженность зацеплений, с последующим изысканием резервов, которые позволили бы создать и освоить с минимальными затратами серийное производство унифицированных конструкций, конкурентоспособных на мировом рынке.

Справочник содержит методики расчета и конструирования, а также передовой опыт производства редукторов общемашиностроительного применения, поэтому он может быть полезен как при организации специализированного производства редукторов, так и при проведении работ по модернизации выпускаемых редукторов.

Авторы будут признательны за все замечания и пожелания по настоящему изданию книги, которые следует направлять по адресу: 107076, Москва, Б-76, Стромынский пер., 4.

# 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

**Редуктор общемашиностроительного применения** — это редуктор, который отвечает техническим требованиям, общим для большинства случаев применения.

**Тип редуктора** — классификационная категория редукторов одинакового принципа действия, назначения, конструктивного и схемного решения, а также одинаковых по номенклатуре основных параметров.

**Типоразмер** — группа редукторов конкретного типа, имеющих общий определяющий размер.

**Определяющий размер** — размер редуктора, определяющий его конструктивные и эксплуатационные особенности; числовое значение этого размера не зависит от конструкции, технологии изготовления и других производственных факторов. За определяющий размер одноступенчатых редукторов цилиндрических и червячных принимают межосевое расстояние; планетарных — делительный диаметр центрального колеса с внутренними зубьями или радиус расположения осей сателлитов; волновых — внутренний диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии; конических — делительный внешний диаметр зубчатого колеса. Для многоступенчатых редукторов всех типов, в том числе и комбинированных, т. е. состоящих из передач нескольких видов, определяющим является размер тихоходной ступени.

Для редукторов общемашиностроительного применения характерны:

высокий технический уровень по массогабаритным показателям и по величине крутящего момента, реализуемого редуктором конкретного типоразмера;

соответствие конструкции деталей и степени их унификации требованиям крупносерийного производства;

высокая экономическая эффективность, а также максимальное удовлетворение запросов потребителей (важнейшими показателями при оценке конструкций следует считать коэффициент удельных затрат, т. е. затрат на изготовление и эксплуатацию, отнесенных к реализуемому крутящему моменту).

В соответствии с ГОСТ 16162—78 к редукторам общемашиностроительного применения относят:

цилиндрические одно-, двух- и трехступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени  $a_{\text{шт}} \leq 710$  мм;

цилиндрические планетарные одно- и двухступенчатые с радиусом расположения осей сателлитов водила тихоходной ступени  $r \leq 200$  мм;

конические одноступенчатые с номинальным внешним делительным диаметром ведомого колеса  $d_e \leq 630$  мм;

коническо-цилиндрические двух- и трехступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени  $a_{\text{шт}} \leq 630$  мм;

червячные и глообидные одно- и двухступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени  $a_{\text{шт}} \leq 250$  мм;

червячно-цилиндрические двухступенчатые с межосевым расстоянием тихоходной ступени  $a_{\text{шт}} \leq 250$  мм.

Потребительские характеристики редукторов каждого типа определяются следующими основными параметрами:

передаточным отношением (частотой вращения выходного вала) — кинематической характеристикой редуктора;

крутящим моментом и допускаемой консольной нагрузкой на выходном валу — силовой характеристикой редуктора;

коэффициентом полезного действия.

Редукторы общемашиностроительного применения в приводах комплектуются преимущественно четырехполюсными электродвигателями. По ГОСТ 16162—78

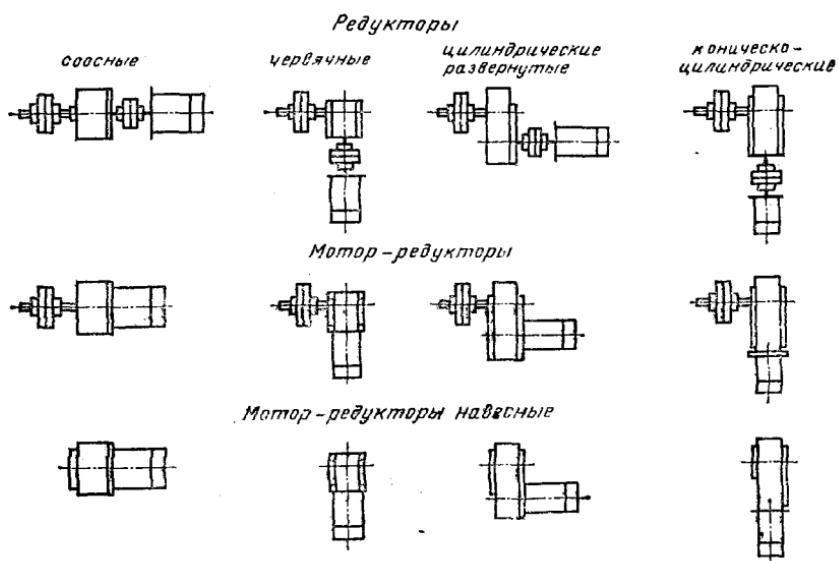


Рис. 1.1. Компоновочные решения приводов с применением редукторов и мотор-редукторов

основные параметры редукторов определяют при номинальной частоте вращения быстроходного вала  $n_b = 1500$  об/мин. Допускается использование редукторов и с  $n_b = 3600$  об/мин, но при этом окружная скорость цилиндрических и конических зубчатых передач не должна превышать 16 м/с, а скорость скольжения червячных передач — 10 м/с. Технические параметры редукторов при такой частоте вращения могут быть несколько ниже стандартных и должны согласовываться между потребителем и изготовителем.

Различные компоновочные решения приводов с применением редукторов и мотор-редукторов, обеспечивающие идентичные выходные параметры, даны на рис. 1.1.

Степени точности цилиндрических эвольвентных зубчатых передач регламентированы ГОСТ 1643—81 и выбираются для редукторов общемашиностроительного применения в зависимости от окружной скорости (табл. 1.1).

Величина параметров шероховатости рабочих поверхностей зубьев или витков:  $Ra \leq 0,63$  мкм — для витков цилиндрических червяков;  $Ra \leq 1,25$  мкм — для витков червяков глобондных и с выпукло-вогнутым профилем, зубьев эвольвентных шестерен с модулем до 5 мм;  $Ra \leq 2,5$  мкм — для зубьев эвольвентных шестерен с модулем до 5 мм, выполненных заодно с валом и имеющих диаметр впадин зубьев меньше диаметра рядом расположенных шеек вала и шестерен с модулем свыше 5 мм, зубьев шестерен передач Новикова;

Окружная скорость, м/с	Степень точности, не ниже	Размеры цилиндрических и конических (с конусностью 1 : 10) концов валов с призматиче-
До 5	10—9—7—B	
Св. 5 до 8	9—9—7—B	
» 8 » 12,5	9—8—7—B	
» 12,5	8—7—7—B	

1.2. Зависимость  $d_T$  от  $M_T$ 

$d_T$ , мм	$M_T$ , Н·м								
18	31,5	(30)	140	55	1 000	(100)	5 600	180	31 500
(20)	45	35	250	(60)	1 120	110	8 000	200	45 000
22	63	(40)	355	70	2 000	125	11 200	220	63 000
(25)	90	45	500	(80)	2 800	140	16 000	250	90 000
28	125	50	710	90	4 000	160	22 400	280	125 000

скими шпонками редукторов общемашиностроительного применения в зависимости от величины реализуемых крутящих моментов устанавливает ГОСТ 24266—80. Значения диаметров  $d_T$  концов тихоходных валов в зависимости от передаваемых крутящих моментов  $M_T$  выбираются по табл. 1.2.

Значения диаметров  $d_B$  концов быстроходных валов в зависимости от передаваемых крутящих моментов  $M_B$  выбираются по табл. 1.3.

В табл. 1.2 и 1.3 приведены значения моментов, допустимых при длительной работе редукторов в непрерывном режиме с постоянной или переменной по величине нагрузкой, не превышающей номинальную, и с учетом двухкратных пусковых моментов. Выходные концы валов имеют достаточный запас прочности для одновременной передачи крутящего момента и радиальной нагрузки, приложенной в середине посадочной шейки конца вала. Значения  $d$  и  $M$  приведены для тихоходных валов с пределом прочности 850—1200 МПа при твердости  $NB$  250—350, для быстроходных валов с пределом прочности более 1200 МПа при твердости  $NB > 350$ .

Размеры концов валов и допуски на эти размеры принимают по ГОСТ 12080—66 и ГОСТ 12081—72 (исполнение 1 — «длинные»), размеры шпонок и шпоночных пазов цилиндрических концов валов — по СТ СЭВ 189—79 и ГОСТ 23360—78 и конических — по ГОСТ 12081—72. При повышенных требованиях к работоспособности шпоночного соединения допускается выполнение концов валов с двумя шпоночными пазами, расположенными под углом 120°. На конических концах валов устанавливают гайки по ГОСТ 5916—70 или ГОСТ 10607—72 и шайбы стопорные по ГОСТ 13465—77.

С внедрением СТ СЭВ 534—77 для редукторов всех типов, выпускаемых в странах — членах СЭВ, стала возможной унификация концов валов, что обеспечивает взаимозаменяемость изделий, выпускаемых в разных странах, — муфт, шкивов, звездочек и других деталей и элементов. Взаимозаменяемость редукторов, выпускаемых в странах — членах СЭВ, стала возможной благодаря разработке ГОСТ 24386—80 «Редукторы. Высоты осей». В соответствии с этими стандартами в табл. 1.4 приведены значения высот осей вращения редукторов, тихоходные валы которых расположены параллельно опорной плоскости редуктора.

1.3. Зависимость  $d_B$  от  $M_B$ 

$d_B$ , мм	$M_B$ , Н·м								
10	8,0	25	125	42	560	75	3 150	130	18 000
12	16,0	28	180	45	710	80	4 000	140	22 400
14	22,4	30	200	50	1 000	85	4 500	150	25 000
16	31,5	32	250	55	1 400	90	5 600	160	31 500
18	45,0	35	355	60	1 600	100	8 000	180	45 000
20	63,0	38	400	65	2 240	110	11 200	200	63 000
22	90,0	40	500	70	2 800	125	16 000	—	—

## 1.4. Номинальные значения высот осей редукторов и мотор-редукторов, мм

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
25	25	25	—	71	71	200	200	200	—	560	560
—	—	26	—	—	75	—	—	212	—	—	600
—	28	28	80	80	80	—	225	225	630	630	630
—	—	30	—	—	85	—	—	236	—	—	670
32	32	32	—	90	90	250	250	250	—	710	710
—	—	34	—	—	95	—	—	265	—	—	750
—	36	36	100	100	100	—	280	280	800	800	800
—	—	38	—	—	106	—	—	300	—	—	850
40	40	40	—	112	112	315	315	315	—	—	900
—	—	42	—	—	118	—	—	335	—	—	950
—	—	45	45	125	125	125	—	355	355	1000	1000
—	—	48	—	—	132	—	—	375	—	—	1060
50	50	50	—	140	140	400	400	400	—	1120	1120
—	—	53	—	—	150	—	—	425	—	—	1180
—	—	56	56	160	160	160	—	450	450	1250	1250
—	—	60	—	—	170	—	—	475	—	—	1320
63	63	63	—	180	180	500	500	500	—	1400	1400
—	—	67	—	—	190	—	—	530	—	—	1500
									1600	1600	1600

Приложение. Ряд 1 следует предпочитать ряду 2, а ряд 2 — ряду 3. В дальнейшем ряд 3 будет значительно сокращен, поэтому при проектировании новых изделий следует выбирать значения высот осей вращения из рядов 1 и 2.

Пределевые отклонения высот осей не должны превышать значений, указанных в табл. 1.5.

Варианты сборки редукторов и мотор-редукторов, а также их условные обозначения приведены в табл. 1.6. Признак, по которому редукторы сгруппированы в таблице, — взаимное расположение осей быстроходных и тихоходных валов (параллельное, пересекающееся под прямым углом или скрещивающееся под прямым углом). В горизонтальных рядах таблицы варианты сборки редукторов отличаются расположением и числом выходных концов тихоходного вала. Условное обозначение варианта сборки — двухзначное: первая цифра характеризует взаимное расположение осей выходных валов; вторая — определяет взаимное расположение и количество концов валов. Графическое изображение вариантов сборки редуктором дано в виде проекции на плоскость, параллельную осям валов. Быстроходные валы обозначены одной линией.

## 1.5. Пределевые отклонения высот осей, мм

Высота осей, мм	Пределевые отклонения
До 50	0 -0,4
Св 50 до 250	0 -0,5
» 250 » 630	0 -1,0
» 630 » 1000	0 -1,5
» 1000	0 -2,0

Удельная материаломкость  $q_m$  редуктора, т. е. отношение его массы  $m$  к величине крутящего момента  $M_t$ , передаваемого тихоходным валом при номинальном передаточном числе, регламентируется ГОСТ 16162-78. Эта величина в достаточной мере характеризует технический уровень изделия и позволяет сравнить выпускаемую продукцию с лучшими зарубежными образцами. Однако удельная материаломкость не дает полного представления об эффективности освоения того или иного типа редуктора в народном хозяйстве, так как лишь косвенно связана с себестоимостью продукции.

## 1.6. Варианты сборки редукторов

Взаимное расположение осей валов	Концы валов выполнены под муфты или в виде части муфты	Один из концов тихоходного вала выполнен для присоединения приборов управления	Тихоходный вал полый
Параллельное	11 12 13 14 15 16	21 22 23 24 25 26	31 32 33 34 35 36
Пересекающееся под прямым углом	41 42 43 44 45 46	51 52 53 54 55 56	61 62 63 64 65 66
Скрещивающееся под прямым углом			

Поэтому при оценке эффективности освоения различных типов редукторов с приблизительно одинаковыми параметрами следует пользоваться коэффициентом удельных затрат, т. е. отношением затрат на изготовление и эксплуатацию редуктора к величине реализуемого им крутящего момента.

Значения  $q_m$  для различных типов редукторов приведены на рис. 1.2 (см. также табл. 1.7). Удельная материалоемкость редукторов с чугунными корпусами, оси валов которых горизонтальны, не должна превышать значений, найденных по графику; для редукторов с корпусами из алюминиевых сплавов — не должна быть более 0,7 величины, указанной на графике, и с корпусами из стального литья — не более 1,2 этой величины.

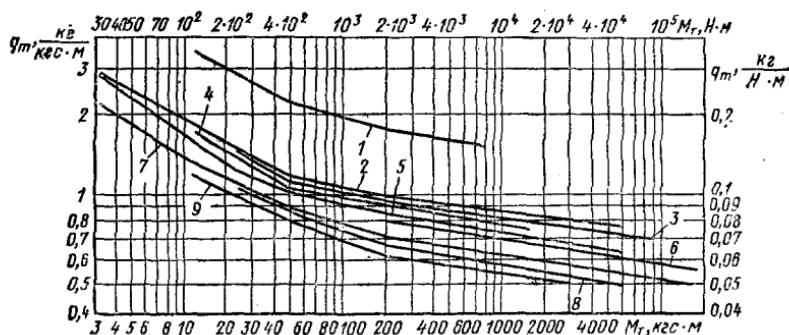


Рис. 1.2. Зависимость удельной материалоемкости редукторов от крутящего момента на тихоходном валу

## 1.7. Номер кривой на рис. 1.2 и соответствующий ей тип редуктора

Номер кривой	Тип редуктора	Число ступеней	Примечание
8		1	—
5		2	Несимметричная схема
7	Цилиндрический	2	Симметричная схема
			Соосный
3		3	Несимметричная схема
6		3	Симметричная схема
1	Конический	1	$i = 1-2,8$
4		1	$i = 3,15-5$
2	Коническо-цилиндрический	2	—
3		3	—
5	Червячный	1	$i = 31,5$
		2	$i = 1000$
3	Цилиндрическо-червячный	2; 3	Одна-две ступени цилиндрические и одна червячная
9		1	—
7	Планетарный	2	—

## Параметрические ряды редукторов

Потребность промышленности в редукторах с определенными параметрами на ближайшие 5—10 лет устанавливается на основе анализа опросных листов, заполняемых потребителем. По данным опроса построена гистограмма (рис. 1.3), в которой показана частота использования редукторов общемашиностроительного применения, передающих крутящие моменты в пределах 31,5—125 000 Н·м. Меньшее значение ряда принято на основе отечественных и зарубежных данных, которые показывают, что минимальное межосевое расстояние цилиндрических передач силовых редукторов не должно быть менее 50 мм, так как при этом межосевом расстоянии модуль нецелесообразно из-за перехода в область мелкомодульных передач, а также из-за технологических трудностей, возникающих при изготовлении и эксплуатации передач с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев. Значение крутящего момента порядка 31,5 Н·м для редукторов с межосевым расстоянием 50 мм в цилиндрических передачах и 40 мм в червячных предлагается принять за нижнюю границу ряда крутящих мо-

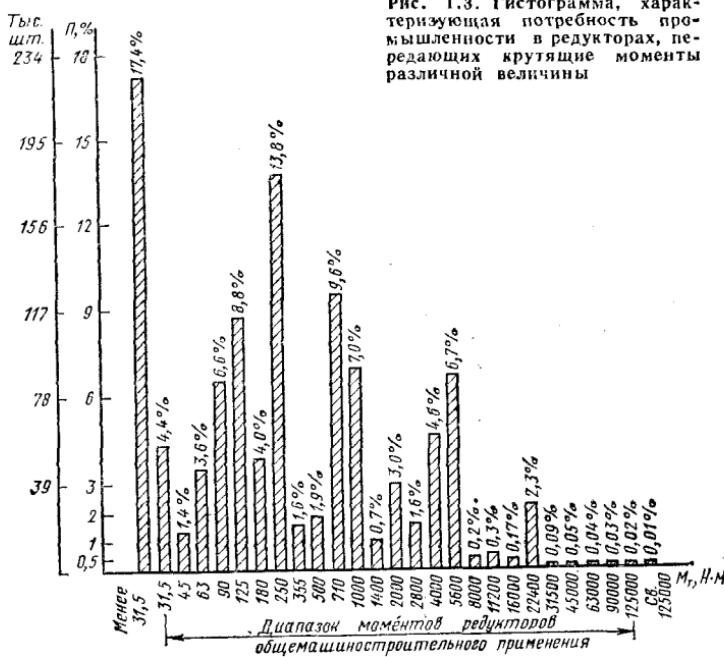


Рис. 1.3. Гистограмма, характеризующая потребность промышленности в редукторах, передающих крутящие моменты различной величины

ментов. За верхнюю границу этого ряда принимают момент 125 000 Н·м. Наибольшим спросом пользуются редукторы, передающие крутящий момент 250 Н·м (см. рис. 1.3). Данные гистограммы используются при определении количественного соотношения выпуска крупных, средних и мелких редукторов. Важно также установить густоту ряда крутящих моментов, так как это позволит:

уменьшить массу и улучшить технические показатели машин;

унифицировать нагрузочную способность редукторов, выпускаемых различными предприятиями;

унифицировать узлы и элементы редукторов (подшипниковые и регулировочные узлы, концы валов, габаритные и присоединительные размеры и др.), соединительные муфты и детали, насаживаемые на валы редукторов.

Густота ряда крутящих моментов влияет и на затраты при изготовлении и эксплуатации редукторов, так как, с одной стороны, при уменьшении числа членов ряда за счет роста серийности уменьшается себестоимость изготовления конкретного редуктора, но при этом уменьшается коэффициент загрузки и возрастают потери при эксплуатации этого редуктора. Оптимальным рядом крутящих моментов будет такой, при котором потребность промышленности в редукторах удовлетворится с наименьшими суммарными приведенными затратами в сфере их изготовления и эксплуатации. Густота ряда крутящих моментов может быть предварительно оценена путем сравнения суммарных приведенных затрат  $S$  на изготовление и эксплуатацию  $i$ -го и  $i+1$ -го типоразмеров:

$$S_i = C_i \Pi_i (1 + t^{-1}) + \vartheta_i \Pi_i;$$

$$S_{i+1} = C_{i+1} \Pi_{i+1} (1 + t^{-1}) + \vartheta_{i+1} \Pi_{i+1},$$

где  $C$ ,  $\Pi$ ,  $\vartheta$  — соответственно себестоимость, потребность в редукторах и величина эксплуатационных затрат;  $t$  — срок амортизации.

### 1.8. Ряды крутящих моментов редукторов общемашиностроительного применения, Н·м

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
31,5	35,5	40	2 000	2 240	2 500
45	50	56	2 800	3 150	3 550
63	71	80	4 000	4 500	5 000
90	100	112	5 600	6 300	7 100
125	140	160	8 000	9 000	10 000
180	200	224	11 200	12 500	14 000
250	280	315	16 000	18 000	20 000
355	400	450	22 400	25 000	28 000
500	560	630	31 500	35 500	40 000
710	800	900	45 000	50 000	56 000
1 000	1 120	1 250	63 000	71 000	80 000
1 400	1 600	1 800	90 000	100 000	112 000
			125 000	—	—

Замена  $i$ -го типоразмера на  $i+1$ -й за счет увеличения серийности его выпуска до величины суммарного производства двух типоразмеров даст экономический эффект при соблюдении неравенства:

$$[C_i \Pi_i + C_{i+1} \Pi_{i+1} - C_{i+1} (\Pi_{i+1} + \Pi_{i/(i+1)})] > \\ \frac{\Pi_i (\vartheta_{i+1} v_{i/(i+1)} - \vartheta_i + \vartheta_{\text{вр}} v_{i/(i+1)})}{1 + i^{-1}},$$

где  $v_{i/(i+1)}$  — коэффициент, характеризующий условное изменение потребности в типоразмере  $i$  при замене его типоразмером  $i+1$ .

Для редукторов, передающих крутящий момент  $M_t \leq 2000$  Н·м, коэффициент густоты членов ряда крутящих моментов равен 2, для больших типоразмеров — 1,4, что соответствует величине определяющего размера редуктора, выбранного из ряда предпочтительных чисел с коэффициентами 1,25 и 1,12 соответственно. Различная густота рядов объясняется тем, что с ростом габаритных размеров редуктора возрастают потери от недоиспользования его нагружочной способности, поэтому для крупных редукторов ряд крутящих моментов имеет большую густоту. Принятый ряд позволяет широко использовать преимущества унификации, но уменьшает возможности модернизации выпускаемой продукции, так как увеличение за счет модернизации крутящего момента в 1,4 раза, а тем более в 2 раза по сравнению с номинальным технически затруднено.

С целью создания основ взаимозаменяемости редукторов, выпускаемых в странах — членах СЭВ, и унификации их конструкций при разработке стандартов СЭВ на параметры редукторов был составлен ряд крутящих моментов (табл. 1.8), позволяющий использовать преимущества унификации (ряд 1) и осуществить модернизацию изделий (ряды 2 и 3).

В связи с тем, что ряды крутящих моментов на выходном валу редуктора и на валу, присоединяемого к редуктору агрегата, зачастую отличаются друг от друга, среднестатистический редуктор загружен только на 70 % по сравнению с номинальной нагрузкой. Это приводит к значительным потерям за счет недоиспользования нагружочной способности редукторов, поэтому при проектировании изделий, комплектуемых редукторами, необходимо значения крутящих моментов выбирать из табл. 1.8 (ряд 1).

Для полного удовлетворения потребностей народного хозяйства выпускаемые нашей промышленностью редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения имеют широкий диапазон передаточных отношений  $i$  для редукторов

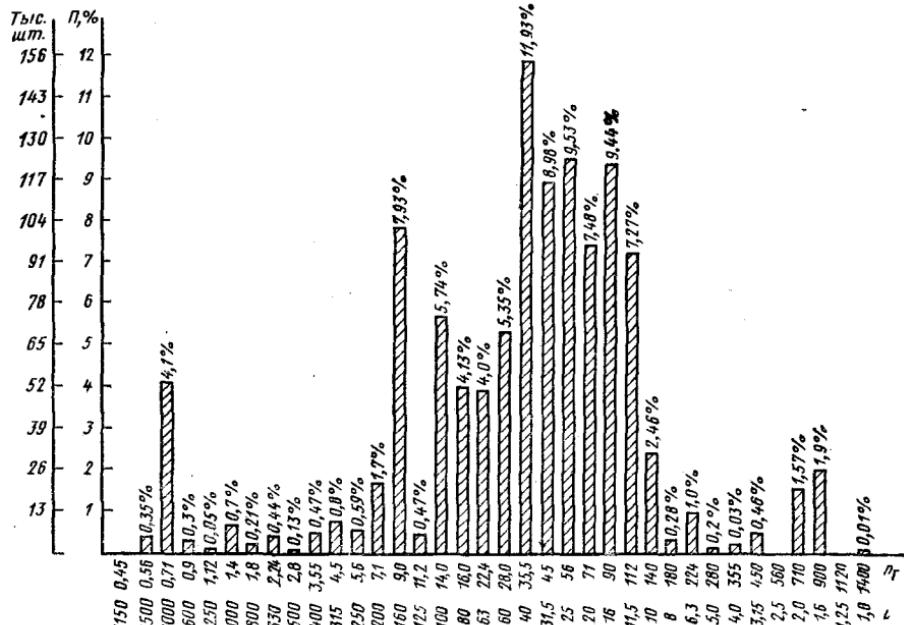


Рис. 1.4. Гистограмма, характеризующая потребности промышленности в редукторах с различными значениями частот вращения выходного вала и передаточных отношений

или частот вращения выходного вала  $n$ , для мотор-редукторов. Для определения верхней и нижней границ рядов передаточных отношений был проанализирован опыт отечественного и зарубежного редукторостроения. Меньшее значение  $i = 1$  могут

#### 1.9. Номинальные значения передаточных отношений редукторов

Ряд 1	Ряд 2										
1,00	—	4,00	—	16,0	—	63,0	—	250	—	1000	—
—	1,12	—	4,50	—	18,0	—	71,0	—	280	—	1120
1,25	—	5,00	—	20,0	—	80,0	—	315	—	1250	—
—	1,40	—	5,60	—	22,4	—	90,0	—	355	—	1400
1,60	—	6,30	—	25,0	—	100	—	400	—	1600	—
—	180	—	7,10	—	28,0	—	112	—	450	—	1800
2,00	—	8,00	—	31,5	—	125	—	500	—	2000	—
—	2,24	—	9,00	—	35,5	—	140	—	560	—	2240
2,50	—	10,0	—	40,0	—	160	—	630	—	2500	—
—	2,80	—	11,2	—	45,0	—	180	—	710	—	2800
3,15	—	12,5	—	50,0	—	200	—	800	—	3150	—
—	3,55	—	14,0	—	56,0	—	224	—	900	—	—

Примечание. 1. Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.  
2. Допустимые отклонения фактических передаточных отношений от номинальных устанавливаются для редукторов: червячных одноступенчатых — 4%; планетарные: одноступенчатых — 4%; двухступенчатых — 5%; трехступенчатых — 6,3%; цилиндрических: одноступенчатых — 3%; двухступенчатых — 4%; трехступенчатых — 5%.

иметь одноступенчатые конические и цилиндрические редукторы. Большее значение диапазона не определяется. Большинство отечественных и зарубежных редукторов выпускается с  $i \leqslant 160$ , однако двухступенчатые червячные редукторы, а также некоторые типы планетарных и комбинированных редукторов могут иметь передаточные отношения на 1—2 порядка выше. Учитывая потребность промышленности в редукторах и мотор-редукторах с большими значениями  $i$  и малыми  $n_T$ , (редукторы типа Ч-2 и Вз), за верхнюю границу диапазона передаточных отношений приняли значение 3150. Гистограмма на рис. 1.4 показывает, каким спросом пользуются редукторы с различными значениями  $n_T$  и  $i$ . Данные гистограммы (рис. 1.4) используют при оценке процентного соотношения выпуска одно-, двух- и трехступенчатых редукторов, например, двух- и трехступенчатых цилиндрических редукторов можно оценить как 75 и 25 %. С переходом промышленности на выпуск редукторов с зубьями колесами высокой твердости ( $HRC > 56$ ) доля трехступенчатых редукторов возрастает, так как реализация в двухступенчатых редукторах  $i > 40$  затруднительна.

Номинальные значения передаточных отношений редукторов выбирают из табл. 1.9 (данные таблицы соответствуют СТ СЭВ 221—75).

## 2. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРОВ И МОТОР-РЕДУКТОРОВ

### 2.1. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Большое значение при конструировании редукторов общемашиностроительного применения имеет межтиповая унификация. В комбинированных редукторах, содержащих зубчатые пары (конические-цилиндрические или цилиндрическо-червячные), а также в многоступенчатых редукторах с зубчатыми передачами одного вида широко используются унифицированные быстроходные, промежуточные и тихоходные ступени, состоящие из зубчатых пар, валов и подшипниковых узлов. В некоторых случаях многоступенчатые редукторы компонуются из одноступенчатых; например, двухступенчатый червячный редуктор может состоять из двух одноступенчатых редукторов соответствующих типоразмеров.

**Задачи конструирования.** В связи с тем, что типаж определяет номенклатуру типов редукторов общемашиностроительного применения и их основные технические параметры, а кинематические схемы каждого типа редукторов в большинстве случаев остаются неизменными, основной задачей конструирования перспективных типов редукторов является обеспечение заданного технического уровня, т. е. необходимой нагрузочной способности, долговечности, надежности, металлоемкости.

Повышение технического уровня редукторов достигается за счет применения новых конструктивных решений и современной технологии. Если конструируемый редуктор имеет традиционную кинематическую схему, то основные средства повышения его технического уровня следующие:

- использование более качественных материалов;
- применение перспективных видов термообработки (ионного азотирования, сульфонитроцементации, плазменной закалки и др.) и финишной обработки зубчатых колес и червяков;

- применение модифицированных и новых видов зацепления;

- разработка более рациональных конструкций подшипниковых узлов;

- использование высококоэффициентных марок масел и смазочных материалов;

- использование комплектующих деталей и узлов повышенного качества.

Значительно реже при разработке нового редуктора удается найти нетрадиционные решения по принципу действия передач (например, волновой редуктор или передача с нестандартным исходным контуром), кинематике или конструкции отдельных элементов.

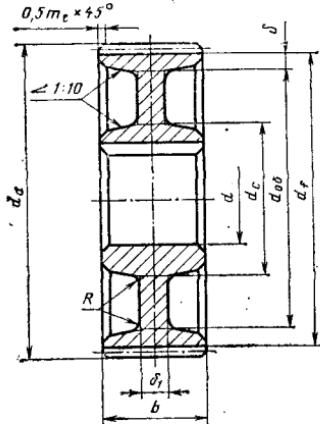
### 2.2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ

**Зубчатые колеса.** Наиболее перспективны зубчатые колеса с зубьями высокой твердости ( $HRC 56-63$ ), прошедшие финишную обработку, однако в практике достаточно широко распространены передачи с улучшенными колесами ( $HB 241-285$ ), например передачи Новикова, которые используют в крупных редукторах (межосевое расстояние тихоходной ступени  $a_{wt} \geq 315$  мм). Материал колес — стали 40Х, 40ХН ГОСТ 4543—71 ( $HB 241-285$ ); шестерен или вал-шестерен — сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543—71; твердость после улучшения  $HB 269-302$ .

При межосевом расстоянии  $a_w \geq 400$  мм колеса изготавливают бандажированными. Материал ступицы — сталь 45Л-II ГОСТ 977—75.

В редукторах с межосевым расстоянием тихоходной ступени  $a_{wt} < 315$  мм зубья колес имеют эвольвентный профиль, колеса изготавливаются либо из стали 25ХГМ ГОСТ 4543—71 с последующей нитроцементацией, либо из стали 20ХН2МА

Рис. 2.1. Эскиз зубчатого колеса



с последующей цементацией и шлифовкой. Зубчатые колеса могут изготавляться также из стали 40ХН2МА с азотированием.

Шестерни выполняются заодно с валом (вал-шестерни) при передаточном числе пары  $i \geq 3,15$ , при меньших значениях  $i$  шестерни насаживаются на вал.

Цельное зубчатое колесо состоит из трех конструктивных элементов: зубчатого обода, диска и ступицы. Заготовку такого колеса получают штамповкой. В оптимальной конструкции зубчатого колеса обод и ступица симметричны относительно диска. Отношение длины ступицы к диаметру отверстия берут не менее 1,0.

Бандажированное колесо состоит из тех же конструктивных элементов, что и цельное, но на

обод напрессовывают зубчатый бандаж, который имеет дополнительное крепление винтами или болтами.

Основные элементы конструкции цилиндрического зубчатого колеса (рис. 2.1) связаны следующими зависимостями:

$$\delta = m_t (0,9 + \psi_a + 0,01 z_{\Sigma});$$

$$d_{0\text{б}} = d_f - 2\delta; \quad \delta_1 = (0,25 \div 0,3) b;$$

$$d_c = (1,5 \div 1,6) d;$$

$$\psi_a = b/a_{\omega}; \quad R = \delta; \quad b \geq d,$$

где  $z_{\Sigma}$  — суммарное число зубьев шестерни и колеса;  $a_{\omega}$  — межосевое расстояние передачи.

Зубчатый венец планетарного редуктора запрессовывают в корпус и дополнительно крепят штифтами или стопорными винтами. Шестерни планетарных редукторов, в которых радиус расположения сателлитов не превышает 63 мм, изготавливают из стали 40ХН2МА, сателлиты — из стали 40Х с последующим азотированием, а зубчатые венцы — из стали 45 ГОСТ 1050—74 с последующим улучшением.

В планетарных редукторах, радиус расположения сателлитов которых больше или равен 80 мм, шестерни и сателлиты изготавливают из стали 25ХГМ ГОСТ 4543—71 и подвергают нитроцементации, зубчатые венцы — из стали 40Х с улучшением.

Червячные валы выполняют из сталей по ГОСТ 4543—71 — 18ХГТ, 20Х с цементацией рабочих поверхностей витков и шеек вала под манжеты (твердость этих поверхностей  $HRC 56\text{--}63$  и  $HRC 58\text{--}62$  соответственно) и из стали 40Х с закалкой (твердость рабочих поверхностей  $HRC 50\text{--}55$ ; остальных —  $NB 229\text{--}269$ ). После термообработки рабочие поверхности витков червячных валов шлифуют и полируют.

Венцы червячных колес отливают из оловянной бронзы Бр010Ф1 ГОСТ 613—79 непосредственной заливкой или напрессовыванием на ступицу. Материал ступицы — сталь 45Л-II. Напрессованные венцы дополнительно крепят болтами или заклепками.

Гибкое колесо волнового редуктора состоит из гибкого венца и дна. Материал венца и дна — кованая сталь 30ХГСА ГОСТ 4543—71 (твердостью  $NB 285\text{--}320$  и  $NB 269\text{--}302$  соответственно). Гибкий венец и дно могут быть соединены с помощью аргонной сварки. Тихоходный вал передает врачательное движение колесу через шлицевое соединение. Гибкое колесо выполняют также из цельнотянутой заготовки.

**Валы и оси.** Валы редукторов и мотор-редукторов можно разделить на быстроходные (входные), промежуточные (в многоступенчатых редукторах) и тихоходные (выходные). Быстроходный и промежуточный валы, как правило, являются вал-

шестернями, поэтому изготавливают их из тех же сталей, что и зубчатые колеса. Валы с насадными зубчатыми колесами изготавливают из улучшенной стали 45 ГОСТ 1050-74 с твердостью  $HV$  255—285 и 40Х ( $HV$  269—302). Быстроходные и тихоходные валы на участках, контактирующих с уплотнительными манжетами, должны иметь твердость  $HRC \geq 30$ . В зависимости от варианта сборки редуктора быстроходный и тихоходный валы могут быть одно- или двухконцевыми. В последнее время широкое распространение получили навесные редукторы и мотор-редукторы. Их выходной вал выполняется полым со шлицевым отверстием или канавкой под шпонку. Такой вал соединяется непосредственно с входным валом приводимой машины.

Тихоходные валы планетарных редукторов и мотор-редукторов, как правило, изготавливают заодно с водилом последней ступени (рис. 2.2) из литьй заготовки (высокопрочный чугун и сталь) или поковки; может быть использована и сварная конструкция.

**Подшипниковые узлы.** В подшипниковых узлах современных редукторов используют подшипники качения — чаще всего конические роликоподшипники, воспринимающие значительные радиальные и осевые нагрузки при относительно небольших размерах. Однако использование шариковых подшипников предпочтительнее, так как эти подшипники не требуют регулировки осевого зазора. Для прямозубых сателлитов планетарных редукторов наиболее подходящими являются сферические роликовые одно- и двухрядные подшипники, обеспечивающие самоустановку сателлитов с выравниванием нагрузки вдоль зуба. Червячные валы устанавливают на конических роликоподшипниках с большим углом конуса. Такие подшипники способны воспринимать значительные осевые нагрузки. Червячные валы редукторов с межосевым расстоянием 200 мм и более устанавливают на двух конических роликоподшипниках с большим углом конуса — в одной опоре (обычно выходной конец вала) и шариковом подшипнике — в другой. В конструкции подшипниковых опор предусматривается возможность регулировки осевого зазора конических роликоподшипников. В подшипниковых узлах используют крышки двух видов: привертные и закладные. Закладные крышки применяют только в редукторах с разъемными корпусами (оси валов лежат в плоскости разъема), привертные — с любыми корпусами. Примером конструкции типовых подшипниковых узлов могут служить подшипниковые узлы редукторов типов Ц2У-160 (см. рис. 3.7) и Ц2У-315Н (см. рис. 3.9).

Регулировка осевых зазоров конических роликоподшипников в узлах с привертными крышками осуществляется набором металлических прокладок, помещаемых под фланец крышки, в узлах с закладными крышками — специальными винтами со стопорным устройством. Величины осевых зазоров конических роликоподшипников, необходимые для их нормальной работы, указаны в работе [20]. В планетарных редукторах с прямозубыми колесами в качестве опор водил и центральных шестерен применяются шариковые подшипники как более дешевые и не требующие регулировки. Для уплотнения выходных концов валов рекомендуется использовать уплотнительные манжеты по ГОСТ 8752-79 в привертных крышках и лабиринтное уплотнение — в закладных.

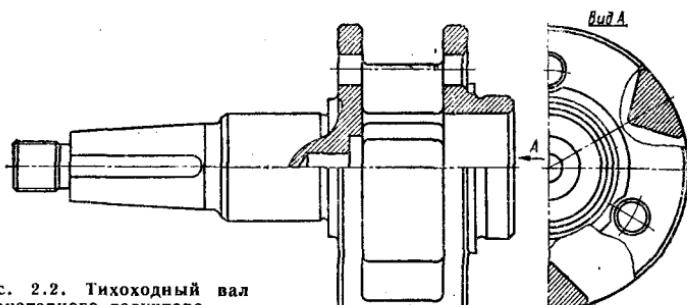


Рис. 2.2. Тихоходный вал планетарного редуктора

**Шпоночные, шлицевые и бесшпоночные соединения.** В редукторах общемашиностроительного применения для соединения с валами колес, муфт и других деталей чаще всего применяют шпонки. Шпоночные соединения выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 23360—78.

Шлицевые соединения в редукторах общемашиностроительного применения используют в отдельных случаях, например в червячных редукторах типа РЧУ, Ч, в которых шлицевым выполняется отверстие полого тихоходного вала.

Бесшпоночное соединение с гарантированным натягом относится к перспективным. Оно все шире применяется в редукторах общемашиностроительного применения, так как технологически проще шпоночного, обеспечивают необходимую прочность и точность монтажа зубчатого колеса. Однако применение бесшпоночного соединения в приводах грузоподъемных машин требует согласования с «Госгортехнадзором».

**Корпусные детали.** Корпусные детали редукторов выполняются литыми. Материалом для них чаще всего служит чугун СЧ 15 ГОСТ 1412—79. Корпуса редукторов с межосевым расстоянием тихоходной ступени до 160 мм могут быть отлиты из алюминиевого сплава АЛ11. Для получения алюминиевых отливок используют металлические формы, что обеспечивает хорошее качество литья, минимальные припуски на обработку и достаточно высокую прочность изделия.

Наиболее распространена для цилиндрических редукторов конструкция корпусных деталей с разъемом по плоскости, в которой лежат продольные оси валов (рис. 2.3 и 2.4). Форму корпуса и крышки образуют вертикальные, горизонтальные и наклонные (на крышке) поверхности с минимальным числом дополнительных элементов: карманов для фундаментных болтов, строповочных «ушек», полок для болтов и штифтов, соединяющих крышку и корпус, а также бобышек под подшипниковые узлы, смотровые окна, отверстия для заливки и слива масла или его принудительной подачи, маслоуказатели и отдушины. Для создания необходимой жесткости внутренняя поверхность стенок корпуса (иногда и крышки) редуктора снабжается ребрами жесткости, а присоединительные поверхности корпуса и крышки изготавливаются в виде достаточно широких горизонтальных полок, которые пересекаются с поверхностями бобышек подшипниковых узлов. Ребра жесткости соединяются бобышками с боковыми поверхностями и днищем корпуса. Днище корпуса выполняется с уклоном в сторону сливного отверстия или двухскатным с уклоном к оси симметрии (для полного слива масла).

Корпуса редукторов с межосевым расстоянием тихоходной ступени  $a_{\text{шт}} \leq 250$  мм имеют четыре отверстия под фундаментные болты, при  $a_{\text{шт}} > 250$  мм — шесть отверстий. Количество болтов, стягивающих крышку и корпус, определяют расчетом.

У корпусов соосных цилиндрических редукторов и мотор-редукторов (рис. 2.5), у которых оси отверстий под валы горизонтальны, но расположены в одной вертикальной плоскости, плоскость разъема вертикальна.

Примером такой конструкции может служить корпус редуктора Ц2С, снабженный лапами с отверстиями для фундаментных болтов и грузовым винтом для строповки. На передней стенке корпуса расположены крышки подшипниковых узлов; сзади полость корпуса закрыта литым щитом (рис. 2.6), на котором в мотор-редукторах устанавливают электродвигатель, в редукторах — узел быстроходного вала, задние подшипники тихоходного и промежуточного валов, маслоуказатель, сливную пробку. Горизонтальный разъем корпусных деталей уплотняется пастой «Герметик», вертикальный — прокладкой из картона или паронита.

Характерной особенностью корпусов с вертикальной плоскостью разъема является некруглый контур разъема корпуса и щита, которые фиксируются между собой штифтами, причем отверстия под штифты используются в качестве базы при расточке отверстий под подшипники.

Корпусные детали — корпус, щит и фланец (рис. 2.7—2.9) — планетарных редукторов с вертикальным разъемом сопрягаются по посадке с помощью буртиков и расточек, уплотняются прокладками и стягиваются болтами. У одноступенчатых планетарных редукторов щит отсутствует, задний подшипник водила устанавливается непосредственно во фланце.

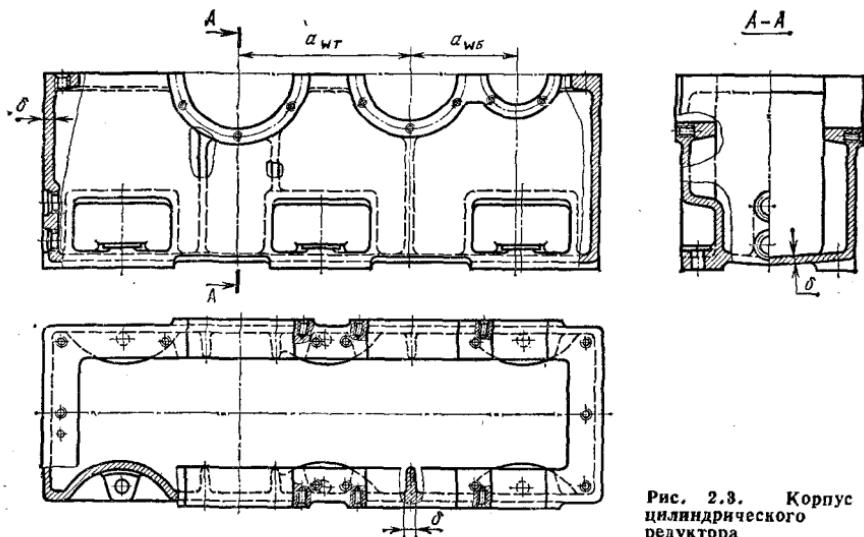


Рис. 2.3. Корпус цилиндрического редуктора

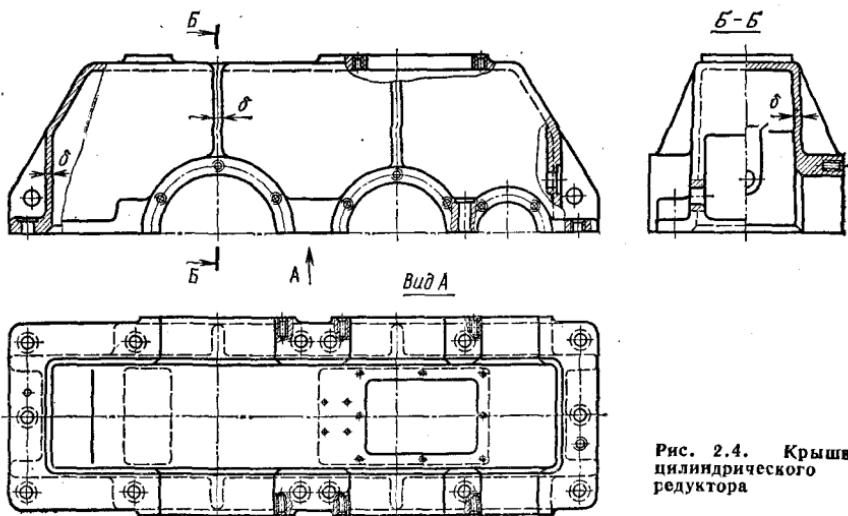


Рис. 2.4. Крышка цилиндрического редуктора

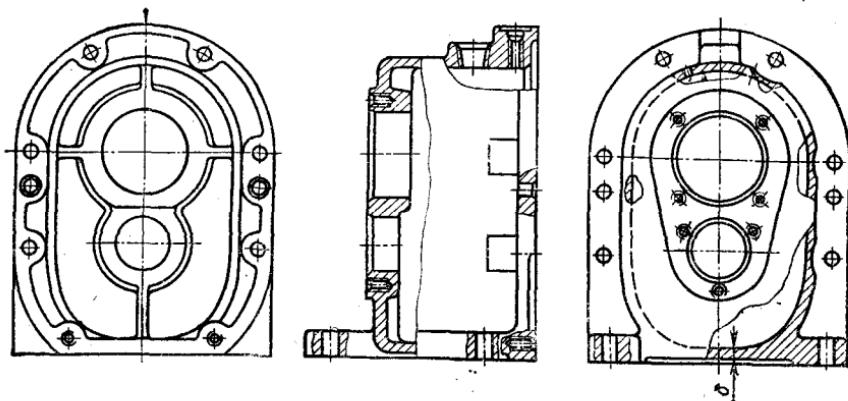


Рис. 2.5. Корпус цилиндрического соосного редуктора

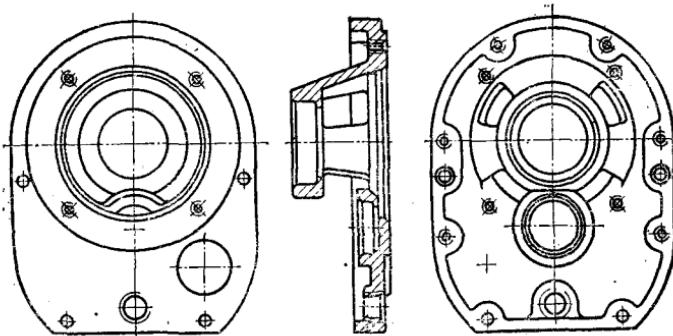


Рис. 2.6. Щит цилиндрического соосного редуктора

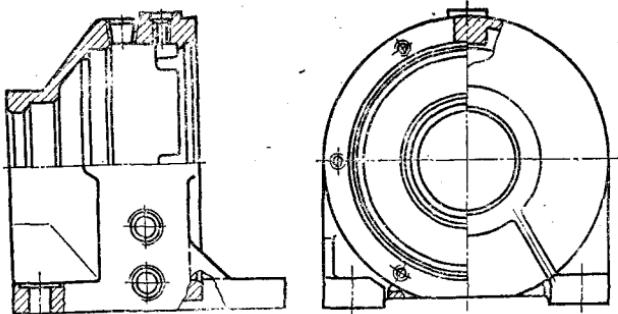


Рис. 2.7. Корпус планетарного редуктора

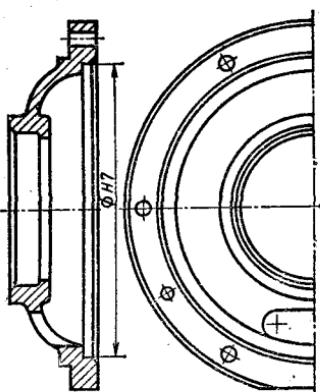


Рис. 2.8. Щит планетарного редуктора

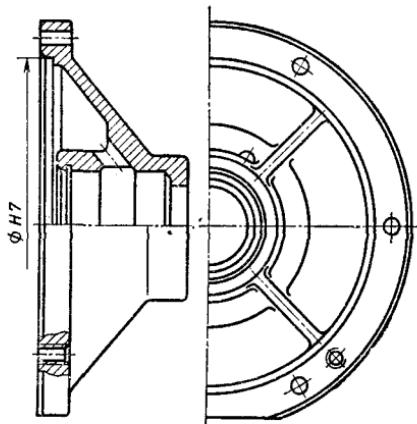


Рис. 2.9. Фланец планетарного редуктора

Червячные редукторы имеют различную конструкцию корпуса, однако предпочтение следует отдать корпусам, плоскость разъема которых совмещена с продольной осью тихоходного вала. Основное преимущество такого корпуса — возможность получения отливок обеих корпусных деталей (крышки и корпуса) в металлические формы, что обеспечивает минимальную металлоемкость конструкции. Это преимущество является решающим для редуктора общемашиностроительного применения, выпускаемого крупными сериями. Корпусные детали червячных редукторов (рис. 2.10 и 2.11) для улучшения отвода тепла снабжаются ребрами.

Корпус волнового редуктора (рис. 2.12) или мотор-редуктора прост по конструкции и технологичен, поэтому заготовки корпусных деталей можно получить литьем в бесстержневые формы. Плоскость разъема корпуса перпендикулярна к оси жесткого колеса.

Толщины основных элементов корпусных деталей определяют по эмпирическим зависимостям:

$$\text{стенок корпуса } d_{\text{кор}} = 2\sqrt{M_t} \geq 6 \text{ мм; } \text{стенок крышки } d_{\text{кор}} = 0,98 d_{\text{кор}} \geq 6 \text{ мм; } \text{лап } d_{\text{l}} = 1,5 d_{\phi},$$

где  $d_{\phi} = \sqrt[3]{40M_t} \geq 12$  — диаметр фундаментного болта, мм;  $M_t$  — крутящий момент на тихоходном валу.

Размеры элементов корпусных деталей из алюминиевых сплавов, отлитых в металлические формы, выбирают по конструктивно-технологическим соображениям. Технические требования к литым корпусным деталям редукторов общемашиностроительного применения регламентированы ГОСТ 16162—78.

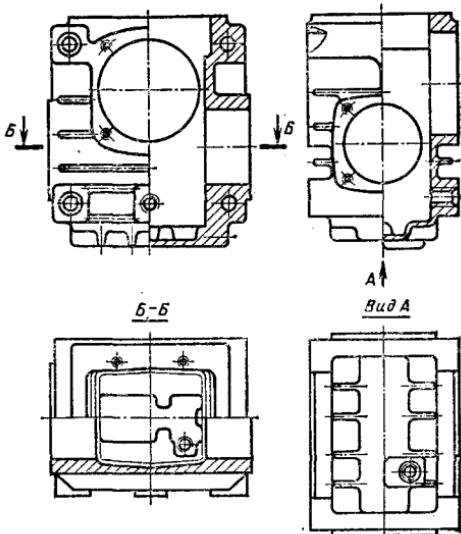


Рис. 2.10. Корпус червячного редуктора

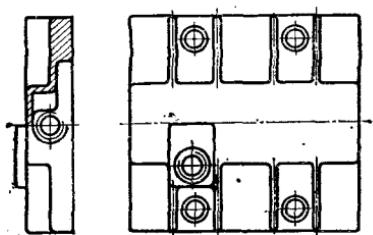


Рис. 2.11. Крышка червячного редуктора

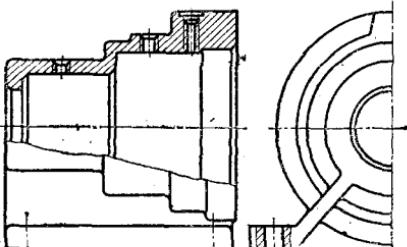


Рис. 2.12. Корпус волнового редуктора

### 2.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ

#### Кинематические схемы

Волновые редукторы применяют во многих отраслях машиностроения благодаря большому передаточному отношению (до 350) и многопарности зацепления. Количества зон зацепления в них равно числу волн деформации. Прототипом волновой зубчатой передачи является планетарная передача с малой разницей чисел зубьев сателлита и неподвижного колеса. Волновая передача состоит из трех основных звеньев: гибкого колеса, обозначаемого в дальнейшем  $F$ , жесткого колеса  $C$  и волнового генератора  $h$ . На рис. 2.13,  $a$  приведена кинематическая схема передачи, наиболее часто применяемая в волновых редукторах. Предположив, что угловая скорость генератора  $\omega_h$ , гибкого колеса  $\omega_F$ , а числа зубьев соответственно гибкого и жесткого колес  $z_F$  и  $z_C$ , используя метод обращения движения, широко применяемый при определении передаточного отношения планетарных передач, найдем

$$\frac{\omega_F - \omega_h}{-\omega_h} = i_{FC}^h, \quad (2.1)$$

где  $i_{FC}^h = \frac{z_C}{z_F}$  — передаточное отношение между колесами  $F$  и  $C$  при неподвижном генераторе  $h$ .

Подставив в формулу (2.1) выражение для  $i_{FC}^h$ , найденное как отношение числа зубьев гибкого и жесткого колес, после преобразования получим

$$i_{hF}^C = \frac{\omega_h}{\omega_F} = -1/(i_{FC}^h - 1) = z_F/(z_C - z_F). \quad (2.2)$$

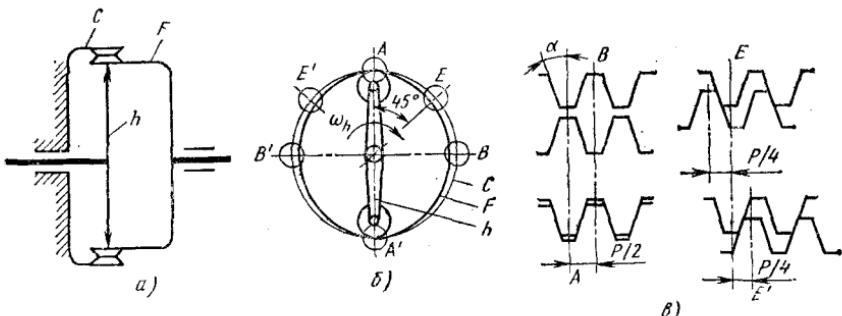


Рис. 2.13. Кинематическая схема и схема взаимодействия зубьев волновой передачи

Рассмотрим взаимодействие зубьев в волновой передаче (рис. 2.13, б). Под действием генератора гибкое колесо  $F$  деформируется, и в точках  $A$  и  $A'$  происходит беззазорное зацепление зубьев (рис. 2.13, в). В точках  $B$  и  $B'$  между вершинами зубьев гибкого и жесткого колес имеется радиальный зазор, в точках  $E$  и  $E'$  зацепление зубьев может быть не на всю их рабочую высоту. При повороте генератора на угол, равный одной четверти полного оборота, зубья гибкого колеса в окружном направлении смещаются на половину шага  $\rho$  между ними. За один оборот генератора гибкое колесо поворачивается на угол, которому соответствует дуга, равная  $2\rho$ . Такой поворот возможен в том случае, если разность между числом зубьев жесткого и гибкого колес равна или кратна числу волн генератора  $n_h$ . Следовательно, в формуле (2.2) ( $z_C - z_F = an_h$ , где  $a = 1, 2, 3, \dots$  целое число;  $n_h$  — число волн генератора, аналогичное числу  $n_\omega$  сателлитов в планетарной передаче).

Зубья гибкого и жесткого колес в начале дуги зацепления контактируют одними, а в конце другими сторонами. Количество пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, может быть довольно большим (теоретически — до 50 % зубьев колеса  $F$ ).

Практически число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, зависит от деформации гибкого колеса. Зацепление зубьев без скольжения и без зазоров происходит вблизи большой оси генератора (точки  $A$  и  $A'$ , см. рис. 2.13, б). Во всех остальных точках зубья контактируют с взаимным проскальзыванием, которое приводит к износу их рабочих поверхностей и снижению коэффициента полезного действия передачи. В зацеплении между зубьями в этом случае имеется зазор  $\Delta j$ , который может быть частично или полностью компенсирован податливостью элементов деталей передачи. Максимальная величина этого зазора  $\Delta j \approx \approx (0,06 \dots 0,08) m$ , где  $m$  — модуль зацепления.

Волновую передачу, схема которой приведена на рис. 2.13, а, рекомендуется применять в редукторах с передаточным отношением  $i_{hF}^C = 70 \div 400$ . Для передаточных отношений 2500—150 000 редукторы проектируют с использованием схемы, прототипом которой служит двухрядный планетарный механизм с двухвенцовыми сателлитами (рис. 2.14). Передаточное отношение между водилом и четвертым колесом при неподвижном первом колесе в таких передачах определяется по формуле

$$i_{h4}^1 = \frac{1}{1 - (z_1 z_3 / z_2 z_4)}. \quad (2.3)$$

Особенности структуры, кинематики и конструктивного исполнения специальных редукторов с другими схемами волновых передач приведены в специальной литературе. Два варианта конструкций волновых редукторов общемашиностроитель-

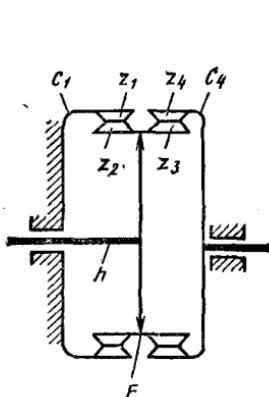


Рис. 2.14. Кинематическая схема двухрядной волновой передачи

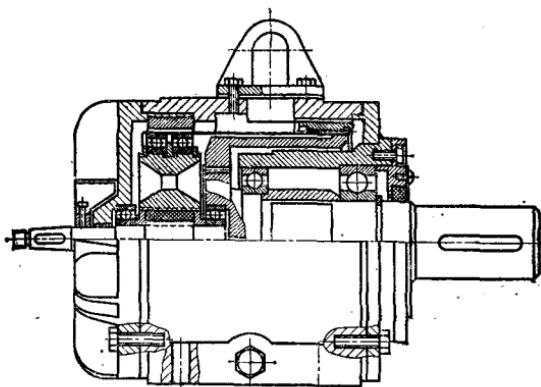


Рис. 2.15. Вариант конструкции волнового редуктора

Рис. 2.16. Вариант конструкции волнового редуктора

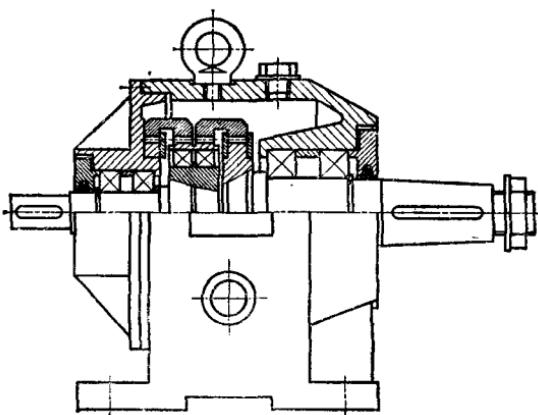
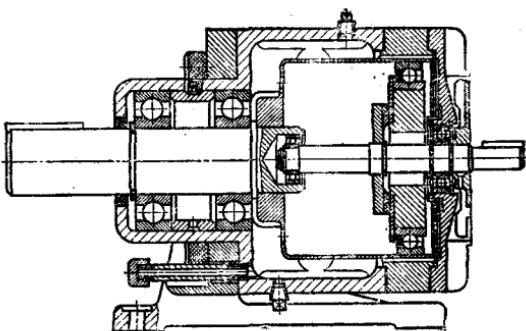


Рис. 2.17. Конструкция волнового редуктора фирмы USM



ного применения приведены на рис. 2.15 и 2.16. Редуктор, показанный на рис. 2.16, выполнен по схеме с двумя жесткими колесами. Гибкое колесо короткое и имеет два зубчатых венца, один из которых зацепляется с жестким колесом, соединенным с крышкой редуктора шлицами. Эта пара работает как волновая зубчатая передача с остановленным жестким колесом. Второй зубчатый венец гибкого колеса зацепляется с жестким колесом, соединенным шлицами с выходным валом. Эта пара работает как волновая зубчатая муфта.

Недостатком конструкции с коротким гибким колесом и волновой зубчатой муфтой является более низкий КПД и больший износ зубьев (особенно в муфте), чем в волновой передаче, показанной на рис. 2.15.

Конструкция волновых редукторов общемашиностроительного применения американской фирмы USM изображена на рис. 2.17.

### Конструктивные особенности

В результате анализа существующих конструкций отечественных и зарубежных волновых зубчатых редукторов, изучения кинематических, силовых и энергетических их характеристик для редукторов общемашиностроительного применения приняли передача с остановленным жестким колесом (см. рис. 2.13, а), двумя волнами деформаций, кулачковым генератором и специальным гибким подшипником качения. Кулачок очерчен по кривой, эквидистантной принятой кривой гибкого колеса

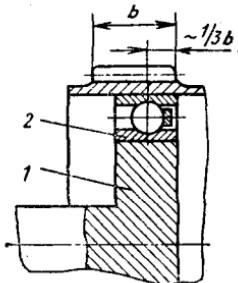


Рис. 2.18. Конструкция кулачкового генератора

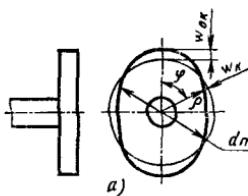
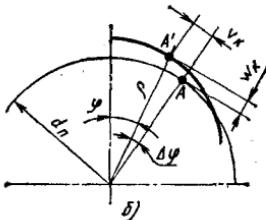


Рис. 2.19. Схема определения текущего радиуса кулачка



в деформированном состоянии. Конструкция кулачкового генератора приведена на рис. 2.18.

На кулачок 1 напрессован гибкий подшипник 2, колыца которого имеют меньшую толщину, чем у обычных подшипников таких же размеров. Текущий радиус  $\rho$  кулачка (рис. 2.19, а) определяют по формуле

$$\rho = 0,5d_{ii} + \omega_{ik}, \quad (2.4)$$

где  $d_{ii}$  — внутренний диаметр подшипника;  $\omega_{ik}$  — текущее приращение радиуса  $\rho$ .

Методика определения  $\omega_{ik}$  изложена в работах [8 и 10]. Вследствие деформации внутреннего кольца подшипника точка  $A$  переместится в точку  $A'$ , положение которой относительно вертикальной оси определяется углом  $\Phi$  и радиусом  $\rho$ . Угловое смещение точки  $A$  (рис. 2.19, б) соответствует углу  $\Delta\varphi$ .

Текущее приращение  $\omega_{ik}$  определяется как сумма приращений —  $\omega_{ik}$ , которое найдено при угле  $\Phi$ , и  $\Delta\omega_{ik}$ , полученного из-за смещения точек при деформации кольца на угол  $\Delta\varphi$ ; при значениях угла  $0 < \Phi \leqslant 45^\circ$  величина  $\Delta\omega_{ik}$  равна 1, если максимальное приращение радиуса  $\Delta\omega_{ik}$  соответствует  $\Phi = 0$ :

$$\Delta\omega_{ik} = (-0,02\omega_{0ik}) q/45^\circ, \quad (2.5)$$

а для  $45^\circ < \Phi \leqslant 90^\circ$

$$\Delta\omega_{ik} = (-0,02\omega_{0ik}) (90^\circ - \Phi)/45^\circ. \quad (2.6)$$

Величина максимального приращения радиуса равна сумме трех составляющих

$$\omega_{0ik} = \omega_0 + \Delta + \delta_y, \quad (2.7)$$

где  $\omega_0$  — радиальное перемещение гибкого колеса по большой оси генератора. Приближенно при двухволновом генераторе можно принять  $\omega_0 = (1,04 \div 1,1) m$ ;  $\Delta$  — средняя величина зазора между кулачком и гибким колесом;  $\delta_y$  — упругое сближение колец подшипника под нагрузкой.

Зазор  $\Delta$  в конструкции генератора (см. рис. 2.18) равен сумме трех величин: среднего радиального зазора в подшипнике; среднего радиального биения диаметра наружного кольца подшипника и среднего зазора посадки наружного кольца в гибком колесе.

Значение  $\delta_y$  определяется по методике, принятой для обычных подшипников;  $\delta_y = \delta_n + \delta_a$ , где  $\delta_n$  и  $\delta_a$  — сближение (мм) шарика вследствие его деформации с наружным и внутренним кольцами подшипника. Приращение  $\omega_{ik}$  для рекомендуемых значений угла  $\beta$  контактирования зубьев определяются по табл. 4.45.

Гибкий подшипник рекомендуется выполнять со следующими размерами (рис. 2.20, а): величина наружного диаметра  $D_{ii}$  должна быть равна внутреннему диаметру гибкого колеса; толщина колец  $a_1 \approx a_2 \approx (0,20 \div 0,23) D_{ii}$ ; диаметр шарика  $d_{sh} = (0,09 \div 0,10) D_{ii}$  (принимают ближайшее к расчетному значение диаметра стандартного шарика); глубина желоба колец  $\Gamma_1 \approx \Gamma_2 \approx (0,05 \div 0,06) d_{sh}$ ; радиус желоба (развал желоба) наружного кольца  $r_{жк} \approx (0,54 \div 0,55) d_{sh}$ ; внутреннего кольца  $r_{ик} \approx (0,515 \div 0,525) d_{sh}$ ; число шариков  $z_{sh} \approx 21 \div 23$ ; ширина под-

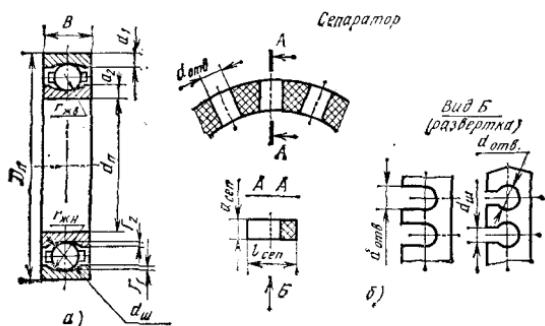


Рис. 2.20. Размеры гибкого подшипника

шипника  $B \approx (0,15 \div 0,17) D_{\text{ш}}$ ; радиусы скругления колец, предельные отклонения размеров, шероховатость поверхностей и материалы колец принимают по нормам для обычных подшипников аналогичных габаритов.

Сепаратор гибких подшипников выполняют корончатым (рис. 2.20, б) из материалов с малым модулем упругости (например, из текстолита марки ПТК или фенилона) со следующими размерами: диаметр отверстия  $d_{\text{отв}} \approx (1,03 \div 1,05) d_{\text{ш}}$ ; толщина сепаратора  $a_{\text{sep}} \approx (0,055 \div 0,06) D_{\text{ш}}$ ; ширина  $l_{\text{sep}} \approx (1,2 \div 1,3) d_{\text{ш}}$ . Основные параметры подшипников этого ряда приведены в табл. 2.1.

Распределение силового потока по зонам зацепления в волновых передачах зависит от способа соединения кулачка генератора волн с входным валом. На рис. 2.18 показано жесткое соединение, основным достоинством которого является простота конструкции. Чаще в волновых редукторах используют соединения, компенсирующие неравномерность распределения силового потока по зонам зацепления, что достигается самоустановкой кулачка под действием усилий в зацеплениях. Способ соединения кулачка с входным валом может быть выбран по рис. 2.21.

В конструкции (см. рис. 2.21, а) кулачок 1 через резиновую шайбу 2, толщиной 4 мм и шириной 20 мм, металлическую шайбу 3 соединяется с входным валом 4; кулачок 1 (см. рис. 2.21, б) через резиновую втулку толщиной 4 мм и длиной 25 мм соединен с быстроходным валом 3; в конструкции (см. рис. 2.21, в) соединение выполнено при помощи тонкостенной металлической диафрагмы 2, выполненной заодно с кулачком 1.

## 2.1. Основные размеры (мм) гибких подшипников и число шариков в них

Номер подшипника	$D_{\text{ш}}$	$d_{\text{ш}}$	$B$	$d_{\text{ш}}$	Число шариков
1	42	30	7	3,969	21
2	52	40	8	3,969	23
3	62	45	9	5,953	21
4	80	60	13	7,144	23
5	100	75	15	9,128	21
6	120	90	18	11,113	23
7	160	120	24	14,288	23
8	200	150	30	19,050	23
9	240	180	35	22,225	23
10	300	220	45	28,575	23
11	400	300	60	36,513	23
12	480	360	71	44,450	23

На рис. 2.22 приведены кривые 1, 2 и 3, по которым можно судить о радиальной податливости  $\delta$  соединений, изображенных соответственно на рис. 2.21, а, б, в. Наибольшую податливость имеет соединение, которое дано на рис. 2.21, а. Например, несоосность входного вала и жесткого колеса в редукторе типа МВз-160 (радиус водила 160 мм) может быть 0,4 мм. В соответствии с кривыми 1, 2 и 3 для компенсации такой несоосности необходимо, чтобы в конструкции, соответствующей рис. 2.21, а, действовало радиальное усилие  $Q = 300$  Н, а в конструкциях, соответствующих рис. 2.21, б, в, — свыше 1200 Н.

В волновом редукторе одна из зон зацепления будет перегружена по сравнению с другой на величину радиального усилия  $Q$ . Ориентировочные расчеты показывают, что из-за неравенства усилий в зонах зацепления в редукторах данного типа долго-

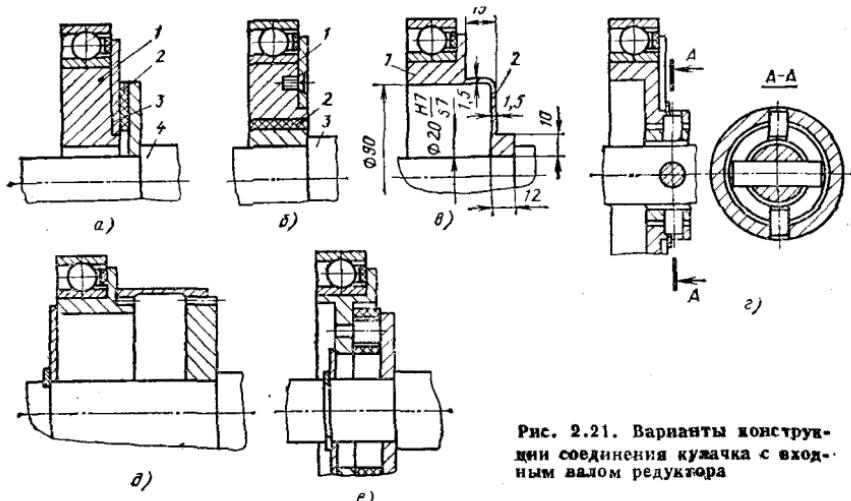


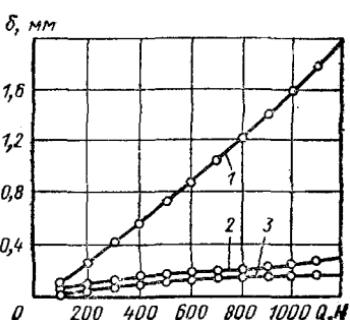
Рис. 2.21. Варианты конструкции соединения кулачка с входным валом редуктора

вечность гибких подшипников уменьшается в 2,2 раза по сравнению с конструкциями, допускающими свободную самоустановку кулачка. Таким образом, конструктивный метод выравнивания нагрузки в волновых редукторах не обеспечивает равномерного распределения силового потока по зонам зацепления. Поэтому используют соединения кулачка с входным валом при помощи муфты с двумя зубчатыми сочленениями (см. рис. 2.21, е), пальцевой муфты с резиновым диском (см. рис. 2.21, е) и шарнира (см. рис. 2.21, г). Соединение с двумя зубчатыми сочленениями надежно в эксплуатации, но сложно в изготовлении, так как необходимо нарезать четыре зубчатых венца. Соединение, показанное на рис. 2.21, д, проще в изготовлении, чем соединение, показанное на рис. 2.21, г. Но при длительной работе редуктора температура масла в картере повышается до 70–80 °C, резина теряет упругие свойства и кулачок не совершает движений, компенсирующих несоосность деталей. Наиболее технологичное и простое соединение показано на рис. 2.21, г. При испытании 80 образцов волновых редукторов с шарнирным соединением кулачка и входного вала не было ни одного случая поломки или нарушения работы по каким-то другим причинам. Соединение используется в волновых редукторах и мотор-редукторах общемашиностроительного применения.

Гибкое колесо является одним из основных элементов, определяющих работоспособность волновой передачи. Рис. 2.23 дает представление о конструкции гибкого колеса. Его венец соединяется с дном и выходным валом при помощи тонкостенного цилиндра. В исполнении I (см. рис. 2.23) колесо имеет гибкое дно и фланец, исполнение II выполнено с зубчатым сочленением, которое может быть наружным или внутренним. В исполнении III жесткость соединения цилиндра с валом увеличивается, и нагрузка на генератор по сравнению с исполнениями I и II возрастает. Зубчатое сочленение допускает подвижность соединяемых деталей, в результате чего напряжение в цилиндре уменьшаются.

Для упрощения технологии изготовления выполняют сварное соединение цилиндра с дном (стыковое соединение — вариант, приведенный

Рис. 2.22. График радиальной податливости соединения кулачка с входным валом редуктора



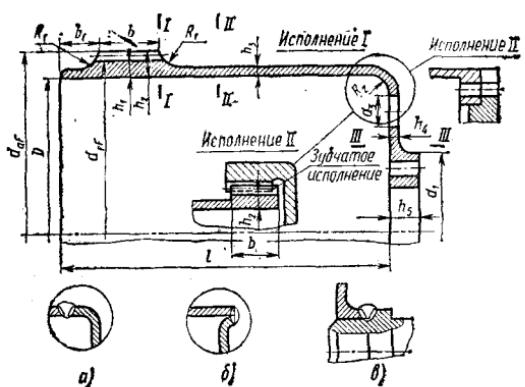


Рис. 2.23. Конструкция гибкого колеса волнового редуктора

на рис. 2.23, а, с отбортовой кромкой — на рис. 2.23, б и соединение дна с валом по размеру не более  $d_{1m}$  — на рис. 2.23, в). С целью уменьшения концентрации напряжений на крае зубчатого венца в конструкции гибкого колеса выполняют поясок шириной  $b_1$ .

Для увеличения податливости дна колеса и для циркуляции смазочного материала сверлят отверстия  $d_3$ . Другие размеры (см. рис. 2.23) гибкого

колеса находят из соотношений:  $h_1 = (0,005 \div 0,015) d_F$ ;  $D \approx d_{Ff} - 2h_1$ ;  $d_1 \leq (0,5 \div 0,6) D$ ,  $l \geq (0,8 \div 1,0) d_F$ ;  $b_1 \approx (0,15 \div 0,25) b$ ;  $R_1 \approx \approx (10 + 20) m$ ;  $R_2 \approx (2 \div 3) h_3$ ;  $d_F$ ;  $d_{Ff}$  — диаметр делительной окружности и окружности впадин. Толщины  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  и  $h_4$  определяют расчетами гибкого колеса на прочность.

Жесткое колесо устанавливается неподвижно в корпусе. Соединение жесткого колеса с корпусом осуществляется по переходной посадке  $H7/j_8$  с дополнительной фиксацией радиальными штифтами (рис. 2.24, а), винтами (рис. 2.24, б), а также болтами (рис. 2.24, в). При фиксации штифтами и винтами необходима совместная обработка жесткого колеса и корпуса. Это нетехнологично при серийном производстве, так как нарушается взаимозаменяемость деталей.

Японские и американские фирмы выпускают волновые редукторы, в которых жесткое колесо соединяется с корпусом болтами (рис. 2.24, в). Такое соединение требует дополнительной фиксации деталей штифтами. Жесткое колесо имеет нетехнологичную конструкцию, так как две соосные цилиндрические посадочные поверхности невозможно обработать с одной установки. Наиболее простым и технологичным является соединение жесткого колеса с корпусом при помощи посадки с натягом —  $H7/s7$  (рис. 2.24, г). Такое соединение выдерживает трех- и четырехкратные кратковременные перегрузки (по сравнению с нагрузками, предусмотреными ГОСТ 23108—78). Ширину зубчатого венца жесткого колеса принимают на 2—4 мм больше, чем у гибкого. Это приводит к снижению точности взаимного осевого расположения деталей. Толщину обода жесткого колеса выбирают таким образом, чтобы под воздействием усилий в зацеплениях его радиальная деформация  $w_{ob} \leq (0,02 \div 0,05) w_0$ , иначе существенно нарушаются условия зацепления зубьев.

В конструкции, приведенной на рис. 2.24, г, податливость обода невелика. Она и применяется в серийно выпускаемых волновых редукторах общемашиностроительного применения. Конструкция волнового мотор-редуктора общемашиностроительного применения дана на рис. 2.25.

Корпус 1 редуктора изготовлен из чугуна СЧ 18. Жесткое колесо 2 установлено в корпусе по посадке с натягом —  $H7/s7$ . Гибкое сварное колесо 3 соединяется с выходным валом с помощью шлицев, что дает возможность в дальнейшем осуществить ремонт деталей, а также упрощает технологию сборки (по сравнению

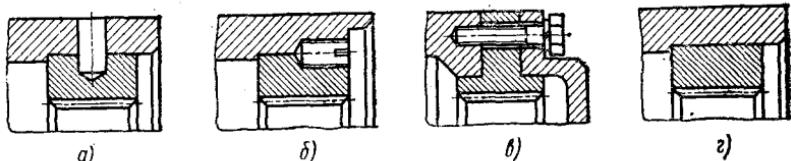


Рис. 2.24. Соединение жесткого колеса с корпусом

Рис. 2.25. Конструкция волнового мотор-редуктора

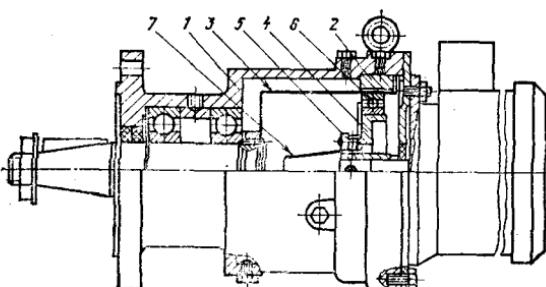
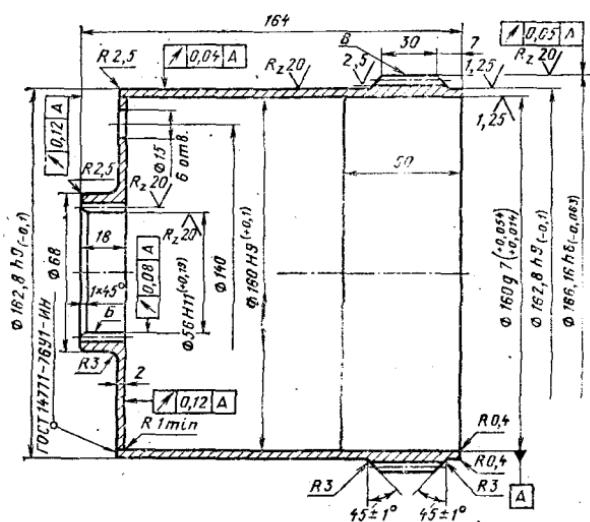


Рис. 2.26. Рабочий чертеж гибкого колеса



с неразъемным соединением гибкого колеса с валом). Рабочий чертеж гибкого колеса мотор-редуктора МВз-160 приведен на рис. 2.26. Кулачковый генератор волн 4 (см. рис. 2.25) соединяется с валом электродвигателя шарнирной муфтой 5. Гибкий подшипник 6 изготавливаются по специальному заказу. Тихоходный и быстроходный валы уплотняются манжетами. При работе в горизонтальном положении смазывание волнового зацепления и гибкого подшипника осуществляется окунанием, а смазывание опорных подшипников — разбрзгиванием. Залив, слия и контроль уровня масла проводится с помощью пробок. При работе мотор-редуктора в вертикальном положении (валом вниз) для подачи смазки служит конус 7. Девяностопроцентный ресурс подшипников качения составляет 10 тыс. ч при нагрузках, соответствующих значениям параметрического ряда, и частоте вращения генератора волн — 1450 об/мин.

## 2.4. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА РЕДУКТОРОВ

Смазывание узлов редукторов общего применения уменьшает износ его деталей, обеспечивает отвод тепла и продуктов износа от трещущихся поверхностей, а также защищает от коррозии. От правильного выбора смазочных материалов, методов смазывания и способов уплотнения зависит работоспособность и долговечность передач. В качестве смазочных материалов для редукторов и мотор-редукторов общемашиностроительного применения используют жидкие нефтяные и синтетиче-

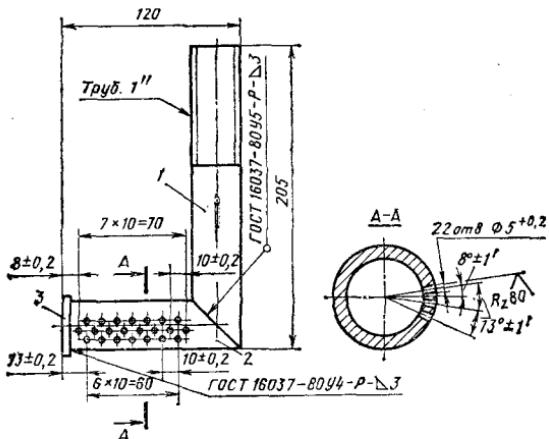


Рис. 2.27. Сопло

ские смазочные масла, основные физико-химические характеристики которых приведены в табл. 2.2.

В редукторах общемашиностроительного применения смазывание осуществляется непрерывной подачей масла без избыточного давления, т. е. окунанием зубьев зубчатого колеса в масло, залитое в корпус редуктора. Картинное смазывание возможно при окружных скоростях зубчатых передач 10—15 м/с, червячных передач — до 10 м/с. Глубина погружения цилиндрических зубчатых колес принимается

равной (0,5÷5)  $m$ . Колеса конических передач погружаются в смазочный материал на всю длину зуба.

При смазывании окунанием червячных передач устанавливается следующий минимальный уровень масла в картере:

при горизонтальном червяке, расположенном под колесом, масло заливают до оси червяка;

при горизонтальном червяке, расположенному над колесом, для редукторов с межосевым расстоянием  $a_w \leqslant 80$  мм, масло заливается до  $\frac{1}{2}$  диаметра колеса, для редукторов с  $a_w > 80$  мм — до оси червяка.

При картинном смазывании подшипники качения смазываются за счет разбрызгивания масла и образования масляного тумана. Объем масляной ванны принимается таким, чтобы обеспечить отвод выделяющегося в зацеплении тепла к стенкам корпуса. На 1 кВт передаваемой редуктором мощности должно приходить 0,3—0,7 л масла. При окружных скоростях, превышающих 15 м/с, применяется струйное смазывание под давлением через сопла (рис. 2.27). Смазочная система состоит из насосов, отстойников, фильтров, охладителей, трубопроводов, сопел и т. д. Уровень масла в масляной ванне контролируется с помощью маслоуказателей (рис. 2.28 и 2.29) или пробки. Размеры  $L$ ,  $l$ ,  $l_1$  и  $l_2$  маслоуказателей выбира-

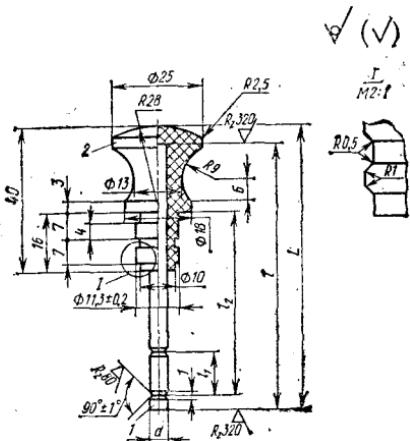
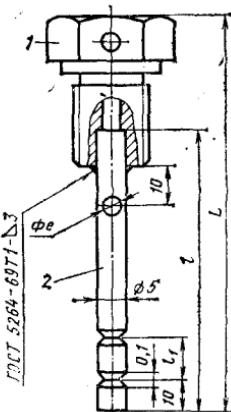


Рис. 2.28. Маслоуказатель

Рис. 2.29. Маслоуказатель:  
1 — головка; 2 — стержень

## 2.2. Физико-химические свойства масел

Марка масла	Вязкость, мм <sup>2</sup> /с, при температуре, °С		Кислотное число, мг KOH/г, не более 100	Зольность, %, не более	Температура, °С		Противоизносные свойства, средний диаметр пятна износа, мм, не более	Стабильность при хранении	Номер ГОСТа, т.у.
	50	100			всплыки в открытом тигле, не ниже	застывания, не выше			
ИРП-40	35—47		2,0	0,40	190	—10	1,0	Осадки отсутствуют	ТУ 38-101451-78
ИРП-75	72—80		2,0	—	200	—10	0,9	—	ТУ 38-101451-78
ИРП-150	140—160		2,0	0,40	210	—10	0,9	Осадки отсутствуют	ТУ 38-101451-78
ИТП-200	216—240		0,5	—	200	—10	0,7		ТУ 38-101292-79
ИТП-300	304—357		1,2	—	200	—7	0,7		ТУ 38-101292-79
И-40А	35—45		0,05	0,005	200	—15			ГОСТ 20799-75
И-50А	47—55		0,05	0,005	200	—20		—	ГОСТ 20799-75
ТАП-15В	14—16		14—16	180	—20				ГОСТ 23652-79
ТС-10-ОТП	Не менее 10		128	—40					ГОСТ 23652-79
ИГП-114	110—118		0,6—1,0	0,2	225	—15	0,39		ТУ 38-101413-78
ИГП-152	147—158		0,6—1,0	0,2	230	—15	0,42	Осадки отсутствуют	ТУ 38-101413-78
ИГП-182	175—190		Не более	0,2	240	—8			ТУ 38-101413-78
МС-20	20		1,0	0,03	270	—18			ГОСТ 21743-76
Цилиндровое 52	60	50—70	0,03	0,003	310	—5			ГОСТ 6411-76
АС3п-6		8±0,5	0,010	1,3	165	—42			ТУ 38-10111-75
АС3п-10		10±0,5	0,05	170	—36				ТУ 38-101267-72

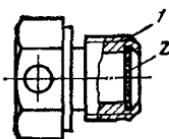


Рис. 2.30. Отдушина:  
1 — пробка; 2 — экран

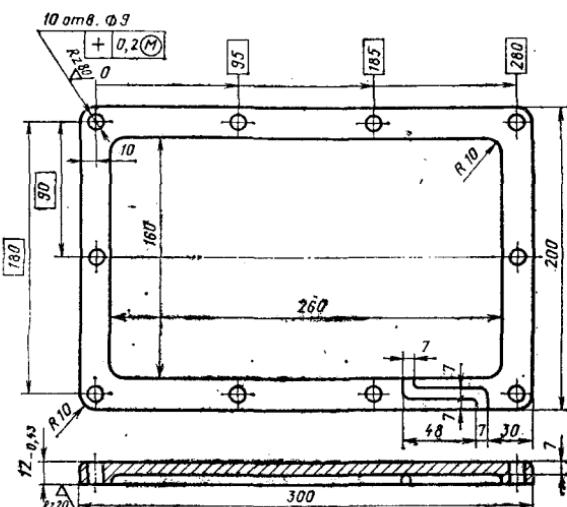


Рис. 2.31. Крышка смотрового окна

рают в зависимости от типоразмера редуктора. Верхний уровень масла в картере должен доходить до отверстия, предназначенного под пробку. В корпусе редуктора масло заливают через смотровые люки, расположенные в верхней части корпуса, или через отверстия, закрываемые пробками-отдушниками (рис. 2.30). Сливные отверстия закрывают пробками с цилиндрической резьбой, а под пробки ставят картонные уплотняющие прокладки.

При работе редуктора без отдушил воздух внутри корпуса нагревается, что приводит к повышению давления и выдавливанию масла через уплотнения валов. Поэтому предусматривают вентиляцию корпуса в мотор-редукторах через пробки с отверстиями, в цилиндрических, конических и конечно-цилиндрических редукторах — через лабиринт в крышке смотрового окна (рис. 2.31). Максимальная температура масла в редукторах не должна превышать 95 °С.

## 2.5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ МАСЕЛ

Рекомендации по применению масел распространяются на редукторы и мотор-редукторы цилиндрические, конические, волновые, планетарные, червячные при смазывании окунанием, струйным смазыванием и должны соответствовать уровню нагруженности и условиям эксплуатации, определяемым ГОСТ 16162—78, а также действующими техническими условиями на редукторы и мотор-редукторы. Рекомендации ориентируют на преимущественное применение новых легированных индустриальных масел, в которых за счет использования высококачественной (в том числе и высокономерной) масляной основы и рациональных композиций присадок улучшены противоизносные, противозадирные, антиокислительные, антикоррозионные и другие свойства. Основные физико-химические свойства масел приведены в табл. 2.2.

При струйном смазывании редукторов возможно применение масла вязкостью на одну ступень меньше (при градации по окружным скоростям). При нагрузках меньше паспортных на 10—25 % допускается применение некоторых нелегированных масел, указанных в табл. 2.3. Последние при прочих равных условиях применения берутся большей вязкости. В редукторах и мотор-редукторах, работающих в отрицательных температурах, используют наряду с индустриальными некоторые трансмиссионные и автомобильные масла, содержащие присадки-депрессоры, понижающие температуру застывания. Рекомендации, приведенные в табл. 2.3, позволяют определить по окружной скорости (скорости скольжения) марку масла

предпочтительной вязкости с учетом допустимого диапазона внешних температур и нагруженности передачи. Вязкость масел для двух- и трехступенчатых редукторов выбирают с учетом средней окружной скорости всех ступеней, а для двухступенчатых червячных редукторов — по скорости скольжения первой ступени.

Наиболее полно разработаны рекомендации по применению масел в редукторах с червячными цилиндрическими передачами, в которых колеса выполнены из высококооловянных бронз, например БрО10Ф1, а червяки — из сталей, прошедших термическую обработку (твердость витков не ниже  $HRC 50$ ), с шлифованием и полированием боковых поверхностей (значение параметра шероховатости  $Ra \leq 0,63 \text{ мкм}$ ). Рекомендации могут быть также использованы при назначении марки масла для специальных червячных редукторов при тех же материалах червячных пар.

Предусматривается применение в червячных редукторах и мотор-редукторах взамен нелегированных нефтяных масел: цилиндрового 24, цилиндрового 52, МС-20, новых товарных индустриальных масел, легированных комплексом присадок, которые повышают нагрузочную способность, КПД, надежность и долговечность. Рекомендуется также использовать легированные индустриальные масла серии ИГП, обладающие хорошими вязкостно-температурными свойствами (индекс вязкости более 90), высокими противоизносными антиокислительными свойствами и не содержащие высокоактивных по отношению к бронзе противозадирных присадок.

Марки масел выбираются в зависимости от технических характеристик редукторов и мотор-редукторов и условий их применения. Так, исходными данными для выбора марки масла являются: скорость скольжения в червячном зацеплении, режим работы, температура окружающей среды, условия теплоотвода и расположение червячной пары в пространстве. При эксплуатации в условиях отрицательных температур (до  $-40^\circ\text{C}$ ) рекомендуется применять масла марок ИГПд или АС3п, содержащих присадки — депрессаторы. При неполных нагрузках (менее 85 % от номинальных) допускается использование нелегированных масел.

КПД червячных редукторов, нагрузочная способность которых не лимитируется допустимым нагревом масла, повышается за счет применения масла, вязкость

### 2.3. Вязкость легированных и нелегированных масел, используемых в червячных редукторах

Группа смазочного материала	Масла, легированные присадками		Нелегированные масла	
	Марка	Вязкость при $100^\circ\text{C}$ , $\text{м}^2/\text{с}$	Марка	Вязкость при $100^\circ\text{C}$ , $\text{м}^2/\text{с}$
I	АС3п-6 ТУ 38-10111-75	$6 \cdot 10^{-6}$	—	—
	АС3п-10 ТУ 38-101267-72	$10 \cdot 10^{-6}$	—	—
II	ИГП-114 ТУ 38-101413-78	$15 \cdot 10^{-6}$	МС-20 ГОСТ 21743-76	$20 \cdot 10^{-6}$
III	ИГП-152 ТУ 38-101413-78	$20 \cdot 10^{-6}$	МС-20 ГОСТ 21743-76, цилиндровое 52 ГОСТ 6411-76	$20 \cdot 10^{-6}$ $52 \cdot 10^{-6}$
IV	ИГП-182 ТУ 38-101413-78	$24 \cdot 10^{-6}$	Цилиндровое 52 ГОСТ 6411-76	$52 \cdot 10^{-6}$

## 2.4. Группы смазочных материалов, применяемых в червячных редукторах

Скорость скольжения, м/с	Режим работы	Температура окружающей среды, °С		
		-40 ... 0	-5 ... +25	+20 ... +50
Менее 1	Непрерывный	I, II	IV, V	V
	Повторно-кратковременный	I	III, IV	IV
0,8—2,5	Непрерывный	I, II	IV	IV, V
	Повторно-кратковременный	I	III	III, IV
2,0—4,0	Непрерывный	I, II	III, IV	IV
	Повторно-кратковременный	I	II, III	III
3,5—6,0	Непрерывный	I, II	II, III	III, IV
	Повторно-кратковременный	I	II	II, III

которого на одну группу меньше, чем рекомендуется в табл. 2.3. В редукторах с межкосевым расстоянием  $a_w \leqslant 80$  мм при эксплуатации в положении «червяк над колесом» рекомендуется применять масло вязкостью на одну группу больше, чем указано в табл. 2.3—2.5; для редукторов с  $a_w > 80$  мм — в соответствии с табл. 2.4 и 2.5.

Для двухступенчатых червячных редукторов с общей масляной ванной марка масла определяется по условиям работы первой ступени. Рекомендации по применению масел в серийно выпускаемых редукторах типов «Ч» и «РЧУ» (положение — «червяк под колесом», частота вращения червяка 1500 об/мин) с учетом фактических условий теплоотвода и конструктивных особенностей редукторов приведены в табл. 2.4 и 2.5. При использовании легированных масел ИГП, имеющих высокую термоокислительную стабильность, допускается нагрев масла в корпусе редуктора до 110 °С. Перепад температур масла в корпусе редуктора и окружающего воздуха не должен превышать 75 °С.

Первую замену залившего в редуктор масла необходимо проводить через 120—150 ч работы, в дальнейшем масла марки ИГП меняются через каждые 2000 ч, нелегированные масла — через каждые 500 ч. Рекомендации по применению масел в редукторах общемашиностроительного применения приведены в табл. 2.6.

## 2.5. Марки масел, применяемые в червячных редукторах типов «Ч» и «РЧУ»

Типоразмер редуктора	Режим работы	Температура окружающей среды, °С		
		-40 ... 0	-5 ... +25	+20 ... +50
Ч-40 (РЧУ-40А)	Непрерывный	АСЭп-6 АСЭп-10	ИГП-114 ИГП-152	ИГП-152
	Повторно-кратковременный	ИГПд-72	ИГП-114	ИГП-114
Ч-63 (РЧУ-63А)	Непрерывный	АСЭп-6 АСЭп-10 ИГПд-72	ИГП-152	ИГП-182
	Повторно-кратковременный		ИГП-114	ИГП-152
Ч-80 (РЧУ-80А)	Непрерывный	АСЭп-6 АСЭп-10 ИГПд-72	ИГП-182	ИГП-182 ИГП-250
	Повторно-кратковременный		ИГП-152	ИГП-182
Ч-100	Непрерывный	АСЭп-6 АСЭп-10 ИГПд-72	ИГП-152 ИГП-182	ИГП-182
	Повторно-кратковременный		ИГП-152	ИГП-152
Ч-125	Непрерывный	АСЭп-6 АСЭп-10 ИГПд-72	ИГП-152	ИГП-182
	Повторно-кратковременный		ИГП-114	ИГП-152
Ч-160	Непрерывный	АСЭп-6 АСЭп-10 ИГПд-72	ИГП-114	ИГП-152
	Повторно-кратковременный		ИГП-114	ИГП-114

## 2.6. Рекомендации по применению масел в редукторах общемашиностроительного

Марка масла	Номинальная кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с, при температуре, °С		ГОСТ, ТУ	Температура окружающей среды, °С
	50	100		
Зубчатые				
ИРП-40	35—45	8—10	ТУ 38-101451-78	-10 ... +50
ИРП-75	72—80	11—13	ТУ 38-101451-78	-10 ... +50
ИРП-150	140—160	18—20	ТУ 38-101451-78	-10 ... +50
ИТП-200	220—240	—	ТУ 38-101292-79	-10 ... +50
ИТП-300	304—357	35—45	ТУ 38-101292-79	-7 ... +50
И-40А	40	—	ГОСТ 20799-75	-15 ... +45
И-50А	50	7	ГОСТ 20799-75	-20 ... +45
Для промышленного оборудования, зимнее	80	10	ТУ 38-101529-75	-20 ... +40
Для промышленного оборудования, летнее ТАП-15В	120	15	ТУ 38-101529-75	+50 ... -5
	120	15	ГОСТ 23652-79	+50 ... -20
ТС-10-ОТП	—	10	ГОСТ 23652-79	+25 ... -40
Червячные				
ИГП-114	110—120	15	ТУ 38-101413-78	+50 ... -15
ИГП-152	147—158	20	ТУ 38-101413-78	+50 ... -15
ИГП-182	175—190	23—28	ТУ 38-101413-78	+50 ... -8
МС-20	157	20	ГОСТ 21743-76	+50 ... -18
Цилиндровое 52	60	50—70	ГОСТ 6411-76	+50 ... -5
АСЗп-6	—	6	ТУ 38-101111-75	+25 ... -42
АСЗп-10	—	10	ТУ 38-101267-72	+25 ... -36

## применения

Условия применения		Примечание
Контактное напряжение:	Окружная скорость или скорость скольжения, м/с	
1 — до 800 МПа;		
2 — до 1600 МПа		
До 1		
	0,5—2,5	
	2,0—4,0	
	3,5—6,0	
	5,0—10,0	
	8,0—15,0	
	12,5—25	

передачи

передачи

I		+	+	+	+			Основные
I	+	+	+	+	+			
I	+	+	+	+	+			
I	+	+	+	+	+			
I	+	+	+	+	+			Рекомендуемые для замены

### 3. СЕРИЙНО ИЗГОТОВЛЯЕМЫЕ МОТОР-РЕДУКТОРЫ И РЕДУКТОРЫ ОБЩЕМАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

#### 3.1. МОТОР-РЕДУКТОРЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Мотор-редукторы предназначены для режима работы *S1* по ГОСТ 183—74 от сети переменного тока с частотой 50 Гц и номинальными напряжениями по ГОСТ 21128—75 в следующих условиях:

при постоянной и переменной по величине (в пределах допустимого момента) и направлению нагрузке;

при вращении выходного вала в любую сторону;

основные климатические исполнения — У (категория 3), Т (категория 2) по СТ СЭВ 458—77 при высоте над уровнем моря до 1000 м (мотор-редукторы могут работать на высоте, большей, чем 1000 м над уровнем моря, при соблюдении требований ГОСТ 183—74);

окружающая среда неагрессивная, невзрывоопасная, с содержанием непроводящей пыли до 10 мг/м<sup>3</sup>;

положение в пространстве горизонтальное, опорной плоскостью вниз (допускается установка мотор-редуктора под углом до 10° к горизонту с наклоном в сторону выходного конца вала).

Девяностопроцентный ресурс деталей и узлов мотор-редуктора (за исключением подшипников и электродвигателя) составляет для волновых мотор-редукторов 20 000 ч; для мотор-редукторов других типов — 36 000 ч; подшипников для мотор-редукторов всех типов и электродвигателя — 10 000 ч. Наработка активных частей обмотки статора электродвигателя — не менее 20 000 ч. Номинальную радиальную нагрузку следует считать приложенной в середине посадочной части выходного конца вала.

#### Мотор-редукторы цилиндрические двухступенчатые соосных типа МЦ2С

Мотор-редуктор представляет собой агрегат, в котором конструктивно объединены цилиндрический двухступенчатый соосный редуктор и электродвигатель. Ряд мотор-редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 125—1000 Н·м при частоте вращения 28—180 об/мин. Для комплектации мотор-редукторов применяются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А...Р3 по ГОСТ 19340—75.

По согласованию с заводом-изготовителем мотор-редукторы могут быть изготовлены:

в климатическом исполнении У (категория 1) по СТ СЭВ 458—77;

для сельского хозяйства с электродвигателями серии 4А...Р3 СУ1 (условия окружающей среды: химически активные примеси и запыленность по ГОСТ 19348—74);

для работы от сети переменного тока с частотой 60 Гц;

в морском исполнении с электродвигателями серии А4...Р3 РОМ5 (с изменением параметров и размеров).

Применение специальных электродвигателей серии 4А...Р3 повышенной точности позволило монтировать ведущую шестерню непосредственно на валу двигателя (рис. 3.1). Редуктор выполнен по соосной схеме с расположением осей валов в вертикальной плоскости. Корпус редуктора 1 и щит 4 крепятся в вертикальной плоскости двумя цилиндрическими штифтами и болтами. Расположение одной опоры вала в корпусе, а второй в щите позволило создать технологичную конструкцию, сократить осевой габарит редуктора и значительно уменьшить его массу.

В задней стенке щита выполнены расточка и резьбовые отверстия для фланцевого соединения с электродвигателем 6. Насаженная на вал двигателя ведущая ше-

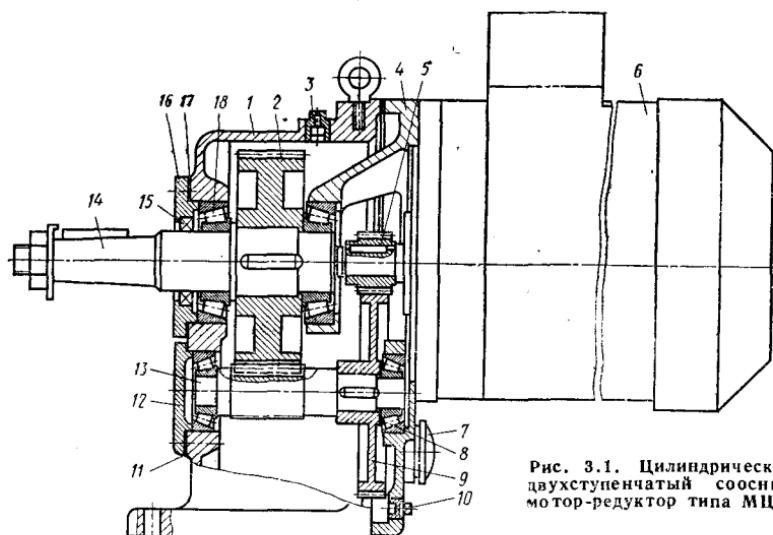


Рис. 3.1. Цилиндрический двухступенчатый соосный мотор-редуктор типа МZh2С

### 3.1. Цилиндрические соосные мотор-редукторы

Типоразмер мм	Межосевое расстояние, мм	Частота вращения выходного вала, об/мин		Допустимая крутящий момент на выходном валу, Н·м	КПД редуктора	Масса мотор-редукто- ра, кг	Электродвигатель				
		номиналь- ная	фактическая				Тип	Мощность, кВт	Частота вра- щения, об/мин	КПД	
МZh2С-63	63+63	35,5	38	136	2800	35	4A71B6P3	0,55	920	0,675	
		45	47	109		37	4A80A6P3	0,75		0,69	
		56	58	121		35	4A71B4P3	1370	0,72	1370	0,72
		71	69	102		37	4A80A4P3				0,75
		90	88	117		40	4A80B4P3	1,5	2850	0,77	
		112	105	133			4A80B2P3	2,2		0,83	
		140	141	100		55	4A90LA8P3	0,75	700	0,68	
МZh2С-80	80 + 80	180	178	115	0,96	50	4A80B6P3	1,1	920	0,74	
		28	28,5	248		50	4A80B4P3	1,5	1400	0,77	
		35,5	37	271							
		45	47	219							
		56	57	246							

Продолжение табл. 3.1

Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Частота вращения выходного вала, об/мин		Допустимый крутящий момент на выходном валу, Н·м	Допустимая радиальная нагрузка на выходном валу, Н	КПД редуктора	Электродвигатель				
		номинальная	фактическая				Тип	Масса мотор-редукто-ра, кг	Мощность, кВт	Частота вра-щания, об/мин	
МЦ2С-80	80+80	71	72	282	4000	0,96	4A90L4P3	55	2,2	1420	0,8
		90	87	234			4A100S4P3	63	3,0		0,82
		112	111	250			4A100L4P3	70	4,0		0,84
		140	139	267			4A100L8P3	87	1,5	700	0,74
	100+100	180	179	206		5600	4A100L6P3	80	2,2	950	0,81
		28	28	500			4A100S4P3	87	3,0	0,82	
		35,5	38	541			4A100L4P3	87	4,0	1420	0,84
		45	46,5	442			4A112M4P3	105	5,5	1450	0,855
	125+125	56	57	490		8000	4A112M2P3	105	7,5	2900	0,875
		71	70	526			4A112MB8P3	140	3,0	700	0,79
		90	92	407			4A112MB6P3	140	4,0	950	0,82
		112	118	444			4A112M4P3	160	7,5	1450	0,875
		140	143	490			4A132S4P3	175	11,0	1450	0,875
		28	27	1010			4A132M4P3	215	15,0	1460	0,885
		35,5	37	1020			4A160S4P3	235	18,5	1460	0,895
		45	46	814			4A160M4P3				
		56	56	926							
		71	70	1010							
		90	92	1130							
		112	117	890							
		140	148	950							
		180	185	956							

стерья 5 находится в зацеплении с зубчатым колесом 9, напрессованным на вал шестерни 13, являющуюся промежуточным валом редуктора. Вал-шестерня вращается на двух конических роликовых подшипниках 8 и находится в зацеплении с зубчатым колесом 2, напрессованным на выходной вал 14, вращающийся на двух

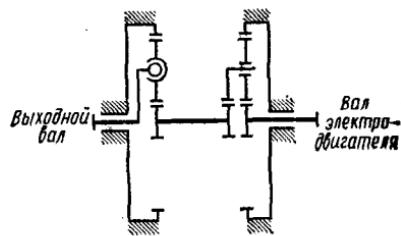
Рис. 3.2. Кинематическая схема планетарного двухступенчатого мотор-редуктора

конических роликовых подшипниках 18. Зубчатое зацепление эвольвентное косозубое. Подшипники регулируют стальными прокладками 17 и 11, установленными под крышки 16 и 12. Неподвижные соединения уплотняют прокладками, а выходной вал — манжетой 15.

В верхней части корпуса находится отверстие для залива масла и установки отдушины 3. В нижней части щита расположено отверстие для слива масла, закрытое пробкой 10. Уровень масла контролируется по маслоуказателю 7, изготовленному из прозрачного материала.

Смазывание осуществляется из общей масляной ванны: деталей зацепления быстродходной ступени — окунанием, деталей зацепления тихоходной ступени и подшипников — разбрзгиванием (в том числе и переднего подшипника электродвигателя).

Основные параметры мотор-редукторов приведены в табл. 3.1.



## Мотор-редукторы планетарные зубчатые двухступенчатые типа МПз2

Планетарный мотор-редуктор представляет собой агрегат, в котором конструктивно объединены планетарный зубчатый редуктор, выполненный на базе планетарных механизмов  $A_{\text{шв}}^b$ , и электродвигатель (рис. 3.2). Ряд мотор-редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 125—1000 Н·м при частоте вращения 18—90 об/мин. Для комплектации основного исполнения мотор-редуктора применяются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А ... Р3 по ГОСТ 21404—75 или серии 4А по ГОСТ 19523—81. По согласованию с заводом-изготовителем мотор-редукторы могут быть изготовлены:

в климатическом исполнении У (категория размещения 1) по СТ СЭВ 458—77;

для сельского хозяйства с электродвигателями серии 4А ... Р3 СУ1 (условия окружающей среды: химически активные примеси и запыленность по ГОСТ 19348—74);

в морском исполнении с электродвигателями серии 4А...Р3 РОМ5;

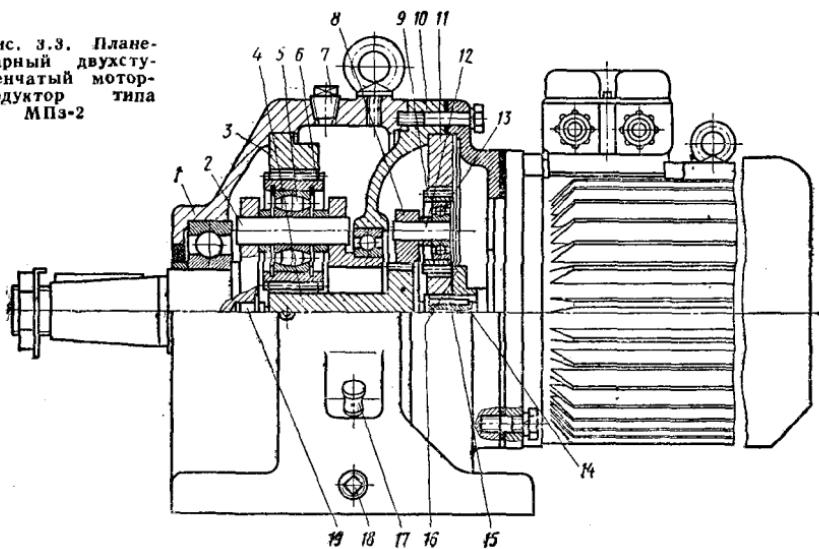
с электродвигателями с двумя концами вала;

для работы от сети переменного тока с частотой 60 Гц.

Центральное колесо 15 (рис. 3.3) насажено на вал 14 электродвигателя. Первая и вторая ступени планетарного редуктора имеют по три сателлита 9 и 6. Каждый сателлит первой ступени 9 установлен на одном шариковом подшипнике 13. Оси 12 сателлитов консольно запрессованы в водило 8 на длину, равную 1,2 диаметра оси. Сателлиты второй ступени установлены на двухопорные оси 2 с помощью самоуставливающихся подшипников 5, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. Зубчатые передачи прямозубые, с эвольвентным зацеплением; исходный контур — по ГОСТ 13755—81.

Водило 8 первой ступени и колесо 4 второй ступени выполнены «плавающими», что обеспечивает достаточно равномерное распределение нагрузки среди сателлитов. Колеса 3 и 11 запрессованы в корпус 1 и щит 10 и закреплены штифтами. Переходное «плавающее» звено в осевом направлении ограничено упорами 16 и 19. Водило второй ступени, служащее выходным валом, вращается на двух шариковых подшипниках. В верхней части корпуса находится отверстие для залива масла, закрытое пробкой с отдушиной 7. В нижней части корпуса расположено отверстие, закрытое пробкой 18 для слива масла. Неподвижные соединения уплотняются про-

Рис. 3.3. Планетарный двухступенчатый мотор-редуктор типа МПз-2



кладками, а подвижные соединения — манжетами по ГОСТ 8752—79, исполнения 2, из резины 4-й группы. Уровень масла контролируется по маслоуказателю 17. Смазывание проводится из общей масляной ванны: деталей зацепления — окунанием, подшипников — разбрзгиванием (в том числе подшипника электродвигателя). Основные параметры мотор-редукторов приведены в табл. 3.2.

### 3.2. Планетарные мотор-редукторы

Типоразмер	Радиусы расположения осей сателлитов первой в второй ступени, мм		Частота вращения выходного вала, об/мин	Допустимый крутящий момент на выходном валу, Н·м	Допустимая радиальная нагрузка на выходном валу, Н	КПД редуктора	Масса мотор-редуктора, кг	Электродвигатель			
	номинальная	фактическая						Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	КПД
МПз-2-31,5 32,35	18,0 22,4	17,2 21,6	125	106	2800	0,95	30,5	4AX71B8P3	0,25	690	0,56
	28,0	28,7	120					4AX71A6P3	0,37	920	0,625
	35,5 45,0	34,2 42,8	125					4AX71A4P3	0,55	1370	0,705
	71,0 90,0	70,2 87,8	125				31,0	4AX71B2P3	1,1	2810	0,775
			115								

Продолжение табл. 3.2

Типоразмер	Радиус расположения осей сателитов первой и второй ступени, мм	Частота вращения выходного вала, об/мин		Допустимый крутящий момент на выходном валу, Н·м	Допустимая радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Электродвигатель				
		номинальная	фактическая			КПД редуктора	Масса мотор-редуктора, кг	Тип	Мощность, кВт	
МП32-40	40	18,0	17,6	250	4000	47,5	4AX80B8P3	0,55	700	0,64
		22,4	23,1	220		43,5	4AX71B6P3		920	0,665
		28,0	29,0	240		45,5	4AX80A6P3	0,75	1400	0,69
		35,5	35,3	250		45,5	4AX80A4P3	1,1	1400	0,75
		45,0	44,1	230		48,5	4AX80B4P3	1,5	1400	0,77
		56,0	54,7	250		48,5	4AX80B2P3	2,2	2850	0,83
		71,0	71,8	250		75,0	4AX90LB8P3	1,1	700	0,70
МП32-50	50	90,0	89,6	227	5600	73,0	4AX90L6P3	1,5	940	0,75
		18,0	17,7	500		72,5	4AX90L4P3	2,2	1420	0,80
		22,4	23,8	500		85,0	4A100S4P3	3,0		0,82
		28,0	29,5	470		85,0	4A100S2P3	4,0		0,865
		35,5	35,9	500		93,0	4A100L2P3	5,5	2880	0,875
		45,0	44,5	460						
		56,0	56,5	490						
МП32-63	63	71,0	73,0	500	8000	132,5	4A112MA8P3	2,2	700	0,765
		90,0	92,6	500		133,0	4A112MA6P3	3,0	950	0,81
		18,0	17,9	1000		137,5	4A112MB6P3	4,0		0,82
		22,4	22,5	910		139,0	4A112M4P3	5,5	1450	0,855
		28,0	30,5	910		140,0	4A112M2P3	7,5		0,875
		35,5	37,7	980						
		45,0	46,6	1000						
		56,0	57,5	880						
		71,0	74,0	940						

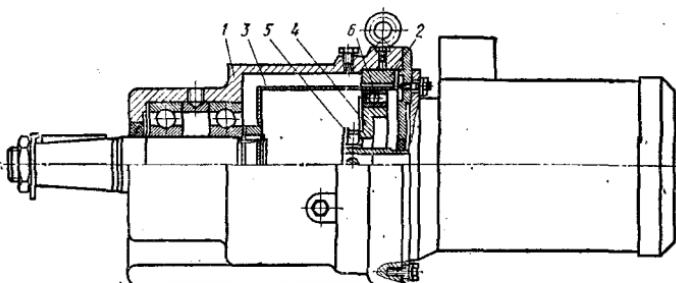


Рис. 3.4. Волновой мотор-редуктор типа МВз

### Мотор-редукторы волновые горизонтальные типа МВз

**Мотор-редуктор** представляет собой агрегат, в котором объединены волновой редуктор и электродвигатель. Ряд мотор-редукторов обеспечивает крутящие моменты на выходном валу 90—1000 Н·м при частоте вращения 5,6—18 об/мин. Для комплектации основного исполнения мотор-редукторов применяются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А по ГОСТ 19523—81). По согласованию с заводом-изготовителем мотор-редукторы могут быть изготовлены:

в климатическом исполнении У (категория размещения I) по СТ СЭВ 458—77; для сельского хозяйства с электродвигателями серии 4А...СVI (условия окружающей среды: химически активные примеси и запыленность по ГОСТ 19348—74);

для работы во взрывоопасных средах с трехфазными асинхронными короткозамкнутыми, взрывозащищенными двигателями по ГОСТ 19483—74;

для работы от сети переменного тока с частотой 60 Гц.

Устройство мотор-редуктора показано на рис. 3.4. Корпус 1 цельный без отъемных лап и внутренних карманов, что упрощает технологию его отливки и очистки. Жесткое колесо 2 установлено в корпусе по прессовой посадке. Гибкое колесо 3 соединяется с выходным валом шлицами. Кулачковый генератор 4 с гибким под-

### 3.3. Волновые мотор-редукторы

Типоразмер мотор-редуктора	Частота вращения $n_T$ , об/мин	Допустимый крутящий момент $M_T$ , Н·м	Удельная материалоемкость $q_m$ , кг/Н·м	КПД	Допустимая радиальная нагрузка $P_T$ , Н	Масса мотор-редуктора, кг	Электродвигатель				Исполнение
							Тип	Мощность $N_e$ , кВт	Синхронная частота вращения $n_s$ , об/мин	КПД	
МВз-80	18,0	90	0,103	0,90							
	14,5	100	0,092	0,87							
	11,6	112	0,082	0,84	3000						
	9,1	125	0,071	0,81							
	7,2	140	0,066	0,78							
МВз-160	18,0	710	0,074	0,90							
	14,5	800	0,066	0,87							
	11,6	900	0,059	0,84							
	9,1	1000	0,053	0,81	8000						
	7,2	1000	0,053	0,78							
	5,6	1000	0,053	0,75							

шипником 6 может самоустанавливаться относительно зацепления с помощью шарнирного соединения 5.

Основные параметры мотор-редукторов и характеристики двигателей приведены в табл. 3.3.

### 3.2. РЕДУКТОРЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Редукторы общего машиностроительного применения предназначены для уменьшения частоты вращения и увеличения крутящего момента в условиях эксплуатации, оговоренных в ГОСТ 16162-78, в районах с умеренным климатом (исполнение У), сухим и влажным тропическим климатом (исполнение Т), категорий размещения I—IV по СТ СЭВ 458-77. Редукторы цилиндрические и червячные двухступенчатые предназначены для работы в горизонтальном положении, опорной плоскостью вниз. При реверсивной работе редуктора допустимый крутящий момент должен быть уменьшен на 20—30 %. Номинальную радиальную нагрузку следует считать приложенной в середине посадочной части выходного конца вала.

Значения номинальной нагрузки указаны для длительного режима работы редукторов с частотой вращения быстроходного вала до 1500 об/мин.

#### Редукторы цилиндрические

**Редукторы цилиндрические одноступенчатые горизонтальные типа ЦУ** (рис. 3.5). Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на быстроходном валу 250—4000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 2—6,3.

Корпус редуктора 4 и крышка 1 соединены болтами и двумя коническими штифтами. Вал-шестерня 12 (быстроходный вал редуктора) вращается на двух конических роликоподшипниках 11. Он находится в зацеплении с зубчатым колесом 7, напрессованым на выходной вал 15, который вращается на двух конических роликоподшипниках 13. Регулировка подшипников осуществляется набором регулировочных

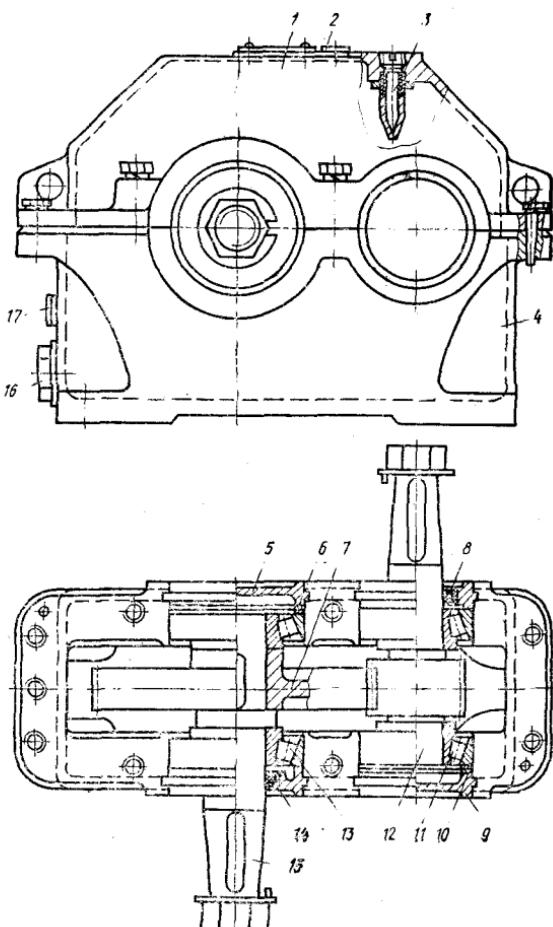
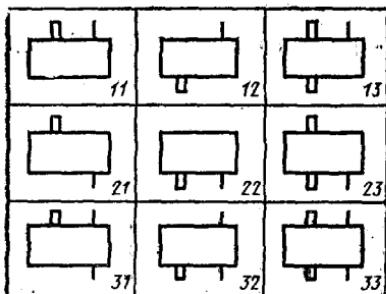


Рис. 3.5. Одноступенчатый цилиндрический редуктор типа ЦУ

Рис. 3.6. Варианты сборки редукторов типа ЦУ



за уровнем масла служит контрольная пробка 17. Смазывание осуществляется из общей масляной ванны: деталей зацепления — окунанием, а подшипников — разбрызгиванием.

При некоторых передаточных числах у редукторов ЦУ-200 и ЦУ-250 номинальная нагрузка может быть реализована только при принудительном охлаждении зацепления. Для этого в редукторах предусмотрено струйное смазывание. Устройство для смазывания и расход смазочного материала согласовывают с заводом-изготовителем.

Основные параметры редукторов приведены в табл. 3.4.

При эксплуатации редукторов допускают кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановах, в 2,2 раза превышающие номинальные, если число циклов нагружения тихоходного вала за время действия этих перегрузок не превысит  $10^5$  в течение всего срока службы редуктора. При работе редукторов в реверсивном режиме номинальные крутящие моменты на тихоходном валу, указанные в табл. 3.4, должны быть снижены на 30 %.

Редукторы изготавливают в соответствии с ГОСТ 20373—74 по вариантам сборки, представленным на рис. 3.6.

**Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У.** Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на тихоходном валу 250—4000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8—40. Конструкция редукторов показана на рис. 3.7.

Корпус редуктора 2 и крышка 3 литые чугунные соединены в горизонтальной плоскости болтами и двумя коническими штифтами. Вращательное движение от быстроходной вал-шестерни 16 через зубчатое колесо 15, напрессованное на промежуточную вал-шестернию 13 и соединенное с ней зубчатое колесо 12, передается на выходной вал 9. Валы установлены в корпус редуктора на конических роликоподшипниках 11, 14 и 18. В редукторе использовано зубчатое эвольвентное косозубое

### 3.4. Редукторы цилиндрические одноступенчатые

Типоразмер редуктора	Межосевое расстояние, мм	Номинальные передаточные числа	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н		КПД	Масса, кг, не более
				быстроходные	тихоходные		
ЦУ-100	100	2; 2,24; 2,5; 2,8 3,15;	250	500	2000		27
ЦУ-160	160	3,55; 4; 4,5	1000	1000	4000		75
ЦУ-200	200	5; 5,6; 6,3	2000	2000	5600	0,98	135
ЦУ-250	250		4000	3000	8000		250

Рис. 3.7. Общий вид цилиндрического двухступенчатого редуктора типа Ц2У

зацепление. Регулировка подшипников производится регулировочными винтами 8 через нажимные шайбы 10. Винты фиксируются замками 5 и 6. Неподвижные соединения уплотняются прокладками, а выходные концы валов — за счет уменьшения зазоров между валами и закладными крышки 17 и 19. В верхней части крышки 3 редуктора предусмотрено отверстие для залива масла, закрытое пробкой 4, а для слива масла — отверстие в нижней части корпуса, закрытое пробкой 1. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 7. Смазывание осуществляется из общей масляной ванны: деталей зацеплений — окунанием, а подшипников — разбрзгиванием.

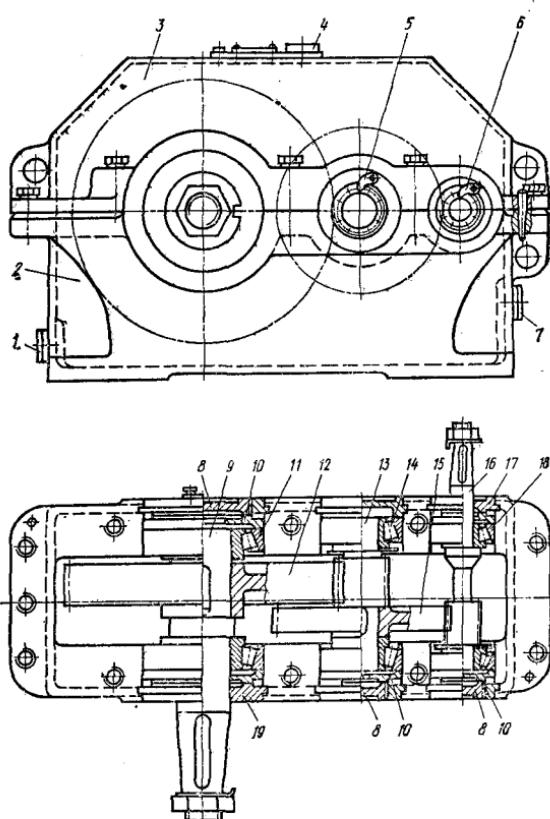
Основные параметры редукторов типа Ц2У приведены в табл. 3.5. Редукторы допускают кратковременные перегрузки, возникающие при пусках и остановах двигателя, и в 2,2 раза превышающие номинальные, если число циклов нагружения тихоходного вала за время действия этих перегрузок не превысит  $10^5$  в течение всего срока службы редукторов. При работе редукторов типоразмеров Ц2У-160, Ц2У-200 и Ц2У-250 в повторно-кратковременном режиме допускается увеличение крутящего момента на тихоходном валу по сравнению с указанным в табл. 3.5. Коэффициент увеличения номинального крутящего момента равен 2,0, если число циклов нагружения тихоходного вала за время действия этих крутящих моментов не превысит  $10^4$ . При работе редукторов типоразмеров Ц2У-100 и Ц2У-125 в повторно-кратковременном режиме максимальная нагрузка не должна превышать значений, указанных в табл. 3.5.

Редукторы изготавливают в соответствии с ГОСТ 20373—74 по вариантам сборки, представленным на рис. 3.8.

**Редукторы цилиндрические двухступенчатые горизонтальные с зацеплением Новикова типов Ц2У-Н и Ц2Н.** Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на тихоходном валу 7000—50 000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8—50. Конструкция редукторов показана на рис. 3.9.

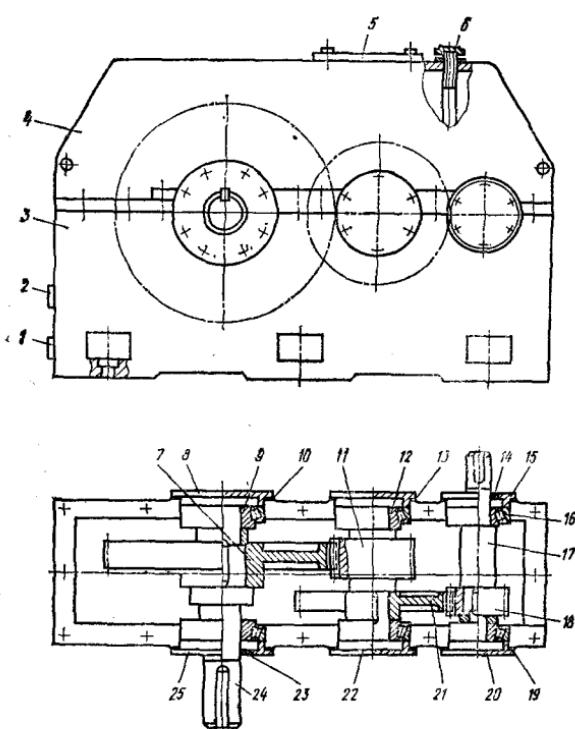
Корпус редуктора 3 и крышка 4 соединены болтами и двумя коническими штифтами в горизонтальной плоскости.

Вращательное движение быстрогоходного вала 17 через напрессованное на него колесо 18, зубчатое колесо 21, напрессованное на вал-шестерню 11, и зубчатое колесо 7 передается на выходной тихоходный вал 24.



Сборки с концами валов под муфты или в виде частей муфты	Сборки с концом тихоходного вала для присоединения приборов управления	Сборки с полным тихоходным валом
11	12	13
14	15	16
21	22	23
24	25	26
31	32	33
34	35	36

Рис. 3.8. Варианты сборки редукторов типа Ц2У и ЦЗУ



В корпусе редуктора каждый вал установлен на двух конических роликоподшипниках 9, 12 и 16. Зубчатые колеса в зависимости от габарита редуктора могут быть цельными или бандажированными. Термообработка зубчатых колес — улучшение.

Регулируют и уплотняют подшипниковые узлы прокладками 10, 13 и 19, устанавливаемыми между прижимными крышками 8, 15, 20, 22 и 25 и корпусными деталями.

Подвижные соединения уплотняют резиновыми манжетами 14 и 23 по ГОСТ 8752—79 исполнения 1.

Рис. 3.9. Общий вид цилиндрического двухступенчатого редуктора с зацеплением Новикова типов Ц2У-Н и Ц2Н

## 3.5. Редукторы цилиндрические двухступенчатые с эвольвентным зацеплением

Типо-размер редуктора	Межосевое расстояние, мм		Номинальные передаточные числа	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н		КПД, не менее	Мас-са, кг, не бо-льше
	тихоход-ной ступени $a_{w_T}$	быстроходной ступени $a_{w_B}$			быстроход-ном	тихоходном		
Ц2У-100	100	80	8; 10; 12,5;	500	250	4 000		35
Ц2У-125	125	80	16; 18; 20;	750	500	5 600		53
Ц2У-160	160	100	22,4; 25; 28; 31,5;	1000	1000	8 000	0,97	95
Ц2У-200	200	125	35,5; 40	2000	2000	11 200		170
Ц2У-250	250	160		4000	3000	16 000		320

Примечания: 1. Для двухконцевого исполнения валов (варианты сборок 13, 23, 31, 32, 33, 34, 35, 36) номинальная радиальная нагрузка на каждый из валов должна быть уменьшена на 50 %.

Масло заливают через люк в крышке редуктора, закрываемый крышкой 5; сливают через отверстие в корпусе, закрытое крышкой 1. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 2 или маслouкаатель. Во избежание повышения давления при разогреве масла во время работы внутренняя полость редуктора сообщается с атмосферой через отдушину в смотровой крышке 5. В редукторах предусмотрено как картерное, так и струйное смазывание, осуществляющееся через коллектор 6. При картерном непроточном смазывании редукторы имеют ограничения по термической мощности. Для реализации расчетной мощности используют струйное проточное смазывание. Значения термической мощности и расхода масла при струйном смазывании приведены в табл. 3.6.

Основные параметры и размеры редукторов типа Ц2У-Н приведены в табл. 3.7.

Значения допустимых нагрузок для редукторов при нереверсивной нагрузке приведены в табл. 3.8, при реверсивной — в табл. 3.9.

Редукторы изготавливают по вариантам сборки, приведенным на рис. 3.10.

Редукторы цилиндрические трехступенчатые горизонтальные типа Ц3У. Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на тихоходном валу 1000—4000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 45—200. Конструкция редукторов показана на рис. 3.11.

Корпус редуктора 2 и крышка 4 соединены в горизонтальной плоскости двумя

## 3.6. Редукторы цилиндрические двухступенчатые с передачами Новикова — термическая мощность и расход масла

Типоразмер	Термическая мощность, кВт	Расход масла, л/мин, при $n = 8$ и $n_B = 1500$ об/мин
Ц2У-315Н	80	13,2
Ц2У-355Н	100	20,0
Ц2У-400Н	125	30,0
Ц2Н-450	150	43,0
Ц2Н-500	200	64,0

Сборки с концами валов под муфты или в виде части муфты					Сборки с концом тихоходного вала для присоединения приборов управления				
11	12	13	14	15	21	22	23	24	25

Рис. 3.10. Варианты сборки редукторов типов Ц2У-Н и Ц2Н

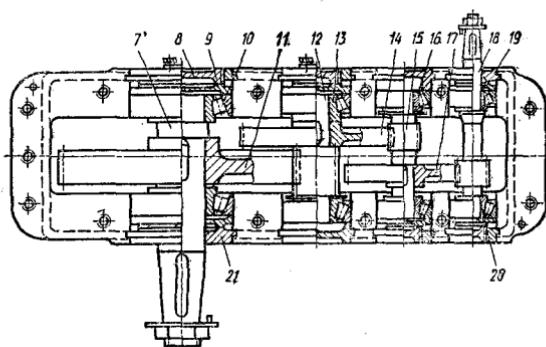
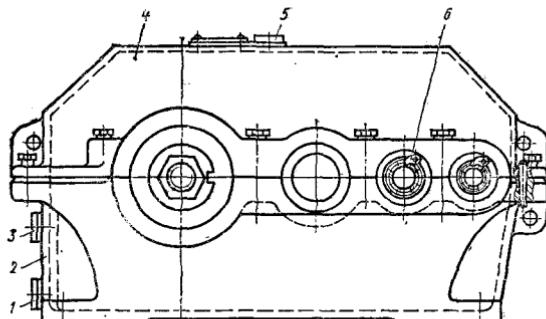


Рис. 3.11. Цилиндрический трехступенчатый редуктор типа Ц3У

коническими штифтами и болтами. Вращательное движение от быстроходного вала шестерни 18 через зубчатое колесо 17, напрессованное на промежуточный вал шестерню 15, зубчатое колесо 14, напрессованное на второй промежуточный вал шестерню 12, и зубчатое колесо 11 передается на выходной вал 7. Каждый из валов установлен в корпусе редуктора на двух конических роликоподшипниках по ГОСТ 333—79: быстроходный вал на подшипники 20, промежуточный — на подшипники 16, второй промежуточный — на подшипники 13, выходной вал — на подшипники 10. Зубчатое зацепление эвольвентное косозубое. Регулировка подшипников осуществляется винтами 8 через нажимные шайбы 9. Фиксируются винты 8 замками 6.

Неподвижные соединения уплотняются прокладками, а выходные валы — уменьшением зазоров между валами и закладными крышками 19 и 21.

В верхней части крышки редуктора имеется отверстие для залива масла, закрытое крышкой 5; сливается масло через отверстие в нижней части корпуса, закрытое пробкой 1. Контроль уровня масла производится с помощью контрольной пробки 3. Смазка осуществляется из общей масляной ванны: деталей зацепления тихоходной и промежуточной ступеней — окупанием, а деталей зацепления быстроходной ступени и подшипников — разбрзгиванием.

Основные параметры редукторов типа ЦЗУ приведены в табл. 3.10. При работе редукторов допускаются кратковременные перегрузки.

### 3.7. Редукторы цилиндрические двухступенчатые с передачами Новикова. Радиальные консольные нагрузки

Типоразмер редуктора	Ц2У-315Н	Ц2У-355Н	Ц2У-400Н	Ц2Н-450	Ц2Н-500			
Межосевое расстояние ступени, мм:								
быстроходной $a_{\text{шб}}$	200	225	250	280	315			
тихоходной $a_{\text{шт}}$	315	355	400	450	500			
Передаточные числа (номинальные)	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50							
Допустимая радиальная консольная нагрузка в середине выходного конца вала, Н:								
на быстроходном валу $P_b$ :								
для передаточных чисел	8—20	25—50	8—20	25—50	8—20	25—50	8—50	8—50
для схем сборо-	4 000	2 000	5 000	2 500	7 100	3 150	10 000	12 500
рок 11, 12, 13,								
14, 15, 21, 22,								
23, 24, 25								
для схем сборо-	2 000	1 000	2 500	1 250	3 150	1 600	5 000	6 300
рок 31, 32, 33,								
34, 35								
на тихоход-								
ном валу $P_t$ :								
для схем сбо-	22 400		28 000		31 500		60 000	80 000
рок 11, 12, 21,								
22, 31, 32								
для схем сбо-								
рок 13, 23, 33	11 200		14 000		16 000		30 000	40 000
Коэффициент полезного действия $\eta$	Не менее 0,97							
Масса расчетная, кг	520	700	940	1 530	2 100			

**3.8. Допустимые крутящие моменты (Н·м) на тихоходном валу цилиндрических двухступенчатых редукторов при нереверсивной работе**

Частота вращения быстроходного вала, об/мин	Режим работы	Передаточное число (номинальное) $i_{\text{ном}}$								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
<b>Редуктор Ц2У-315Н</b>										
500	Л	10 300	10 700	10 400	9 900	10 800	11 200	9 800	8 700	10 700
	С	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 700	7 900
	Т	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Н	8 300	8 400	8 600	8 300	8 400	8 400	8 600	8 200	7 600
750	Л	9 700	10 100	10 300	9 900	10 100	10 500	9 800	8 700	10 000
	С	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Т	9 100	9 200	9 200	9 100	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Н	8 100	8 200	8 300	8 200	8 200	8 300	8 400	7 900	7 600
1000	Л	9 200	9 600	9 900	9 800	9 600	10 000	9 800	8 700	9 600
	С	9 200	9 200	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Т	8 900	9 100	9 100	8 800	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Н	8 000	8 100	8 200	8 200	7 900	8 100	8 300	7 800	7 600
1500	Л	9 100	9 200	9 300	9 600	9 000	9 300	9 700	8 600	8 900
	С	8 900	9 100	9 200	9 200	8 600	8 600	8 600	8 600	7 600
	Т	8 600	8 800	8 800	8 500	8 600	8 600	8 600	8 400	7 600
	Н	8 000	8 000	8 100	8 100	7 700	7 800	7 900	7 600	7 500
<b>Редуктор Ц2У-355Н</b>										
500	Л	14 000	14 600	14 200	13 500	12 500	15 300	13 500	12 000	14 700
	С	12 600	12 600	12 600	12 600	12 500	11 700	11 700	12 000	10 800
	Т	12 600	12 600	12 600	12 600	12 000	11 700	11 700	11 700	10 400
	Н	11 600	11 800	11 900	11 500	10 600	11 700	11 700	11 400	10 400
750	Л	13 200	13 700	14 000	13 400	12 500	14 300	13 500	12 000	13 700
	С	12 600	12 600	12 600	12 600	12 300	11 700	11 700	11 700	10 400
	Т	12 500	12 600	12 600	12 500	11 700	11 700	11 700	11 700	10 400
	Н	11 300	11 400	11 600	11 400	10 400	11 600	11 700	10 900	10 400
1000	Л	12 500	13 100	13 600	13 300	12 300	13 600	13 500	12 000	13 100
	С	12 500	12 600	12 600	12 600	11 900	11 700	11 700	11 709	10 400
	Т	12 200	12 600	12 600	12 600	11 500	11 700	11 700	11 700	10 400
	Н	12 200	11 300	11 400	11 200	10 200	11 300	11 500	10 800	10 400
1500	Л	12 300	12 400	12 600	12 900	12 100	12 700	13 200	11 800	12 200
	С	12 300	12 400	12 500	12 600	11 300	11 700	11 700	11 700	10 400
	Т	11 900	12 100	12 100	11 700	11 100	11 700	11 700	11 700	10 400
	Н	11 100	11 200	11 200	11 200	9 800	10 900	11 100	10 500	10 400

Продолжение табл. 3.8

Частота вращения быстрого холостого вала, об/мин	Режим работы	Передаточное число (номинальное) $\mu_{\text{ном}}$								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
<b>Редуктор Ц2У-400Н</b>										
500	Л	19 600	19 800	19 400	18 400	20 700	20 900	18 300	16 200	20 400
	С	17 700	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	15 000
	Т	17 700	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
	Н	16 200	16 600	16 500	15 900	16 400	16 400	16 400	15 700	14 600
750	Л	18 500	19 300	19 100	18 200	19 300	20 000	18 300	16 200	19 100
	С	17 700	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	15 100	14 600
	Т	17 400	17 700	17 700	17 400	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
	Н	16 100	16 300	16 300	15 700	16 400	16 400	16 400	15 100	14 600
1000	Л	17 500	18 300	18 700	18 000	18 400	19 100	18 200	16 200	18 200
	С	17 500	17 700	17 700	17 700	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
	Т	17 000	17 500	17 400	16 800	16 400	16 400	16 400	16 200	14 600
	Н	16 100	16 300	16 100	15 600	16 400	16 400	16 100	15 000	14 600
1500	Л	17 000	17 400	17 700	17 500	17 200	17 800	17 900	15 900	17 000
	С	17 000	17 400	17 500	17 500	16 400	16 400	16 400	15 900	14 600
	Т	16 500	16 900	16 800	16 300	16 400	16 400	16 400	15 900	14 600
	Н	16 100	16 300	16 100	15 500	15 600	15 900	15 600	14 600	14 600
<b>Редуктор Ц2Н-450</b>										
500	Л	35 800	36 400	35 900	33 800	30 500	39 000	33 100	40 200	33 500
	С	34 400	35 400	35 400	33 800	30 500	33 400	33 100	29 500	30 700
	Т	34 400	35 400	35 400	33 800	30 500	33 400	33 100	29 500	29 500
	Н	33 200	33 600	33 100	31 800	29 900	33 400	33 000	29 500	29 500
750	Л	34 800	35 500	35 300	33 400	30 300	38 800	33 100	37 600	33 500
	С	33 500	34 600	34 800	33 400	30 300	33 400	33 100	29 500	29 500
	Т	33 500	34 600	34 800	33 400	30 300	33 400	33 100	29 500	29 500
	Н	33 000	33 100	32 700	31 400	29 700	33 400	33 100	29 500	29 500
1000	Л	32 600	34 700	34 600	32 800	29 900	38 300	32 800	35 800	33 400
	С	32 600	33 800	34 100	32 800	29 900	33 400	32 800	29 500	29 500
	Т	32 600	33 800	34 100	32 800	29 900	33 400	32 800	29 500	29 500
	Н	32 600	33 100	32 400	31 100	29 900	33 400	32 800	29 500	29 500
1500	Л	30 200	31 900	32 800	31 700	29 100	36 300	32 100	33 500	32 900
	С	30 200	31 900	32 700	31 700	29 100	33 400	32 100	29 500	29 500
	Т	30 200	31 900	32 700	31 700	29 100	33 400	32 100	29 500	29 500
	Н	30 200	31 900	32 400	30 900	29 000	33 400	32 100	29 500	29 500

Продолжение табл. 3.8

Частота вращения быстрогоходного вала, об/мин	Режим работы	Передаточное число (номинальное) $i_{\text{ном}}$								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
<b>Редуктор Ц2Н-500</b>										
500	Л	49 600	50 700	50 200	47 700	42 100	50 900	61 700	53 100	43 500
	С	47 100	47 100	47 100	47 100	42 100	45 200	42 800	40 100	41 700
	Т	47 100	47 100	47 100	47 100	42 100	45 200	42 800	40 000	40 000
	Н	46 600	47 100	46 900	45 300	42 100	45 200	42 800	40 000	40 000
750	Л	48 100	49 300	49 100	46 900	41 700	50 300	42 700	51 100	43 500
	С	46 100	47 100	47 100	46 900	41 700	45 200	42 700	40 000	40 000
	Т	46 100	47 100	47 100	46 900	41 700	45 200	42 700	40 000	40 000
	Н	46 100	46 700	46 100	44 700	41 700	45 200	42 700	40 000	40 000
1000	Л	44 400	48 000	48 000	46 000	41 100	49 600	42 200	48 700	43 200
	С	44 400	46 600	46 900	46 000	41 100	45 200	42 200	40 000	40 000
	Т	44 400	46 600	46 900	46 000	41 100	45 200	42 200	40 000	40 000
	Н	46 100	46 600	46 900	44 200	41 100	45 200	42 200	40 000	40 000
1500	Л	41 800	43 300	44 500	44 200	39 800	48 100	41 200	45 500	42 500
	С	41 800	43 300	44 500	44 200	39 800	45 200	41 200	40 000	40 000
	Т	41 800	43 300	44 500	44 200	39 800	45 200	41 200	40 000	40 000
	Н	41 800	43 300	44 500	44 000	39 800	45 200	41 200	40 000	40 000

Приложение. Условные обозначения режимов работы: Л — легкий; С — средний; Т — тяжелый; Н — непрерывный.

### 3.9. Допустимые крутящие моменты, Н·м, на тихоходном валу цилиндрических двухступенчатых редукторов при реверсивной работе

Частота вращения быстрогоходного вала, об/мин	Режим работы	Передаточное число $i_{\text{ном}}$								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
<b>Редуктор Ц2У-315Н</b>										
500	Л	8 000	8 300	8 100	7 600	8 400	8 700	7 600	6 700	8 300
	С	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 700	6 100
	Т	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Н	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900

Продолжение табл. 3.9

Частота вращения быстротходного вала, об/мин	Режим работы	Передаточное число $\mu$ , в том								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
750	Л	7 500	7 800	8 000	7 600	7 800	8 100	7 600	6 700	7 700
	С	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Т	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Н	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
1000	Л	7 100	7 400	7 700	7 600	7 500	7 700	7 600	6 700	7 400
	С	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Т	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Н	7 100	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
1500	Л	7 000	7 100	7 200	7 400	7 000	7 200	7 500	6 700	6 900
	С	7 000	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Т	7 000	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
	Н	7 000	7 100	7 100	7 100	6 600	6 600	6 600	6 600	5 900
<b>Редуктор Ц2У-355Н</b>										
500	Л	10 800	11 200	11 000	10 400	9 600	11 800	10 400	9 200	11 300
	С	9 700	9 700	9 700	9 700	9 600	9 100	9 100	9 200	8 300
	Т	9 700	9 700	9 700	9 700	9 600	9 100	9 100	9 100	8 100
	Н	9 700	9 700	9 700	9 700	9 600	9 100	9 100	9 100	8 100
750	Л	10 200	10 600	10 800	10 400	9 600	11 000	10 400	9 200	10 600
	С	9 700	9 700	9 700	9 700	9 600	9 100	9 100	9 100	8 100
	Т	9 700	9 700	9 700	9 700	9 600	9 100	9 100	9 100	8 100
	Н	9 700	9 700	9 700	9 700	9 600	9 100	9 100	9 100	8 100
1000	Л	9 700	10 100	10 500	10 200	9 500	10 500	10 400	9 200	10 100
	С	9 700	9 700	9 700	9 700	9 500	9 100	9 100	9 100	8 100
	Т	9 700	9 700	9 700	9 700	9 500	9 100	9 100	9 100	8 100
	Н	9 700	9 700	9 700	9 700	9 500	9 100	9 100	9 100	8 100
1500	Л	9 500	9 600	9 700	10 000	9 300	9 800	10 200	9 100	9 400
	С	9 500	9 600	9 700	9 700	9 300	9 100	9 100	9 100	8 100
	Т	9 500	9 600	9 700	9 700	9 300	9 100	9 100	9 100	8 100
	Н	9 500	9 600	9 700	9 700	9 300	9 100	9 100	9 100	8 100
<b>Редуктор Ц2У-400Н</b>										
500	Л	15 100	15 300	15 000	14 200	16 000	16 200	14 100	12 500	15 800
	С	13 700	13 700	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 600
	Т	13 700	13 700	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
	Н	13 700	13 700	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300

Продолжение табл. 3.9

Частота вращения быстрого ходового вала $n_b$ , об/мин	Режим работы	Передаточное число $i_{\text{ном}}$								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
750	Л	14 300	14 900	14 700	14 100	14 900	15 500	14 100	12 500	14 800
	С	13 600	13 700	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
	Т	13 600	13 700	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
	Н	13 600	13 700	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
1000	Л	13 500	14 200	14 500	13 900	14 200	14 800	14 100	12 500	14 100
	С	13 500	13 600	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
	Т	13 500	13 600	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
	Н	13 500	13 600	13 700	13 700	12 700	12 700	12 700	12 500	11 300
1500	Л	13 200	13 400	13 600	13 500	13 300	13 800	13 800	12 300	13 200
	С	13 200	13 400	13 500	13 500	12 700	12 700	12 700	12 300	11 300
	Т	13 200	13 400	13 500	13 500	12 700	12 700	12 700	12 300	11 300
	Н	13 200	13 400	13 500	13 500	12 700	12 700	12 700	12 300	11 300
<b>Редуктор Ц2Н-450</b>										
500	Л	27 600	28 100	27 800	26 100	23 600	30 200	25 500	31 100	25 900
	С	26 600	27 400	27 400	26 100	23 600	25 800	25 500	22 800	23 700
	Т	26 600	27 400	27 400	26 100	23 600	25 800	25 500	22 800	22 800
	Н	26 600	27 400	27 400	26 100	23 600	25 800	25 500	22 800	22 800
750	Л	25 900	27 500	27 300	25 800	23 400	30 000	25 500	29 100	25 900
	С	25 900	26 800	26 900	25 800	23 400	25 800	25 500	22 800	22 800
	Т	25 900	26 800	26 900	25 800	23 400	25 800	25 500	22 800	22 800
	Н	25 900	26 800	26 900	25 800	23 400	25 800	25 500	22 800	22 800
1000	Л	25 200	26 800	26 700	25 400	23 100	29 600	25 300	27 700	25 800
	С	25 200	26 100	26 400	25 400	23 100	25 800	25 300	22 800	22 800
	Т	25 200	26 100	26 400	25 400	23 100	25 800	25 300	22 800	22 800
	Н	25 200	26 100	26 400	25 400	23 100	25 800	25 300	22 800	22 800
1500	Л	23 300	24 600	25 400	24 500	22 500	28 100	24 800	25 900	25 400
	С	23 300	24 600	25 200	24 500	22 500	25 800	24 800	22 800	22 800
	Т	23 300	24 600	25 200	24 500	22 500	25 800	24 800	22 800	22 800
	Н	23 300	24 600	25 200	24 500	22 500	25 800	24 800	22 800	22 800
<b>Редуктор Ц2Н-500</b>										
500	Л	38 300	39 200	38 800	36 900	32 600	39 300	33 100	41 000	33 600
	С	36 400	36 400	36 400	36 400	32 600	34 900	33 100	31 000	32 200
	Т	36 400	36 400	36 400	36 400	32 600	34 900	33 100	30 900	30 900
	Н	36 400	36 400	36 400	36 400	32 600	34 900	33 100	30 900	30 900

Продолжение табл. 3.9

Частота вращения быстрого вала $n_b$ , об/минн	Режим работы	Передаточное число $i_{\text{ном}}$								
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
750	L	37 100	38 100	37 900	36 300	32 200	38 900	33 000	39 500	33 600
	C	35 700	36 400	36 400	36 300	32 200	34 900	33 000	30 900	30 900
	T	35 700	36 400	36 400	36 300	32 200	34 900	33 000	30 900	30 900
	H	36 100	36 400	36 400	36 300	32 200	34 900	33 000	30 900	30 900
1000	L	34 300	37 100	37 100	35 500	31 800	38 300	32 600	37 600	33 400
	C	34 300	36 000	36 300	35 500	31 800	34 900	32 600	30 900	30 900
	T	34 300	36 000	36 300	35 500	31 800	34 900	32 600	30 900	30 900
	H	34 300	36 000	36 300	36 400	31 800	34 900	32 600	30 900	30 900
1500	L	32 300	33 400	34 400	34 200	30 800	37 200	31 800	35 200	32 800
	C	32 300	33 400	34 400	34 200	30 800	34 900	31 800	30 900	30 900
	T	32 300	33 400	34 400	34 200	30 800	34 900	31 800	30 900	30 900
	H	32 300	33 400	34 400	34 200	30 800	34 900	31 800	30 900	30 900

возникающие при пусках и остановах двигателя, в 2,2 раза превышающие номинальные, если число циклов нагружения тихоходного вала за время действия этих перегрузок не превысит  $10^5$  в течение всего срока службы редуктора. Во время работы в повторно-кратковременном режиме допускается увеличение значения крутящего

### 3.10. Редукторы цилиндрические трехступенчатые

Типо-размер	Межосевое расстояние, мм			Номинальные передаточные числа	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н	КПД, не менее	Масса, кг, не менее
	тихоходной ступени $a_{w_1}$	промежуточной ступени $a_{w_2}$	быстроходной ступени $a_{w_3}$					
ЦЗУ-160	160	100	80	45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160;	1000	500	8 000	106
ЦЗУ-200	200	125	100	200	2000	1000	11 200	0,96 186
ЦЗУ-250	250	160	125	200	4000	2000	16 000	335

Приложение. Для двухконцевого исполнения валов (варианты сборок 13, 23, 31, 32, 33, 34, 35, 36) номинальная радиальная нагрузка на каждый из концов валов должна быть уменьшена на 50 %.

### 3.11. Коэффициент увеличения номинальной нагрузки

Режим работы	Легкий Л	Средний С	Тяжелый Т	Непре- рывный Н
Продолжительность включения ПВ, %	15	25	40	Св. 40
Допустимый коэффициент увеличения но- минальной нагрузки	2,0	1,6	1,25	1,0

момента на тихоходном валу по сравнению с указанным в табл. 3.10. Коэффициент увеличения номинальной нагрузки следует принимать по табл. 3.11.

Редукторы изготавливаются в соответствии с вариантами сборки, представленными на рис. 3.8.

## Редукторы червячные

Основные параметры редукторов определены для непрерывной 12-часовой работы одноступенчатых редукторов и 24-часовой работы двухступенчатых редукторов с постоянной спокойной безударной нагрузкой при температуре окружающей среды 20 °C. Температура масла в корпусе редуктора допускается не более 95 °C. Основные параметры одноступенчатых редукторов указаны для исполнения «червяк под колесом».

Редукторы допускают кратковременные перегрузки, в 2 раза превышающие номинальные и возникающие во время пусков и остановок двигателя, если число циклов нагружения быстроходного вала за время действия этих перегрузок не превысит 3·10<sup>6</sup> в течение всего срока службы этих редукторов.

Для определения допустимых нагрузок при работе одноступенчатых редукторов в повторно-кратковременных режимах с продолжительностью циклов не более 10 мин величины крутящих моментов, приведенные в таблицах параметров, необходимо умножить на следующие коэффициенты: 1,2 (при ПВ 60 %); 1,4 (при ПВ 40 %) и 1,7 (при ПВ 25 %). Коэффициенты К для других значений ПВ следует определять интерполяцией.

Относительную продолжительность включения (ПВ), характеризующую режим работы, находят из выражения

$$ПВ = \frac{N}{N + R} \cdot 100\%,$$

где  $N$  — время работы;  $R$  — время пауз;  $N + R$  — время цикла.

В повторно-кратковременных режимах с  $ПВ \leqslant 60\%$  и продолжительностью циклов  $t_{Ц} \leqslant 10$  мин редукторы типа Ч рекомендуется эксплуатировать без вентиляторов. Редукторы присоединяют к рабочей машине с помощью муфты, а при насадном исполнении (с полым шлицевым тихоходным валом) редуктор устанавливают непосредственно на вал машины. Применение редукторов в насадном исполнении снижает массу привода и удешевляет его, так как отпадает необходимость в тихоходном вале, соединительной муфте, т. е. уменьшаются габариты привода. При монтаже редуктора в насадном исполнении необходимо предусматривать крепление редуктора от проворачивания. Условия применения редукторов оговорены ГОСТ 16162—78.

В настоящее время серийно выпускают одноступенчатые редукторы типа Ч, двухступенчатые редукторы типа Ч2 и осваивается серийное производство редукторов 2Ч, являющихся модификацией редуктора РЧУ, снимаемых с производства.

Редукторы **червячные одноступенчатые универсальные обдуваемые типа Ч**. Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на тихоходном валу 85—2000 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8—80. Редукторы типа Ч разделяются на две конструктивные группы.

Редукторы Ч-63; Ч-80 (рис. 3.12). В литом неразъемном корпусе 2 установлены узел червячного вала 1 и узел червячного колеса 4. Крышки 5 служат кор-

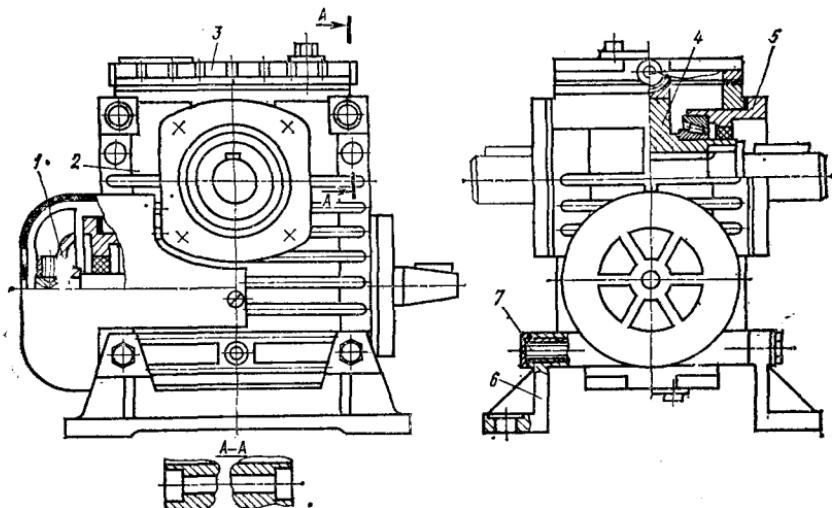


Рис. 3.12. Червячные редукторы типа Ч-63, Ч-80

пусами подшипников тихоходного вала. Корпус закрыт оребренной крышкой 3. Параллельно оси вала колеса в корпусе имеются четыре прилива со сквозными стверстиями для крепления лап 6 шпильками 7. Одинаковое расстояние между осями отверстий в приливах позволяет с помощью лап менять пространственное положение редуктора в соответствии с вариантами расположения червячной пары. Редукторы применяются с лапами и без лап. Лапы изготавливаются литыми и могут устанавливаться согласно одному из вариантов установки, приведенных на рис. 3.13: 1 — лапы со стороны червяка; 3 — лапы со стороны колеса; 2 и 4 — боковое расположение лап. Вариант исполнения редукторов без лап имеет условное обозначение 1.

**Редукторы Ч-100, Ч-125, Ч-160** (рис. 3.14). В неразъемном корпусе 1, отлитом вместе с опорными лапами, установлены узел червячного вала 2 и узел червячного колеса 4. Оребренные литые крышки 3 служат корпусами подшипников тихоходного вала. Диаметр отверстий для установки крышек червячного колеса позволяет монтировать через них узел колеса в сборе с тихоходным валом. Установку и крепление редукторов, соответствующие вариантам расположения червячной пары (рис. 3.15), осуществляют с помощью дополнительных кронштейнов, изготавляемых непосредственно потребителем применительно к конкретным машинам.

Остальные детали обеих групп редукторов идентичны. Все корпуса редукторов типа Ч имеют оребрения, улучшающие теплоотвод. Геометрические параметры зацепления цилиндрической червячной пары с эвольвентным червяком приняты по ГОСТ 2144—76, исходный червяк — по СТ СЭВ 266—76. Выходные концы червячных валов конические по ГОСТ 12081—72 (редукторы Ч-63, Ч-80, Ч-100, Ч-125, Ч-160). Венцы червячных колес изготавливают из оловянно-фосфористой бронзы и заливают или напрессовывают на ступицы. В редукторах Ч-63 и Ч-80 ступица изготовлена из углеродистой стали и выполняет одновременно роль полого вала с внутренними шлицами. В редукторах Ч-100, Ч-125, Ч-160 ступица изготовлена из серого чугуна. Посадочное отверстие в ступице имеет шпоночный паз.

Редукторы могут работать при шести различных расположениях червячной пары в пространстве (см. рис. 3.15). В вариантах расположения 3 и 4 редуктор должен рассматриваться в положении, при котором выходной конец червяка находится со стороны наблюдателя. Для редуктора Ч-80А варианты расположения 5 и 6 не рекомендуются. В зависимости от взаимного расположения выходных концов валов (рис. 3.16) редукторы изготавливаются по вариантам сборки 51, 52, 53 и 56 в соответствии с ГОСТ 20373—74. На рис. 3.16 выходной конец быстроходного вала

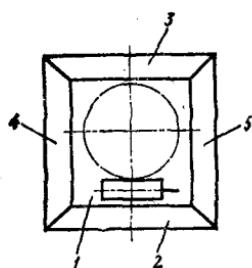


Рис. 3.13. Варианты расположения лап червячных редукторов для изменения пространственного положения редуктора

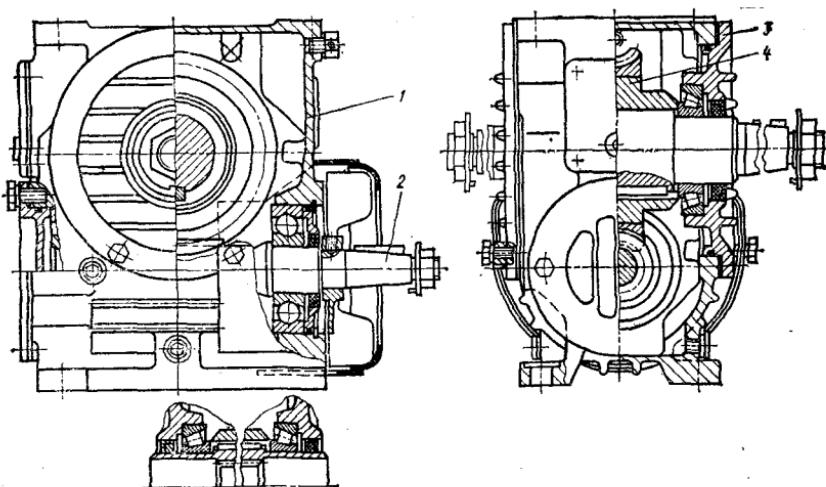


Рис. 3.14. Червячные редукторы типа Ч-100, Ч-125, Ч-160

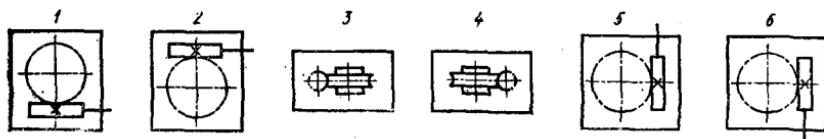
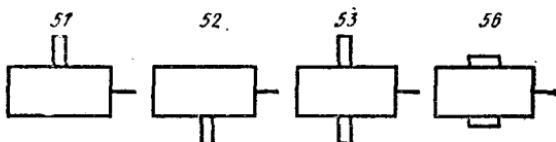


Рис. 3.15. Варианты расположения червячной пары редукторов типа Ч

Рис. 3.16. Варианты сборки редукторов типа Ч



(червяка) показан сплошной утолщенной линией, а редуктор рассмотрен в плане при расположении «червяк под червячным колесом» независимо от фактического его расположения при эксплуатации. Вариант сборки 56 представляет собой редуктор с полым шлицевым тихоходным валом.

В зависимости от варианта сборки редуктора тихоходный вал может быть одноконцевым, двухконцевым или полым. Тихоходные валы редукторов Ч-63 и Ч-80 соединяют с червячными колесами при помощи эвольвентных шлицев. Центрирование валов осуществляют по наружному диаметру шлицев. Валы редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160 соединяются с колесами при помощи шпонок. Концы тихоходных валов редукторов Ч-63 и Ч-80 цилиндрические по ГОСТ 12080—66, редукторов Ч-100, Ч-125, Ч-160 конические по ГОСТ 12081—72 и цилиндрические по ГОСТ 12080—66. Внутренние шлицы полых валов выполнены эвольвентными с параметрами по ГОСТ 6033—80. Все валы опираются на подшипники качения.

Регулировка подшипников быстроходного и тихоходного валов осуществляется набором металлических прокладок, установленных между крышками и корпусом. Все выходные концы валов уплотнены манжетами по ГОСТ 8752—79. Во избежание течи масла посадочные места крышек подшипников в редукторах Ч-100, Ч-125, Ч-160 уплотнены кольцами (ГОСТ 9833—73). Для охлаждения редукторов на червячном валу установлен центробежный вентилятор. Смазывание передачи картерное непроточное. Подшипники червяка при расположении редуктора «червяк под колесом» смазываются погружением в масляную ванну; подшипники червяка в положении «червяк над колесом» и подшипники вала колеса смазываются разбрзгиванием. Уровень масла контролируют стержневым маслоуказателем, одновременно выполняющим роль отдушины, или пробкой. Роль отдушины в больших редукторах выполняет пробка, расположенная в верхней части корпуса; через верхнее отверстие, закрываемое этой пробкой, заливают масло. Резьбовое отверстие в нижней части редуктора служит для слива масла. Основные параметры редукторов приведены в табл. 3.12.

**Редукторы червячные двухступенчатые типа Ч2.** Ряд редукторов обеспечивает крутящие моменты на тихоходном валу 1300—2800 Н·м в диапазоне передаточных отношений  $i = 100 \div 6300$ .

Редукторы червячные двухступенчатые типа Ч2 унифицированы с червячными одноступенчатыми универсальными редукторами типа Ч (см. табл. 3.13). Конструкция редукторов типа Ч2 показана на рис. 3.17.

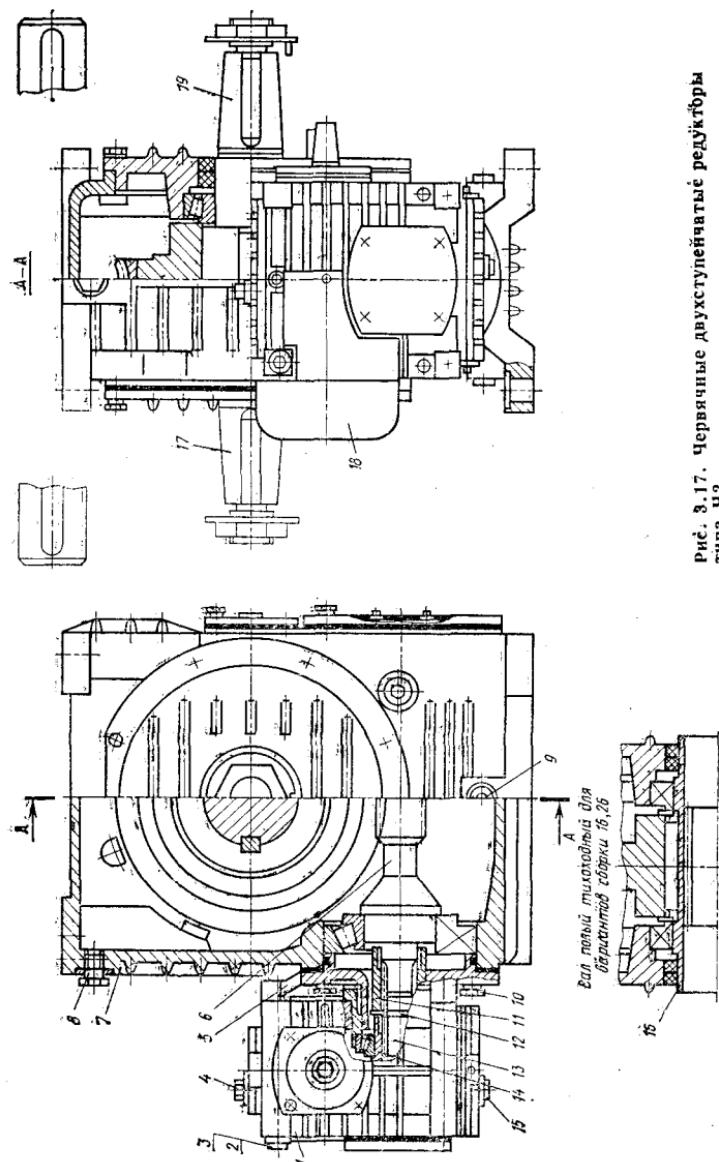
Редукторы агрегатируют из двух одноступенчатых редукторов, соединенных между собой. Быстроходным ступеням редукторов Ч2-125 и Ч2-160 соответствуют редукторы Ч-63 и Ч-80, выполненные без лап. Тихоходным ступеням этих редукторов соответствуют редукторы Ч-125 и Ч-160.

Между собой ступени соединяют с помощью фланца 5, цилиндрический конец которого устанавливается в расточку корпуса 7 редуктора тихоходной ступени и крепится болтами 10. На свободную цилиндрическую поверхность фланца крепится корпус 1 быстроходной ступени редуктора с помощью четырех болтов 3 с шайбами 2.

Крутящий момент передается от быстроходной ступени к тихоходной при помощи зубчатой муфты, состоящей из втулки 11, вала 13 и кольца 12. Муфта соединяет шлицевую втулку червячного колеса 14 быстроходной ступени со шлицевым концом червячного вала 6 тихоходной ступени.

В зависимости от расположения червячных пар в пространстве при эксплуатации редуктора могут быть выполнены по одному из вариантов расположения, представленных на рис. 3.18.

По взаимному расположению выходных концов вала (рис. 3.19) различают редукторы следующих вариантов сборки: 11, 12, 13, 16, 21, 22, 23 и 26. Сочетания различных вариантов сборки с вариантами расположения червячных пар приведены



## 3.12. Основные характеристики червячных редукторов типа Ч

Типоразмер редуктора	$u_{\text{пот}}$	$n_b$ , об/мин								$P_T$ , Н	
		500		750		1000		1500		Варианты сборок	
		$M_T$ , Н·м	$\eta$	51, 52	53						
Ч-63	8	125	0,82	125	0,84	125	0,85	125	0,87		
	10	125	0,81	125	0,83	125	0,84	125	0,86		
	12,5	125	0,79	125	0,81	120	0,82	112	0,85		
	16	125	0,71	125	0,73	125	0,75	125	0,82		
	20	125	0,70	125	0,72	125	0,73	125	0,80		
	25	125	0,67	125	0,69	120	0,71	112	0,77	2800	1400
	31,5	125	0,58	125	0,61	125	0,63	125	0,72		
	40	125	0,53	125	0,56	125	0,58	125	0,70		
	50	115	0,52	123	0,55	125	0,57	122	0,63		
	63	125	0,43	120	0,47	107	0,49	103	0,57		
Ч-80	80	119	0,41	106	0,44	102	0,46	100	0,56		
	8	250	0,85	250	0,86	233	0,87	210	0,89		
	10	250	0,83	238	0,84	213	0,86	190	0,87		
	12,5	250	0,80	242	0,82	217	0,83	195	0,86		
	16	250	0,72	250	0,74	245	0,76	220	0,81		
	20	250	0,70	235	0,72	222	0,75	200	0,79		
	25	250	0,69	235	0,72	222	0,73	200	0,77	4000	2000
	31,5	250	0,61	250	0,63	250	0,66	250	0,70		
	40	250	0,55	235	0,58	222	0,61	200	0,65		
	50	250	0,54	250	0,57	233	0,59	210	0,64		
Ч-100	63	250	0,42	235	0,46	222	0,48	200	0,54		
	80	209	0,49	190	0,53	176	0,56	159	0,62		
Ч-125	8	500	0,89	477	0,91	426	0,92	380	0,93		
	10	500	0,88	460	0,90	410	0,91	367	0,93		
	12,5	500	0,88	470	0,89	420	0,90	374	0,93		
	16	500	0,83	492	0,85	440	0,87	392	0,89		
	20	500	0,80	464	0,83	414	0,85	370	0,87		
	25	500	0,80	466	0,83	417	0,84	372	0,87	5500	2750
	31,5	500	0,60	500	0,63	448	0,66	400	0,70		
	40	500	0,68	485	0,71	433	0,74	387	0,78		
	50	500	0,68	488	0,71	436	0,73	389	0,77		
	63	440	0,57	393	0,60	350	0,64	313	0,69		
	80	410	0,55	366	0,58	327	0,61	292	0,67		

Продолжение табл. 3.12

Типоразмер редуктора	$n_{\text{ном}}$	$n_6$ , об/мин								$P_T$ , Н	
		500		750		1000		1500		Варианты сборок	
		$M_T$ , Н·м	$\eta$	$M_T$ , Н·м	$\eta$	$M_T$ , Н·м	$\eta$	$M_T$ , Н·м	$\eta$	51, 52	53
Ч-125	50	900	0,67	803	0,70	717	0,73	640	0,77	8000	4000
	63	857	0,64	765	0,68	683	0,71	610	0,76		
	80	740	0,56	660	0,60	590	0,63	525	0,69		
Ч-160	8	1756	0,91	1560	0,92	1400	0,93	1250	0,94	1100	5500
	10	1623	0,89	1450	0,91	1294	0,92	1155	0,93		
	12,5	1616	0,88	1440	0,90	1290	0,91	1150	0,93		
	16	1953	0,85	1743	0,88	1557	0,89	1390	0,91		
	20	1616	0,81	1442	0,84	1290	0,86	1150	0,88		
	25	1560	0,79	1392	0,83	1243	0,85	1110	0,87		
	31,5	2000	0,75	2000	0,79	1790	0,82	1600	0,83		
	40	1706	0,68	1522	0,73	1360	0,76	1244	0,79		
	50	1640	0,66	1465	0,71	1310	0,74	1168	0,78		
	63	1450	0,61	1295	0,66	1157	0,70	1033	0,74		
	80	1534	0,60	1370	0,64	1223	0,69	1092	0,74		

Приимечания: 1. Обозначения параметров, употребляемые в таблице:  $n_{\text{ном}}$  — номинальное передаточное число;  $n_6$  — частота вращения быстроходного вала;  $M_T$  — допустимый крутящий момент на тихоходном валу;  $\eta$  — КПД редуктора, расчетный;  $P_T$  — радиальная консольная нагрузка, приложенная на тихоходном валу.

2. Мощность, подводимая к редуктору, определяют по формуле  $N = \frac{M_T n_6}{9550 \eta u}$ .

3. В состоянии поставки величины КПД редукторов должны быть не менее 80 % от указанных.

4. В случае применения исполнения 2 по расположению червячной пары (червяк над колесом) величины нагрузок следует снизить на 20 %.

5. Основные параметры редуктора Ч-80А совпадают с основными параметрами редуктора Ч-80.

на рис. 3.20. В зависимости от варианта сборки редуктора тихоходный вал может быть одноконцевым 19, двухконцевым 17 или полым 16 (см. рис. 3.17). Выходные концы тихоходных валов — цилиндрические (ГОСТ 12080—66) или конические (ГОСТ 12081—72). Внутренние шлицы полых валов выполнены эвольвентными с параметрами по ГОСТ 6033—80. Все валы смонтированы на подшипниках качения. Регу-

лирующие элементы (шайбы, гайки, пружины) размещены на тихоходном валу.

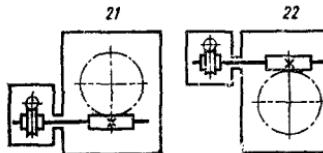
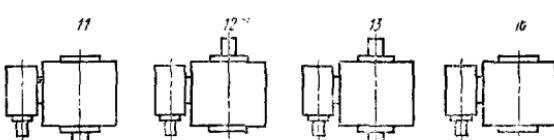
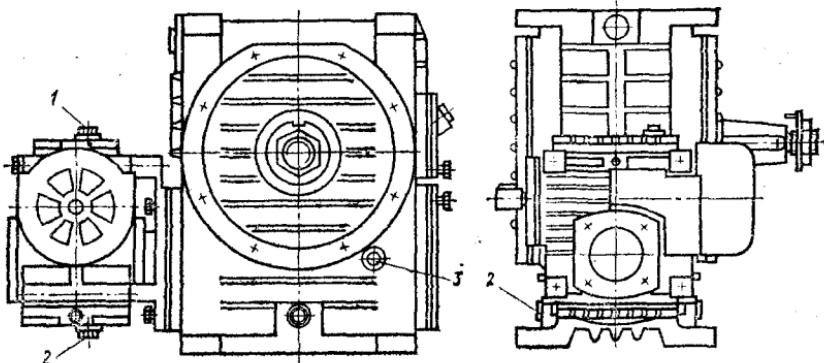


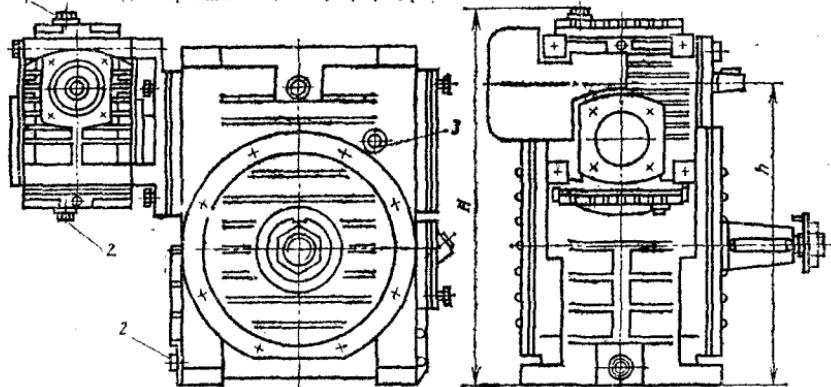
Рис. 3.18. Варианты расположения червячных пар редукторов типа Ч2

Рис. 3.19. Варианты сборки редукторов типа Ч2

Для вариантов сборки 21, 22, 23, 25; расположение червячных пар 25.



Для вариантов сборки 11, 12, 13, 16; расположение червячных пар 22.



Для вариантов сборки 21, 22, 23, 25; расположения червячных пар 22.

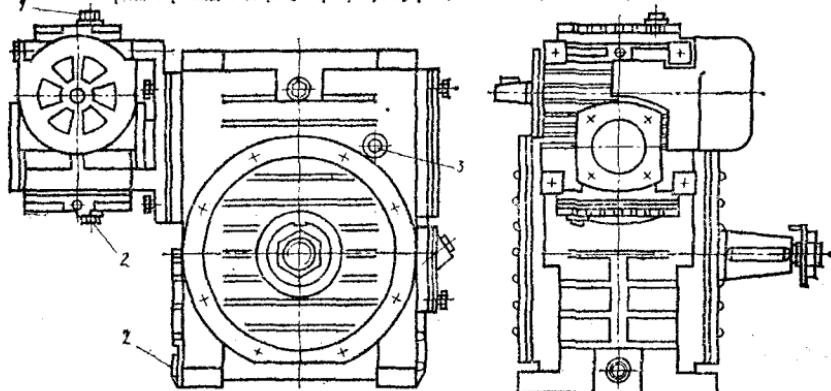


Рис. 8.20. Расположение пробок и маслоуказателя в зависимости от вариантов расположения червячной пары редукторов типа Ч:  
1 — маслоуказатель, отдушина или пробка залива масла; 2 — пробка слива масла; 3 — пробка контроля масла на второй ступени

### 3.13. Редукторы червячные двухступенчатые типа Ч2

Типоразмер	Ступень	Червячный одноступенчатый универсальный редуктор типа Ч
Ч2-125	Быстроходная	Ч-63
	Тихоходная	Ч-125
Ч2-160	Быстроходная	Ч-80
	Тихоходная	Ч-160

ры 21 (см. рис. 3.18) смазка передач и подшипников осуществляется набором металлических прокладок. Выходные концы валов уплотнены манжетами по ГОСТ 8752—79. Во избежание течи масла посадочные места соединительных фланцев и крышек подшипников в редукторах уплотнены кольцами по ГОСТ 9833—73.

Для охлаждения редуктора первой ступени на конце быстроходного вала установлен центробежный вентилятор, закрытый кожухом 18 (см. рис. 3.17). Кожух крепится к корпусу двумя болтами.

Смазывание передач и подшипников — картерное непроточное. При установке редуктора по расположению червячной па-

ры 22 подшипники червяка первой ступени смазываются разбрзгиванием, остальные подшипники и зацепления — погружением.

Уровень масла в редукторах (см. рис. 3.17) контролируется стержневым маслоДоказателем 4, одновременно выполняющим роль отдушины для первой ступени; через резьбовые отверстия под маслоДоказатель первой ступени и отдушину 8 второй ступени в редуктор заливается масло, а через пробки 15 и 9 масло сливается соответственно из первой и второй ступеней. Расположение маслоДоказателя и пробок в зависимости от вариантов сборки и вариантов расположения червячной пары приведено на рис. 3.20.

Основные параметры редукторов приведены в табл. 3.14.

### 3.14. Основные параметры редукторов типа Ч2

Типоразмер редуктора	$n_{\text{ном}}$	$\mu$	$n_0 = 1500$ , об/мин		$P_0$ , Н	При вариантах сборки	
			$M_T$ , Н·м	$\eta$		$II, I2$ $21, 22$	$I3, 23$
Ч2-125	100	104	1 300	0,75	750	9 500	4750
	125	130	1 320	0,74			
	160	162,5	1 400	0,70			
	200	208	1 240	0,67			
	250	260	1 280	0,65			
	400	416	1 350	0,56			
	630	650	1 400	0,50			
	1000	1 040	1 400	0,42			
	1600	1 664	1 400	0,32			
	2500	2 600	1 400	0,26			
	4000	3 960	1 400	0,19			
	6300	7 056	970	0,16			

Продолжение табл. 3.14

Типоразмер редуктора	$u_{\text{ном}}$	$u$	$n_0 = 1500$ , об/мин		$P_0$ , Н	При вариантах сборки	
			$M_T$ , Н·м	$\eta$		$11, 12$ $21, 22$	$13, 23$
Ч2-160	100	100,8	2 400	0,76	1500	13 000	6500
	125	124	2 800	0,73			
	160	169	2 600	0,71			
	200	201,5	2 770	0,66			
	250	248	2 800	0,63			
	400	403	2 580	0,57			
	630	676	2 800	0,50			
	1000	1040	2 800	0,40			
	1600	1612	2 800	0,33			
	2500	2704	2 800	0,27			
	4000	4244	2 600	0,20			

При мечания: 1. Обозначения параметров, применяемых в таблице:  $u_{\text{ном}}$  — номинальное передаточное число;  $u$  — фактическое передаточное число;  $n_0$  — частота вращения быстроходного вала;  $M_T$  — допускаемый крутящий момент на тихоходном валу;  $\eta$  — КПД редуктора расчетный;  $P_0$  и  $P_T$  — радиальные консольные нагрузки, приложенные соответственно на быстроходном и тихоходном валах.

2. Мощность, подводимая к редуктору, определяется по формуле  $N = \frac{M_T n_0}{9550 \eta u}$ .

3. В состоянии поставки величины КПД редукторов не должны быть менее 80 %, указанных в таблице.

## 4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ РЕДУКТОРОВ

Расчет основных элементов редукторов и мотор-редукторов приведен в ГОСТах и методических рекомендациях. Номера ГОСТов и МР указаны в табл. 4.1.

### 4.1. Перечень нормативно-технических документов, применяемых при расчетах элементов редукторов

Номер ГОСТа, МР, РТМ	Наименование
<b>Зубчатые цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления</b>	
ГОСТ 16532—70	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии
ГОСТ 13755—81 (СТ СЭВ 308—76)	Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур
ГОСТ 2185—66 (СТ СЭВ 229—75)	Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры
ГОСТ 9563—60 (СТ СЭВ 310—76)	Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые Модули
СТ СЭВ 221—75	Редукторы общего назначения. Передаточные числа
ГОСТ 21354—75	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность
РС 2204—69	Расчет нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач с внешним зацеплением
<b>Зубчатые цилиндрические эвольвентные передачи внутреннего зацепления</b>	
ГОСТ 19274—73	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии
	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет на прочность. Рекомендации
<b>Передачи зубчатые цилиндрические Новикова</b>	
ГОСТ 14186—69	Колеса зубчатые цилиндрические передач типа Новикова. Модули
ГОСТ 15023—76	Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур
ГОСТ 17744—72	Передачи Новикова с двумя линиями зацепления цилиндрические. Расчет геометрии
МР 2-24—81	МР. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхностей зубьев $NB \leqslant 320$ . Расчет на прочность
МР 2-054—80	МР. Передачи зубчатые зацепления Новикова цилиндрические. Расчет на прочность

Продолжение табл. 4.1

Номер ГОСТа, МР, РТМ	Наименование
<b>Зубчатые конические передачи</b>	
ГОСТ 12289—76 ГОСТ 16202—81 (СТ СЭВ 515—77) ГОСТ 19326—73	Передачи зубчатые конические. Основные параметры Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Исходный контур Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии
РС 1870—69  ГОСТ 13754—81 (СТ СЭВ 516—77) ГОСТ 19624—74	Редукторы конические общего назначения. Основные параметры Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии
<b>Зубчатые планетарные передачи</b>	
ГОСТ 25022—81 (СТ СЭВ 2821—80)	Редукторы планетарные. Основные параметры
<b>Червячные передачи</b>	
ГОСТ 2144—76 (СТ СЭВ 221—75, СТ СЭВ 267—76) ГОСТ 9369—77 ГОСТ 17696—80 ГОСТ 19036—81	Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры
ГОСТ 19650—74 МР 2-042—80	Передачи глобоидные. Основные параметры Передачи глобоидные. Расчет геометрии Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии Передачи червячные цилиндрические РОН. Расчеты на прочность и заедание
МР СТ СЭВ 2820—80	МР РОН червячные. Расчет КПД Передачи червячные цилиндрические для редукторов. Основные параметры
ГОСТ 24438—80	Передачи глобоидные. Исходный червяк и исходный производящий червяк
<b>Волновые передачи</b>	
МР	Волновые механические передачи. Методические рекомендации. М.: НИИМАШ, 1976
<b>Шпоночные соединения</b>	
ГОСТ 23360—78	Шпонки призматические. Размеры, допуски и посадки
<b>Шлицевые соединения</b>	
ГОСТ 21425—75	Соединения зубчатые (шлифованные) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности

Продолжение табл. 4.1

Номер ГОСТа МР, РТМ	Наименование
<b>Соединения с натягом</b>	
СТ СЭВ 144—75	ЕСДП СЭВ. Поля допусков и рекомендуемые посадки
СТ СЭВ 145—75	ЕСДП СЭВ. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений
<b>Валы</b>	
РТМ 2-056-2—80	Редукторы общего назначения. Расчет валов
ГОСТ 24266—80 (СТ СЭВ 534—77)	Редукторы общего назначения. Концы валов Основные размеры, допускаемые крутящие моменты
<b>Подшипники</b>	
ГОСТ 18855—82	Подшипники качения. Методы расчета динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности

#### 4.1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Основные буквенные обозначения, используемые при расчете зубчатых цилиндрических передач:

- $a_w$  — межосевое расстояние;  
 $b_k$  — ширина канавки между полушевронами;  
 $b_w$  — рабочая ширина зубчатого венца;  
 $d_1, d_2$  — делительные диаметры соответственно шестерни и колеса;  
 $d_{q1}, d_{q2}$  — диаметры вершин зубьев соответственно шестерни и колеса;  
 $E_1, E_2$  — модули упругости материалов соответственно шестерни и колеса;  
 $F_t$  — окружная сила;  
 $H_1, H_2$  — твердость поверхности зуба соответственно шестерни и колеса;  
 $H_{\text{сердц}}, H_{\text{сердц}}$  — твердость серцевины зуба соответственно шестерни и колеса;  
 $K_F$  — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки;  
 $K_{FL}, K_{HL}$  — коэффициент долговечности;  
 $K_{FL\max}$  — максимальный коэффициент долговечности;  
 $K_{Fv}, K_{Hv}$  — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении;  
 $F_{Hw}$  — коэффициент, учитывающий приработку зубьев;  
 $K_{FB}, K_{HB}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон контактирования по ширине зубчатого венца;  
 $K_{FB}^0, K_{HB}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон контактирования по ширине зубчатого венца в начальный период работы;  
 $K_{H\theta}$  — коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки;  
 $K_L$  — коэффициент, учитывающий наличие смазочного материала;  
 $K_{Nx}, K_{Hx}$  — коэффициенты, учитывающие размеры зубчатого колеса;  
 $K_{\beta u}$  — коэффициент, учитывающий наклон зуба и передаточное число;  
 $K_e$  — коэффициент, учитывающий осевое перекрытие;  
 $K_p$  — коэффициент, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на прочность при изгибе;  
 $m$  — модуль нормальный;  
 $N_{FE}, N_{HE}$  — эквивалентное число циклов перемена напряжений;  
 $N_{\Sigma}$  — суммарное число циклов перемена напряжений;  
 $N_{C1(t')}$  — число циклов перемена напряжений за время действия нагрузки  $T_1(t')$ ;  
 $S_{FP}, S_{FPM}$  — коэффициенты безопасности;  
 $T_1(t')$  — нагрузка, соответствующая  $t$ -й ступени циклограммы нагружения;  
 $T_{F1}$  — исходная расчетная нагрузка;

- $T_{FM1}$  — максимальная расчетная нагрузка;  
 $T_{H1}$  — исходная расчетная нагрузка;  
 $u$  — передаточное число;  
 $v$  — окружная скорость;  
 $Y_F$  — коэффициент формы зуба при расчете по местным напряжениям;  
 $Y_m$ ,  $Z_m$  — коэффициенты, учитывающие модуль зацепления;  
 $Z_M$  — коэффициент, учитывающий упругие свойства материалов сопряженных зубчатых колес;  
 $Z_R$  — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;  
 $Z_z$  — коэффициент, учитывающий число зубьев шестерни и колеса;  
 $z_1, z_2$  — число зубьев соответственно шестерни и колеса;  
 $z_p$  — эквивалентное число зубьев;  
 $\beta$  — угол наклона зуба на делительном цилиндре;  
 $\Psi_\theta$  — угол, определяемый расчетом в зависимости от деформации всех деталей в соответствии со схемой передачи;  
 $\Psi_\Delta$  — угол, определяемый расчетом в зависимости от степени точности передачи;  
 $\Psi_\Sigma$  — суммарный угол между проекциями осей зубчатых колес на плоскость, проходящую через линии зацепления;  
 $e_B$  — коэффициент, учитывающий минимальное число точек начального контакта;  
 $v$  — коэффициент Пуассона;  
 $\sigma_F, \sigma_{FM}$  — расчетные напряжения изгиба;  
 $\sigma_F \text{ lim}$  — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений;  
 $\sigma_{Flimb}$  — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений;  
 $\sigma_{FP}$  — допустимое напряжение при расчете зубьев на выносливость;  
 $\sigma_{FPL}$  — допустимое напряжение изгиба при действии максимальной нагрузки с числом циклов перемены напряжений  $N_{c1} \text{ max} < 5 \cdot 10^4$ ;  
 $\sigma_{FPM}$  — допустимое напряжение при расчете на пластическую деформацию;  
 $\sigma_H \text{ lim}$  — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений;  
 $\sigma_H \text{ lim } b$  — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений;  
 $\sigma_H \text{ max}$  — расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой;  
 $\sigma_{HP}$  — допустимое контактное напряжение;  
 $\sigma_{HP} \text{ max}$  — допустимое предельное напряжение;  
 $\sigma_{T1}, \sigma_{T2}$  — предел текучести материала соответственно шестерни и колеса;  
 $\Psi_{ba}, \Psi_{bd}$  — вспомогательные параметры;  
 $X_F$  — коэффициент, учитывающий возможность изменения взаимного расположения колес.

**Основные буквенные обозначения расчетных параметров:**

- $F$  — расчетная окружная сила;  
 $K$  — коэффициент, учитывающий влияние каких-либо факторов при расчетах зубьев на прочность активных поверхностей и на изгиб;  
 $N_p$  — число циклов перемены напряжений;  
 $S$  — коэффициент безопасности;  
 $T$  — крутящий момент;  
 $Y$  — коэффициент, учитывающий влияние каких-либо факторов только при расчете на предотвращение излома;  
 $Z$  — коэффициент, учитывающий влияние каких-либо факторов только при расчете прочности активных поверхностей зубьев;  
 $\sigma$  — напряжение.

**Основные и дополнительные индексы в буквенных обозначениях расчетных параметров:**

- $F$  — основной индекс в обозначениях величин при расчетах на прочность зубьев при изгибе;  
 $H$  — основной индекс, используемый при расчетах на прочность активных поверхностей зубьев;  
 $M$  — дополнительный индекс, относящийся к расчетам на прочность при действии максимальной нагрузки;  
 $P$  — дополнительный индекс, относящийся к допустимым напряжениям;  
 $1$  — относится к шестерне;  
 $2$  — относится к колесу;

отсутствие цифрового индекса означает, что его можно использовать при расчете любого зубчатого колеса передачи.

## 4.2. Стандартизованные параметры передач

Номер ГОСТа	Наименование	Стандартизованные параметры
ГОСТ 2185—66 (СТ СЭВ 229—75) ГОСТ 9563—60 (СТ СЭВ 310—76)	Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули	$a_w$ ; $u_{\text{ном}}$ ; $\Psi_a$ $m$
ГОСТ 14186—69	Колеса зубчатые цилиндрические передач Новикова. Модули	$m$
ГОСТ 25022—81 (СТ СЭВ 2821—80)	Редукторы планетарные. Основные параметры	$R_h$ ; $d$ ; $u$
ГОСТ 12289—76	Передачи зубчатые конические. Основные параметры	$d_e$ ; $u$ ; $b$
ГОСТ 2144—76 (СТ СЭВ 221—75, СТ СЭВ 267—76)	Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры	$a_w$ ; $u_{\text{ном}}$ ; сочетания $m$ , $q$ , $z_1$ ; рекомендуемые сочетания $a_w$ , $u_{\text{ном}}$ , $m$ , $q$ , $z_1$ , $z_2$ $m$ , $q$
ГОСТ 19672—74 (СТ СЭВ 267—76)	Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка	
ГОСТ 9369—77	Передачи гипоидные. Основные параметры	$a_w$ ; $u_{\text{ном}}$ ; $d_1$ ; $b_2$

При проектировочном расчете за исходные принимают следующие данные: тип редуктора, передаточное отношение, крутящий момент на тихоходном (быстроходном) валу, частоту вращения быстроходного (тихоходного) вала, режим нагружения, необходимую долговечность, технологические возможности завода-изготовителя (имеющиеся марки материалов, типы заготовок, виды проводимых термической или термохимической обработок; способы механической обработки, в особенности финишных операций).

Цель проектировочного расчета — найти определяющие параметры передач и главный параметр редуктора. К определяющим параметрам относят межосевые расстояния, внешние делительные диаметры конических колес, радиусы водил или делительные диаметры центральных колес с внутренними зубьями в планетарных передачах, ширину колес, модули и передаточные числа, коэффициенты диаметра червяка и число витков червяка (для червячных передач). Главным параметром редуктора является один из его определяющих параметров. Определяющие параметры передач или их сочетания стандартизованы (таб. 4.2).

При проектировочном расчете цилиндрических передач задаются значением коэффициента ширины колеса  $\Psi_a$  (отношением ширины колеса к межосевому расстоянию). При несимметричном расположении колес относительно опор и средней твердости зубьев коэффициент  $\Psi_a$  равен 0,315—0,4; при таком же расположении колес и высокой твердости зубьев — 0,25—0,315; при симметричном расположении — 0,4—0,5; для шевронных колес с канавкой — 0,63—1,0; для разнесенного шеврона — 0,25—0,4. В планетарных передачах коэффициент ширины сателлитов имеет значения 0,63—0,8; в двухступенчатых редукторах при равных радиусах водил задаются значением коэффициента  $\varphi$  для быстроходной ступени обычно вдвое меньшим, чем для тихоходной ступени.

Все цилиндрические передачи внешнего зацепления редукторов общемашиностроительного применения выполняются косозубыми. Предпочтительное направление зубьев шестерен — левое, колес — правое. Угол наклона зубьев обычно принимают равным 8—18°. Конические передачи выполняют с круговыми зубом, средний

Рис. 4.1. Пример циклограммы нагружения

угол наклона делительной линии зуба  $35^\circ$ . Предпочтительное направление спирали у шестерен — правое, у колес — левое.

Как правило, размеры зубчатых передач определяют из расчета на контактную прочность активных поверхностей зубьев. В большинстве случаев необходимая прочность зубьев на изгиб обеспечивается подбором модуля и числа зубьев  $z$  зубчатой пары при значениях  $a_w$  и  $b_w$ , полученных из расчета на контактную прочность.

Исключение составляют передачи с высокой твердостью поверхностей зубьев при  $N_{HE} \leq N_{H0}$  (т. е.  $K_{HL} \geq 1$ ) и особенно при реверсивной симметричной нагрузке, а также передачи Новикова.

**Эвольвентная цилиндрическая передача внешнего зацепления.** Межосевое расстояние цилиндрической эвольвентной передачи внешнего зацепления определяют в соответствии с ГОСТ 21354—75:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} K_{HB}}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \quad (4.1.1)$$

где  $K_a$  — вспомогательный коэффициент; значения для прямозубых передач — 495, для косозубых и шевронных — 430;  $T_{2H}$  — максимальный крутящий момент на тихоходном валу передачи, число циклов действия которого превышает 0.03  $N_{HE}$ ;  $N_{HE}$  — эквивалентное число циклов изменения напряжений, определяемое с учетом всех действующих нагрузок.

Величина  $N_{HE}$  зависит от вида нагружения. При постоянной нагрузке  $N_{HE} = N_\Sigma$ . При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{HE} = N_\Sigma \sum_i \left\{ \left[ \frac{T_{2i} + v_H T_{2H}}{T_{2H}(1 + v_H)} \right]^3 \frac{n_{ci}}{N_\Sigma} \right\}, \quad (4.1.2)$$

где  $v_H$  — коэффициент, учитывающий динамическую добавку к нагрузке, возникающую в зацеплении;  $T_{2i}$  — крутящий момент на тихоходном валу  $i$ -й ступени циклограммы нагружения;  $n_{ci}$  — число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки  $T_{2i}$ .

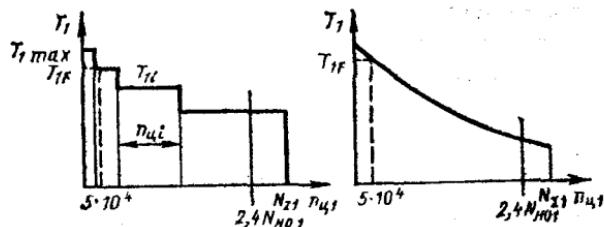
При ориентировочном определении межосевого расстояния при неполных данных о передаче значением  $v_H$  можно пренебречь, тогда

$$N_{HE} = N_\Sigma \sum_i \left[ \left( \frac{T_{2i}}{T_{2H}} \right)^3 \frac{n_{ci}}{N_\Sigma} \right]. \quad (4.1.3)$$

При плавном характере циклограммы нагружения

$$N_{HE} = N_\Sigma \int_{T_{2min}}^{T_{2max}} \left[ \frac{T_2 + v_H T_{2H}}{T_{2H}(1 + v_H)} \right]^3 d \left( \frac{n_c}{N_\Sigma} \right). \quad (4.1.4)$$

Если нагрузка непостоянна, то при определении  $N_{HE}$  учитывают только ту часть циклограммы нагружения, в которой число циклов действия нагрузки не более  $2.4 N_{HE}$ , т. е. при  $N_\Sigma > 2.4 N_{H0}$  принимать  $N_\Sigma = 2.4 N_{H0}$  (рис. 4.1). При определении  $N_{HE}$  можно не учитывать те участки циклограммы нагружения, которые соответствуют кратковременным нагрузкам с общим числом циклов действия менее



$0,03 N_{HE}$ . При плавном характере изменения величины нагрузки возможно использование одной из типовых циклограмм нагружения (см. рис. 6.6).

**Определяющий параметр конической передачи с круговыми зубьями.** Ориентировочное значение внешнего делительного диаметра колеса конической передачи  $d_{e2}$  может быть определено по формуле

$$d_{e2} = 0,5 \sqrt[3]{\frac{T_{2H} u K_{H\beta} K'_{Ho}}{(1 - K_{be}) K_{be} \sigma_{HP}^2}}, \quad (4.1.5)$$

$$\text{где } K_{be} = \frac{b}{R_e} = \frac{2}{\frac{u}{K_m} + K_m} \leq 0,3; \quad (4.1.6)$$

здесь  $b$  — ширина зубчатого венца;  $R_e$  — внешнее конусное расстояние;  $K_m = 0,6$  при консольной установке шестерен;  $K_m = 0,8$  при опорах, расположенных по обе стороны от шестерни в непосредственной близости от зубчатого венца;  $K'_{Ho} = 1,1 \div 1,3$ ;  $\sigma_{HP}$  — допустимое напряжение.

**Расчет основных параметров планетарной цилиндрической передачи.** Радиус расположения осей сателлитов (межосевое расстояние) планетарных передач  $2K - h$  типа  $A_{ha}^b$

$$a_w = 280 \sqrt[3]{\frac{T_h K'_{HS} K'_{Hv} l^2}{n_w (i - 2) \Psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \quad (4.1.7)$$

где  $T_h$  — расчетный момент на водиле;  $K'_{HS} = 1,2 \div 1,3$ ;  $K'_{Hv} = 1,2 \div 1,25$  (соответственно для передач степеней точности 7,8 по нормам плавности);  $n_w$  — количество сателлитов;  $\Psi_{ba}$  — коэффициент ширины сателлитов, который определяют из соотношения

$$\Psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = \frac{4}{l} (\Psi_{bd})_a = 4 \frac{l - 1}{l} (\Psi_{bd})_b.$$

При  $n_w = 3$

$$(\Psi_{bd})_a = \frac{b_w}{d_{wa}} \leq 0,75,$$

$$0,08 \div 0,10 \leq (\Psi_{bd})_b = \frac{b_w}{d_{wb}} \leq 0,18 \div 0,20;$$

$l$  — передаточное отношение планетарной передачи;  $\sigma_{HP}$  — допустимое напряжение. Числовое значение радиуса водила округляют до ближайшего значения, взятого из ГОСТ 25022—81.

Модуль планетарной передачи

$$m = \frac{500 T_h K'_{Fa} K'_{F\Sigma}}{b_w a_w n_w} \max \left( \frac{Y_{Fa}}{\sigma_{FPa}}, \frac{Y_{Fg}}{\sigma_{FPg}} \right), \quad (4.1.8)$$

где  $Y_{Fa}$ ,  $Y_{Fg}$  — коэффициенты формы зуба;

при  $i \geq 4$   $Y_{Fa} = 4,2$ ,  $Y_{Fg} = 4,2 - 0,1(i - 4)$ ;

при  $i < 4$   $Y_{Fg} = 4,2$ ,  $Y_{Fa} = 4,2 + 0,1(i - 4)$ ;

$$K'_{F\Sigma} = 1,25 \div 1,35, \quad K'_{Fg} = 1,15 \div 1,30$$

(соответственно для передач степеней точности 4—8 по нормам плавности);  $\sigma_{PP}$  — допустимое напряжение.

Найденное значение модуля округляют до стандартных значений, приведенных в ГОСТ 9563—60.

Числа зубьев колес в планетарной передаче находят из соотношений:

$$z_{\Sigma} = 2a_{\omega}/m; \quad (4.1.9)$$

$$z_a = 2z_{\Sigma}/i; \quad (4.1.10)$$

$$z_g = z_{\Sigma}(i - 2)/i; \quad (4.1.11)$$

$$z_b = 2z_{\Sigma}(i - 1)/i. \quad (4.1.12)$$

Полученные значения чисел зубьев округляют до целых и для передач типа А проверяют выполнение следующих условий сборки. Условие соседства

$$(d_a)_g < 2a_{\omega} \sin(\pi/n_{\omega}).$$

В проектировочном расчете

$$z_g + 2 < (z_a + z_g) \sin(\pi/n_{\omega}); \quad (4.1.13)$$

рекомендуется

$$z_g + 2,5 \leq (z_a + z_g) \sin(\pi/n_{\omega}). \quad (4.1.14)$$

Условие соосности

$$(a_{\omega})_a = (a_{\omega})_b \text{ или} \quad (4.1.15)$$

$$(z_a + z_g)/(\cos \alpha_{tw})_a = (z_b - z_g)/(\cos \alpha_{tw})_b \quad (4.1.16)$$

при  $(\alpha_{tw})_a = (\alpha_{tw})_b$  (обычный случай)

$$z_a + z_g = z_b - z_g. \quad (4.1.17)$$

Условие сборки

$$\frac{z_a + z_b}{n} = \text{Целое число.} \quad (4.1.18)$$

При выполнении условия (4.1.17):

$$z_b = z_a + 2z_g; \quad (4.1.19)$$

$$z_a + z_b = 2z_a + 2z_g = 2z_{\Sigma}. \quad (4.1.20)$$

Условие сборки преобразуется в выражение

$$2z_{\Sigma}/n_{\omega} = \text{Целое число,} \quad (4.1.21)$$

т. е. при  $n_{\omega} = 3 z_{\Sigma}$  должно быть кратно 3. В соответствии с этим корректируется результат по (4.1.9).

Условие соседства при  $n_{\omega} = 3$  принимает вид

$$\frac{i-2}{i} z_{\Sigma} + 2,5 \leq \left( \frac{2}{i} z_{\Sigma} + \frac{i-2}{i} z_{\Sigma} \right) \frac{\sqrt{3}}{2},$$

$$z_{\Sigma} \frac{2 - 0,134i}{i} \geq 2,5. \quad (4.1.22)$$

Теоретически возможны передачи при  $n_{\omega} = 3$  и  $i < 14,93$  ( $z_{\Sigma} \rightarrow \infty$ ); практически при  $i \leq 10$  условие соседства всегда бывает выполненным.

**Червячная цилиндрическая передача.** При проектировочном расчете значения межосевого расстояния и модуль находят из условия выносливости активных поверхностей зубьев.

За исходные принимают следующие данные: передаточное число  $i$ , частоту вращения червяка  $n_1$ , крутящий момент на тихоходном валу  $T_{2\text{ном}}$  при постоянной на-

грузке или циклограмму нагружения (зависимость  $T_2(t)$ ) при переменной нагрузке, срок службы передачи, режим работы и условия нагружения. Следует выбрать вид червяка, материалы червяка и колеса и их термообработку, степень точности и шероховатость поверхностей зубьев, марку применяемого масла. Для расчета необходимо также задаться числом заходов червяка, которое зависит от передаточного числа:

$$\frac{u}{z_1} : \dots : \dots : \dots : \begin{array}{c} 8-16 \\ 4 \end{array} \quad \begin{array}{c} 16-31,5 \\ 2 \end{array} \quad \begin{array}{c} 31,5-80 \\ 1 \end{array}$$

Далее определяют число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u. \quad (4.1.23)$$

Значение  $z_2$  округляют до ближайшего целого числа. Величину  $z_2$  можно изменять, но после этого обязательно уточняют окончательное значение  $u$ .

Значение межосевого расстояния при проектировочном расчете определяют в зависимости от значения  $\delta'$  (доли неустановившейся нагрузки) по одной из формул: при  $0 \leq \delta' < 0,05$

$$a_{\omega} = (0,33 - 0,01z_1) \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M}{\sigma_{HP}}\right)^2 T_{2\text{ном}} K_{HE} z_2 K_J K_{Hf}}; \quad (4.1.24)$$

при  $\delta' > 0,05$

$$a_{\omega} = (0,33 - 0,01z_1) \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M}{\sigma_{HP}}\right)^2 T_{2\text{ном}} K_{HE} K_{nL} z_2 K_{Hf}}. \quad (4.1.25)$$

Расчетное значение  $a_{\omega}$  округляют до ближайшего стандартного, взятого из ГОСТ 2144—76, после чего находят ориентировочное значение модуля

$$m = (1,5 \div 1,6) (a_{\omega}/z_2). \quad (4.1.26)$$

Значение модуля округляют до ближайшего стандартного, взятого из ГОСТ 19672—74. Из этого же ГОСТА, но с учетом ограничений, указанных в ГОСТ 2144—76, выбирают значения коэффициентов диаметра червяка в пределах, определенных формулой:

$$q = \frac{2a_{\omega}}{m} - z_2 \pm 2. \quad (4.1.27)$$

Для определения коэффициента смещения  $x$  пользуются формулой

$$x = \frac{a_{\omega}}{m} - \frac{z_2 + q}{2}. \quad (4.1.28)$$

Рекомендуемые пределы значения  $-1 \leq x \leq 1$ .

При расчете допустимого контактного напряжения  $\sigma_{HP}$  используют ориентировочные значения скоростей:

$$v_3 = 0,064 n_1 \sqrt[3]{\frac{T_{2\text{ном}}}{u}}; \quad (4.1.29)$$

$$v_{CK} = 0,020 n_1 \sqrt[3]{T_{2\text{ном}}}. \quad (4.1.30)$$

## Примеры расчетов

В табл. 4.3 приведен проектировочный расчет планетарной передачи, в табл. 4.4 — червячной передачи.

## 4.3. Пример проектировочного расчета планетарной передачи

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
<b>Исходные данные (техническое задание ТЗ)</b>		
1. Вид нагрузки		Постоянная
2. Номинальное передаточное отношение	$i_{\text{ном}}$	$i_{\text{ном}} = 5$
3. Номинальный крутящий момент, Н·м:		
на тихоходном валу	$T_h \text{ nom}$	$T_h \text{ nom} = 2000;$
на быстроходном валу	$T_a \text{ nom}$	$T_a \text{ nom} = T_h \text{ nom}/i = 2000/5 = 400$
4. Срок службы передачи, ч	$t_L$	$t_L = 36\,000$
5. Частота вращения, об/мин: быстроходного вала (шестерни)	$n$	$n_a = 1500$
тихоходного вала (водила)		$n_h = \frac{n_a}{i_{\text{ном}}} = \frac{1500}{5} = 300$
6. Тип передачи	—	Планетарная схема $2K-h$ , тип $A_{ha}^b$ ; колеса эвольвентные, прямозубые
7. Степень точности	—	9—8—7—B ГОСТ 1643—81
8. Шероховатость поверхностей зубьев, мкм:	$R_a$	
шестерни		$R_{a_d} 1,25;$
сателлитов		$R_{a_g} 1,25;$
венца		$R_{a_b} 2,5$
9. Материал:	—	
шестерни		Сталь 25ХГМ ГОСТ 4543—71
сателлитов		То же
венца		Сталь 45 ГОСТ 1050—74
10. Способ упрочняющей обработки:	—	
шестерни		Нитроцементация
сателлитов		»
венца		Улучшение
11. Толщина упрочненного слоя, мм:	$\delta_y$	
шестерни		$\delta_{ya} = 0,4+0,5;$
сателлитов		$\delta_{yg} = 0,4+0,5$
венца		—

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
12. Твердость поверхности зуба (средняя): шестерни сателлитов венца	$H$	$H_a = HRC 59 (HB 600);$ $H_g = HRC 59 (HB 600);$ $H_b = HRC 33 (HB 302)$
13. Твердость сердцевины зуба (средняя): шестерни сателлитов венца	$H_{\text{сердц}}$	$H_a^{\text{сердц}} = HRC 35 (HB 321);$ $H_g^{\text{сердц}} = HRC 35 (HB 321);$ $H_b^{\text{сердц}} = HRC 33 (HB 302)$
14. Относительная ширина зубьев	$\psi_{ba}$	$\psi_{ba} = 0,5;$ $(\psi_{bd})_a = \psi_{ba} \frac{i_{\text{ном}}}{4} = 0,5 \frac{5}{4} = 0,63;$
	$\psi_{bd}$	$(\psi_{bd})_b = \psi_{ba} \frac{i}{4(i-1)} = 0,5 \frac{5}{4(5-1)} = 0,16$
15. Число сателлитов	$n_w$	$n_w = 3$
16. Частота вращения относительно водила, об/мин: шестерни сателлитов венца	$n^h$	$n_a^h = n_a - n_h = 1500 - 300 = 1200;$ $n_g^h = -2 \frac{n_a^h}{i_{\text{ном}} - 2} = -2 \frac{1200}{5 - 2} = -800;$ $n_b^h = -n_h = -300$
17. Общее число циклов нагружения зубьев [17, табл. 2]: шестерни сателлитов венца	$N_{\Sigma}$	$N_{\Sigma a} = n_a^h 60 t_L n_w = 1200 \cdot 60 \cdot 36000 \cdot 3 = 7776 \cdot 10^6;$ $N_{\Sigma g} =  n_g^h  60 t_L = 800 \cdot 60 \cdot 36000 = 1728 \cdot 10^6;$ $N_{\Sigma b} =  n_b^h  60 t_L n_w = 300 \cdot 60 \cdot 36000 \cdot 3 = 1944 \cdot 10^6$

## Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
<b>Расчет межосевого расстояния</b> [17, пп. 3.3.1, 7.2.1, 7.2.2; табл. 7 и 8]		
18. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	$T_{hH}$	$T_{hH} = T_{h\text{ nom}} = 2000$
19. Эквивалентное число циклов перемены напряжений:	$N_{HE}$	При постоянной нагрузке $N_{HE} = N_{\Sigma}$ $N_{HEa} = N_{\Sigma a} = 7776 \cdot 10^6$ $N_{HEg} = N_{\Sigma g} = 1728 \cdot 10^6$ $N_{HEb} = N_{\Sigma b} = 1944 \cdot 10^6$
шестерни сателлитов венца		
20. Базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости:	$N_{H0}$	При $HRC > 56$ $N_{H0a} = 120 \cdot 10^6$ $N_{H0g} = 120 \cdot 10^6$ $N_{H0b} = 30 H_{BBb}^{2,4} =$ $= 30 \cdot 302^{2,4} = 26,862 \cdot 10^6$
шестерни сателлитов венца		
21. Коэффициент долговечности:	$K'_{HL}$	
шестерни		$K'_{HLa} = \sqrt[24]{\frac{N_{H0a}}{N_{HEa}}} =$ $= \sqrt[24]{\frac{120 \cdot 10^6}{7776 \cdot 10^6}} = 0,8405;$ $K'_{HLa} = 0,9$
сателлитов		$K'_{HLg} = \sqrt[24]{\frac{N_{H0g}}{N_{HEg}}} =$ $= \sqrt[24]{\frac{120 \cdot 10^6}{1728 \cdot 10^6}} = 0,8948;$ $K'_{HLg} = 0,9$
венца		$K'_{HLb} = \sqrt[24]{\frac{N_{H0b}}{N_{HEb}}} =$ $= \sqrt[24]{\frac{26,86 \cdot 10^6}{1944 \cdot 10^6}} = 0,8366;$ $K'_{HLb} = 0,9$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
22. Предел контактной выносливости материала на активных поверхностях зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа:	$\sigma_{H \lim b}$	
шестерни		$\sigma_{H \lim ba} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 59 = 1357$
сателлитов		$\sigma_{H \lim bg} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 59 = 1357$
венца		$\sigma_{H \lim bb} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 302 + 70 = 674$
23. Допустимое контактное напряжение, МПа:	$\sigma'_{HP}$	
шестерни		$\sigma'_{HPa} = 0,75\sigma_{H \lim ba}K'_{HLa} = 0,75 \cdot 1357 \cdot 0,9 = 916$
сателлитов		$\sigma'_{HPg} = 0,75\sigma_{H \lim bg}K'_{HLg} = 0,75 \cdot 1357 \cdot 0,9 = 916$
зацепления шестерня—сателлит		$\sigma'_{HPag} = \min(\sigma'_{HPa}, \sigma'_{HPg}) = 916$
венца		$\sigma'_{HPb} = 0,75 \cdot 674 \cdot 0,9 = 455$
24. Обобщенный коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях планетарной передачи	$K'_{H\Sigma}$	$K'_{H\Sigma} = 1,3$
25. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	$K'_{Hv}$	Для 8-й степени точности по нормам плавности $K'_{Hv} = 1,25$
26. Межосевое расстояние планетарной передачи, мм	$a_w$	Ориентировочно
		$a_w = 280 \sqrt[3]{\frac{T_{hH} K'_{H\Sigma} K'_{Hv} i^2}{n_w (l-2) \Psi_{ba} \sigma_{HP}^2}} = 280 \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 5^2}{3 (5-2) 0,5 \cdot 916^2}} = 78.$
		Принимаем $a_w = 80$
<b>Расчет модуля передачи</b>		
[17,пп. 3.3.1, 7.3.1, 7.3.2; табл. 12]		
27. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	$T_{hF}$	$T_{hF} = T_{h \text{ nom}} = 2000$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
28. Обобщенный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зуба	$K_{F\Sigma}$	Для проектировочного расчета при $n_w = 3$ ориентировочно $K'_{F\Sigma} = 1,25$
29. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	$K'_{Fv}$	Ориентировочно, при 8-й степени точности $K'_{Fv} = 1,3$
30. Коэффициент, учитывающий форму зуба	$Y'_p$	Ориентировочно $Y'_{Fa} = 4,2;$ $Y'_{Fg} = 4,2 - 0,1(l-4) = 4,2 - 0,1(5-4) = 4,1$
31. Эквивалентное число циклов перемены напряжений	$N_{FE}$	При постоянной нагрузке $N_{FE} = N_\Sigma;$ $N_{FEa} = N_{\Sigma a} = 7776 \cdot 10^6;$ $N_{FEd} = N_{\Sigma d} = 1728 \cdot 10^6;$ $N_{FEb} = N_{\Sigma b} = 1944 \cdot 10^6;$
32. Базовое число циклов перемены напряжений изгиба	$N_{F0}$	$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$
33. Коэффициент долговечности	$K_{FL}$	$K_{FLa} = K_{FLg} = 1$ при $N_{FE} > N_{F0}$
34. Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака	$\gamma_{F0}$	$\gamma_{Fca} = \gamma_{Fcg} = 0,25$
35. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	$K_{Fc}$	$K_{Fca} = K_{Fcg} = 1 - 0,25 = 0,75$ при симметричной реверсивной нагрузке
36. Предел выносливости материала зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{F \lim b(0)}$	$\sigma_{F \lim b(0)a} = 1000;$ $\sigma_{F \lim b(0)g} = 1000$
37. Допустимое напряжение изгиба, МПа	$\sigma'_{FP}$	$\sigma'_{FPa} = 0,4\sigma_{F \lim b(0)a} K_{Fca} K_{FLa} = 0,4 \cdot 1000 \cdot 0,75 \cdot 1 = 300;$ $\sigma'_{Fpg} = 0,4\sigma_{F \lim b(0)g} K_{Fcg} K_{FLg} = 0,4 \cdot 1000 \cdot 0,75 \cdot 1 = 300$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указанное к расчету
38. Модуль (4.1.8)	$m$	$m = \frac{500 T_{hF} K'_{F_0} K'_{F\Sigma}}{b_w a_w n_w} \times$ $\times \max \left( \frac{Y'_{Fa}}{\sigma_{FPa}}, \frac{Y'_{Fg}}{\sigma_{FPg}} \right) =$ $= \frac{500 \cdot 2000 \cdot 1,3 \cdot 1,25}{(0,5 \cdot 80) 80 \cdot 3} \times$ $\times \max \left( \frac{4,2}{300}, \frac{4,1}{300} \right) = 2,37.$ <p>Принято <math>m = 2,5</math></p>

## Определение чисел зубьев

39. Суммарное число зубьев (4.1.9)	$z_\Sigma$	Ориентировочно $z_\Sigma = 2a_w/m = 2 \cdot 80/2,5 = 64$ . Из условий сборки и соосности $z_\Sigma$ должно быть целым числом, кратным $n_w = 3$ ; принято $z_\Sigma = 63$
40. Допуск на передаточное отношение	$\delta_i$	$\delta_i = 0,04$
41. Пределевые значения передаточных отношений (ГОСТ 2185—66): минимальное максимальное	$i_{\min}$ $i_{\max}$	$i_{\min} = i_{\text{ном}} (1 - \delta_i) = 4,8$ , $i_{\max} = i_{\text{ном}} (i + \delta_i) = 5,2$
42. Число зубьев (4.1.10): шестерни	$z$	$z_{a \min} = \frac{2z_\Sigma}{i_{\max}} = \frac{2 \cdot 63}{5,2} = 24,2$ , $z_{a \max} = \frac{2z_\Sigma}{i_{\min}} = \frac{2 \cdot 63}{4,8} = 26,3$ .
		Принимаем $z_a = 25$
		$z_g = z_\Sigma - z_a = 63 - 25 = 38$ ; $z_b = z_\Sigma + z_g = 63 + 38 = 101$
43. Проверка условия соседства (4.1.14)		$z_g + 2,5 = 40,5 \leq (z_a + z_g) \times$ $\times \sin \left( \frac{\pi}{n_w} \right) = 63 \cdot \sin \frac{\pi}{3} = 54,6$ .
		Условие соседства выполнено

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
<b>Параметры исходного контура</b>		
(ГОСТ 13755—68; ГОСТ 16532—70, табл. 2, 4, 6; табл. 1 прил. 1)		
44. Угол профиля	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ;$ $\cos \alpha = 0,939693;$ $\operatorname{tg} \alpha = 0,363970;$ $\operatorname{inv} \alpha = 0,0149044$
45. Коэффициент высоты головки	$h_a^*$	$h_a^* = 1$
46. Коэффициент граничной высоты	$h_l^*$	$h_l^* = 2$
47. Коэффициент радиального вазора	$c^*$	$c^* = 0,25$
48. Передаточное отношение	$i$	$i = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{101}{25} = 5,04$
49. Угол наклона	$\beta$	$\beta = 0$
50. Делительное межосевое расстояние, мм	$a$	$a = \frac{m z_{\Sigma}}{2} = \frac{2,5 \cdot 63}{2} = 78,75$
51. Угол зацепления	$\alpha_w$	$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cos \alpha = 0,925010;$ $\operatorname{tg} \alpha_w = 0,410745;$ $\sin \alpha_w = 0,379943;$ $\operatorname{inv} \alpha_w = 0,0210101$
52. Коэффициент суммы смещений	$x_{\Sigma}$	$x_{\Sigma} = \frac{z_{\Sigma}}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) =$ $= \frac{63}{2 \cdot 0,363970} (0,0210101 -$ $- 0,0149044) = 0,528422$
53. Коэффициент смещения: шестерни сателлитов венца	$x$	$x_a = 0,528$ $x_g = 0$ $x_b = 0,528$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
54. Начальный диаметр, мм: шестерни сателлитов венца	$d_w$	$d_{wa} = \frac{4a_w}{L} = \frac{4 \cdot 80}{5,04} = 63,492$ $d_{wg} = \frac{2a_w(i - 2)}{i} = 96,508$ $d_{wb} = \frac{4a_w(i - 1)}{i} = 256,508$
55. Делительный диаметр, мм: шестерни сателлитов венца	$d$	$d_a = mz_a = 2,5 \cdot 25 = 62,5$ $d_g = mz_g = 2,5 \cdot 38 = 95$ $d_b = mz_b = 2,5 \cdot 101 = 252,5$
56. Коэффициент воспринимаемого смещения	$y$	$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{80 - 78,75}{2,5} = 0,5$
57. Коэффициент уравнительного смещения	$\Delta y$	$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0,528422 - 0,5 = 0,028422$
58. Диаметр вершин зубьев, мм: шестерни сателлитов венца	$d_a$	$d_{aa} = d_a + 2(h_a^* + x_a - \Delta y) m = 62,5 + 2(1 + 0,528 - 0,028) \times 2,5 = 70$ $d_{ag} = d_g + 2(h_a^* + x_g - \Delta y) \times m = 95 + 2(1 + 0 - 0,028) 2,5 = 99,858$ $d_{ab} = d_b - 2(h_a^* - x_b + \Delta y - K_2) m = 0,25 - 0,125 \cdot 0,518 = 0,184$
59. Основной диаметр, мм	$d_b$	$d_{ab} = 252,5 - 2(1 - 0,528 + 0,028 - 0,184) 2,5 = 250,920;$
шестерни		$d_{ba} = d_a \cos \alpha = 62,5 \cdot 0,939693 = 58,731;$
сателлитов		$d_{bg} = d_g \cos \alpha = 95 \cdot 0,939693 = 89,271;$
венца		$d_{bb} = d_b \cos \alpha = 252,5 \cdot 0,939693 = 237,272$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
60. Диаметр впадин, мм; шестерни	$d_f$	$d_{fa} = d_a - 2(h_a^* + c^* - x_a) m =$ $= 62,5 - 2(1 + 0,25 - 0,528) 2,5 =$ $= 58,89$
сателлитов		$d_{fg} = d_g - 2(h_a^* + c^* - x_g) m =$ $= 95 - 2(1 + 0,25 - 0) 2,5 =$ $= 88,75$
61. Угол профиля зуба в точке окружности вершин:	$\alpha_a$	
шестерни		$\cos \alpha_{aa} = \frac{d_{ba}}{d_{aa}} = \frac{58,731}{70} =$ $= 0,839014;$ $\operatorname{tg} \alpha_{aa} = 0,648510$
сателлитов		$\cos \alpha_{ag} = \frac{d_{bg}}{d_{ag}} = \frac{89,271}{99,858} =$ $= 0,893979;$ $\operatorname{tg} \alpha_{ag} = 0,501251$
венца		$\cos \alpha_{ab} = \frac{237,272}{250,920} = 0,945608;$ $\operatorname{tg} \alpha_{ab} = 0,344020$
62. Составляющая коэффициента торцового перекрытия, определяемая начальными головками зубьев:	$e_a$	
шестерни		$e_{aa} = \frac{z_a}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{aa} - \operatorname{tg} \alpha_w) =$ $= \frac{25}{2\pi} (0,648510 - 0,410745) =$ $= 0,94604$
сателлитов		$e_{ag} = \frac{z_g}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{ag} - \operatorname{tg} \alpha_w) =$ $= \frac{38}{2\pi} (0,501251 - 0,410745) =$ $= 0,54737$
венца		$e_{ab} = \frac{z_b}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg} \alpha_{ab}) = \frac{101}{2\pi} \times$ $\times (0,410745 - 0,344020) = 1,07258$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
63. Коэффициент торцового перекрытия защелений: шестерня — сателлит сателлит — венец	$\varepsilon_a$	$\varepsilon_{aag} = \varepsilon_{aa} + \varepsilon_{ag} = 0,94604 + 0,54737 = 1,4934$ $\varepsilon_{abg} = \varepsilon_{ag} + \varepsilon_{ab} = 0,54737 + 1,07258 = 1,61995$
Подбор подшипников сателлитов (ТЗ, [17], [20, табл. 24, 25])		
64. Частота вращения относительно водила, об/мин:	$n^h$	
шестерни		$n_a^h = n_a \left(1 - \frac{1}{i}\right) = 1500 \left(1 - \frac{1}{5,04}\right) = 1202$
сателлитов		$n_g^h = -2 \frac{n_a^h}{i-2} = -2 \times \frac{1202}{5,04-2} = -791$
венца		$n_b^h = -\frac{n_a^h}{i} = -298$
65. Максимальный наружный диаметр подшипника сателлита, мм	$D_{\text{пп}} \text{ max}$	Ориентировочно $D_{\text{пп}} \text{ max} \approx d_{fg} - 4,5m = 88,75 - 4,5 \cdot 2,5 = 77,5$
66. Требуемая долговечность подшипника, ч	$L_h$	$L_h = 10000$ $L = \frac{L_h 60 n_g^h}{10^6} = 475 \text{ млн. об.}$
67. Тип подшипника	—	Роликовый
68. Показатель степени	$m_{\text{пп}}$	$m_{\text{пп}} = \frac{10}{3}$
69. Число подшипников в опоре	$K_{\text{пп. оп}}$	$K_{\text{пп. оп}} = 2$
70. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами	$\Omega$	Ориентировочно $\Omega = 1,2$
71. Расчетная нагрузка на подшипник, Н	$F_{\text{пп}}$	$F_{\text{пп}} = \frac{T_h \Omega 1000}{a_w n_{\omega} K_{\text{пп. оп}}} = 5000$
72. Коэффициент вращения	$K_K$	$K_K = 1,2$ для подшипников сателлитов

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
73. Коэффициент безопасности для редуктора	$K_b$	$K_b = 1,3$
74. Температурный коэффициент	$K_t$	$K_t = 1$
75. Эквивалентная нагрузка на подшипник, Н	$Q_{\text{д}}$	$Q_{\text{д}} = F_{\text{д}} K_{\text{K}} K_b K_t =$ $= 5000 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1 = 7800$
76. Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника, Н	$C$	$C = Q_{\text{д}} L^{1/m_{\text{д}}} = 7800 \cdot 475^{0,3} =$ $= 49\,545$
77. Принятый подшипник	—	Подшипник 12507 ГОСТ 8328-75
78. Внутренний диаметр подшипника, мм	$d_{\text{в}}$	$d_{\text{в}} = 35$
79. Наружный диаметр подшипника, мм	$D_{\text{в}}$	$D_{\text{в}} = 72$
80. Ширина подшипника, мм	$B_{\text{в}}$	$B_{\text{в}} = 23$
81. Динамическая грузоподъемность подшипника, Н	$C$	$C = 49\,500$

## Определение коэффициента полезного действия [19]

82. Окружная скорость в зацеплении относительно ведила, м/с	$v^h$	$v^h = \frac{\pi d_{wg}  n_g }{60\,000} = \frac{\pi 96,5 \cdot 791}{60\,000} = 4$
83. Суммарная скорость качения, м/с	$v_{\Sigma}$	$v_{\Sigma} = 2V^h \sin \alpha_w =$ $= 2 \cdot 4 \cdot 0,379943 = 3,04$
84. Коэффициент трения [19, рис. 3.7]	$f_3$	$f = 0,067$ $f_3 = 1,25 f = 0,0837$
85. Коэффициент потерь в зацеплении: шестерня — сателлиты	$\psi_3^h$	$\psi_{3ag}^h = 2\pi f_3 \left( \frac{1}{z_a} + \frac{1}{z_g} \right) \times$ $\times (1 - e_{\alpha ag} + 0,5e_{\alpha ag}^2) \times$ $\times \frac{\max(e_{aa}, e_{ag})}{e_{\alpha ag}} =$ $= 2\pi \cdot 0,0837 \left( \frac{1}{25} + \frac{1}{38} \right) \times$ $\times (1 - 1,4934 + 0,5 \cdot 1,4934^2) \times$ $\times \frac{0,94604}{1,4934} = 0,01374$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
сателлиты—венец		$\begin{aligned} \psi_{3gb}^h &= 2\pi f_s \left( \frac{1}{z_g} - \frac{1}{z_b} \right) \times \\ &\times (1 - e_{agb} + 0,5e_{agb}^2) \times \\ &\times \frac{\max(e_{ag}, e_{ab})}{e_{agb}} = \\ &= 2\pi \cdot 0,0837 \left( \frac{1}{38} - \frac{1}{101} \right) \times \\ &\times (1 - 1,61995 + 0,5 \cdot 1,61995^2) \times \\ &\times \frac{1,07258}{1,61995} = 0,00396; \\ \psi_3^h &= \psi_{3ag}^h + \psi_{3gb}^h = \\ &= 0,01374 + 0,00396 = 0,01769 \end{aligned}$
86. Коэффициент трения в подшипниках сателлитов	$\mu$	$\mu = 0,0011$
87. Средняя нагрузка на ось, Н	$P$	$P = \frac{T_h 1000}{a_w n_w K_{n.w. \text{оп}}} = 4167$
88. Момент трения в подшипниках, Н·м	$M_{Tp}$	$\begin{aligned} M_{Tp} &= \frac{0,5\mu P d_n}{1000} = \\ &= \frac{0,5 \cdot 0,0011 \cdot 4167 \cdot 35}{1000} = 0,0802 \end{aligned}$
89. Коэффициент потерь в подшипниках сателлитов	$\Psi_n^h$	$\begin{aligned} \Psi_n^h &= \frac{\sum_i M_{Tp i} n_i}{M_{Tp} n_T} = \\ &= \frac{M_{Tp} n_w K_{n.w. \text{оп}}  n_g^h }{T_h n_T} = \\ &= \frac{0,0802 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 791}{2000 \cdot 298} = 0,00064 \end{aligned}$
90. Коэффициент потерь	$\Psi$	$\begin{aligned} \Psi^h &= \Psi_3^h + \Psi_n^h = 0,01769 + \\ &+ 0,00064 = 0,01833; \\ \Psi &= \Psi^h \frac{(i-1)}{i} = 0,01833 \times \\ &\times \frac{(5,04-1)}{5,04} = 0,0147 \end{aligned}$
91. Коэффициент полезного действия	$\eta$	$\eta = 1 - \Psi = 1 - 0,0147 = 0,985$

Продолжение табл. 4.3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, числовое значение, указания к расчету
92. Крутящий момент, Н·м:	$T$	
на шестерне		$T_a = \frac{T_h}{i\eta} = \frac{2000}{5,04 \cdot 0,985} = 403$
на венце		$T_b = T_h - T_a = 2000 - 403 = 1600$

## 4.4. Пример проектировочного расчета червячной передачи

Параметр	Обозначение	Номер таблицы, пункта	Числовое значение
1. Передаточное число	$i$	—	$i = 31,5$
2. Частота вращения червяка, $\text{с}^{-1}$	$n_1$	—	$n_1 = 25$
3. Номинальный крутящий момент на червячном колесе, Н·м	$T_{2\text{ nom}}$	—	$T_{2\text{ nom}} = 451$
4. Максимальная пиковая нагрузка, число циклов действия которой не превышает $5 \cdot 10^4$ , Н·м	$T_{2M}$	—	$T_{2M} = 2 \cdot 451 = 902$
5. Режим нагружения		—	Нагрузка постоянна
6. Расчетный календарный срок службы, ч	$t_k$	—	$t_k = 20\,000$
7. Коэффициент годового использования	$K_F$	—	$K_F = 1$
8. Коэффициент суточного использования	$K_c$	—	$K_c = 1$
9. Продолжительность включения	$PB$		$PB = 100\%$
10. Характер приложения нагрузки	—	—	Толчки большой частоты
11. Вид червяка	$ZI$	—	Эвольвентный
12. Степень точности по ГОСТ 3675—81	—	—	8—8—7—Ba
13. Шероховатость поверхности витков червяча и зубьев колеса	—	—	$Ra 0,63$
14. Применяемое масло	—	—	Цилиндровое 52

Продолжение табл. 4.4

Параметр	Обозначение	Номер таблицы, пункта	Числовое значение
15. Материал:			
чертвяка	—	—	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543—71;
чертвячного колеса	—	—	БрОФ10-1 ОСТ 2МТ 31-1—75 (литъе в кокиль)
16. Модуль продольной упругости, МПа:			
чертвяка	$E_1$	—	$E_1 = 2,06 \cdot 10^5$ ;
чертвячного колеса	$E_2$	—	$E_2 = 1,01 \cdot 10^5$
17. Коэффициент Пуассона материала:			
чертвяка	$\nu_1$	—	$\nu_1 = 0,300$
чертвячного колеса	$\nu_2$	—	$\nu_2 = 0,335$
18. Предел прочности при растяжении материала чертвячного колеса, МПа	$\sigma_{\text{бр}}$	—	$\sigma_{\text{бр}} = 343$
19. Число витков чертвяка	$z_1$	—	$z_1 = 1$
20. Число зубьев чертвячного колеса	$z_2$	—	$z_2 = 1 \cdot 31,5 = 31,5$ , $z_2 \approx 31$
21. Машинное время работы, ч	$t_{\Sigma}$	Табл. 4.33, п. 21	$t_{\Sigma} = 0,01 \cdot 20\ 000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 100 =$ $= 20000$
22. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженной пары, МПа	$Z_M$	Табл. 4.16, п. 5	$Z_M =$ $= \sqrt{\frac{1 \cdot 2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1,01 \cdot 10^6}{3,14 [(1 - 0,3^2) 1,01 + (1 - 0,335^2) 2,06] \cdot 10^8}} = 221$
23. Базовый предел контактной выносливости зубьев, МПа	$\sigma_H^0 \text{ lim}$	Табл. 4.22, п. 1	$\sigma_H^0 \text{ lim} = 0,85 \cdot 343 = 292$
24. Коэффициент, учитывающий нестабильность механических свойств материала чертвячного колеса	$S_{H1}$	Табл. 4.22, п. 2.1	$S_{H1} = \frac{1}{1 - 2 \cdot 0,07} = 1,163$
25. Коэффициент, учитывающий способ отливки чертвячного колеса	$S_{H2}$	Табл. 4.23	$S_{H2} = 1,12$
26. Коэффициент безопасности	$S_H$	Табл. 4.22, п. 2	$S_H = 1,163 \cdot 1,12 = 1,30$

Продолжение табл. 4.4

Параметр	Обозначение	Номер таблицы, пункта	Числовое значение
27. Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев червячного колеса	$Z_R$	Табл. 4.24	$Z_R = 1,0$
28. Коэффициент, учитывающий скорость	$Z_S$	—	$v_{ck} = 0,020 \cdot 25 \sqrt[3]{451} = 3,9 \text{ м/с};$ $v_2 = 0,064 \cdot 25 \sqrt[3]{451}/31 = 0,4 \text{ м/с};$ $K_{Hv} = \frac{1 + 0,73 \cdot 3,9}{1 + 3,9} = 0,79;$ $K_{H0} = \frac{1 + 0,35 \cdot 0,4}{1 + 0,4} = 0,81;$ $Z_S = \sqrt[3]{0,79 \cdot 0,81} = 0,8$ $K_L = 1,05$
29. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	$K_L$	Табл. 4.22, п. 6	
30. Коэффициент, учитывающий размеры передачи	$K_{Hx}$		Принимают $K_{Hx} = 1,0$
31. Частота вращения червячного колеса	$n_2$	Табл. 4.33, п. 3	$n_2 = \frac{25}{31} = 0,806 \text{ с}^{-1}$
32. Суммарное число циклов нагружения	$N\Sigma$	Табл. 4.33, п. 23	$N\Sigma = 3600 \cdot 20\ 000 \cdot 0,806 = 5,8 \cdot 10^7$
33. Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{HE}$	Табл. 4.16, п. 1.2	$N_{HE} = N\Sigma$
34. Коэффициент, учитывающий характер приложения нагрузки	$K_I$	Табл. 4.34	$K_I = 1,08$
35. Коэффициент эквивалентной нагрузки	$K_{HE}$	Табл. 4.16, п. 1	$K_{HE} = 1$
36. Коэффициент точности	$K_{Hf}$	Табл. 4.18	$K_{Hf} = 1,05$
37. Коэффициент срока службы	$K_{HN}$	Табл. 4.22, п. 3	$K_{HN} = \sqrt[20]{\frac{10^7}{5,8 \cdot 10^7}} = 0,92$
38. Допустимое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HP}$	(4.3.6)	$\sigma_{HP} = \frac{292}{1,30} \cdot 0,92 \cdot 1,0 \cdot 0,81 \times 1,05 \cdot 1,0 = 174;$
39. Межосевое расстояние, м	$a_w$	(4.1.24)	$a_w = (0,33 - 0,01 \cdot 1) \times \sqrt[3]{\left(\frac{221 \cdot 10^3}{174 \cdot 10^6}\right)^2 451 \cdot 31} \times 1 \cdot 1,08 \cdot 1,05 = 0,099$

## 4.2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТУ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА ПРИ ТВЕРДОСТИ ЗУБЬЕВ $H_B \leq 320$ (МР 24-81)

Методические рекомендации устанавливают метод расчета активных поверхностей зубьев силовых зубчатых передач внешнего зацепления на контактную прочность на прочность зубьев при изгибе. Они распространяются на зубчатые колеса и исходным контуром по ГОСТ 15023-76 (модуль 1,6—16 мм), работающие в закрытом корпушес с окружной скоростью не более 20 м/с, при температуре окружающего воздуха  $-40 \div +100^{\circ}\text{C}$ . Передачи могут быть встроенным или выполняются в виде самостоятельных агрегатов.

Структура расчетных формул на контактную прочность активных поверхностей зубьев и на выносливость их при изгибе максимально приближена к зависимостям используемым при расчете зубьев эвольвентных передач по ГОСТ 21354-75. Приведены все необходимые данные для составления алгоритма расчета передач с зацеплением Новикова на прочность с использованием ЭВМ.

Предлагаемые рекомендации не распространяются на передачи, при расчете которых принимаются во внимание факторы, не учтенные настоящей методикой и оказывающие существенное влияние на прочность, а также на передачи, нагруженная способность которых надежно определена экспериментально.

## 4.5. Виды расчетов на прочность и цель проводимого расчета

Виды расчетов	Цель расчета
Расчеты на прочность активных поверхностей: на контактную выносливость на пластическую деформацию	Предотвращение усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев Предотвращение остаточных деформаций
Расчеты на прочность зубьев при изгибе: на выносливость на пластическую деформацию	Предотвращение усталостного излома зубьев Предотвращение остаточной деформации

## Общие положения

Термины и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач приведены в ГОСТ 16530-70 и ГОСТ 16531-70, метод расчета геометрических пара-

метров зубчатой передачи — ГОСТ 17744-72. Виды расчетов на прочность даны в табл. 4.5 циклограммы нагрузления — см. рис. 4.2.

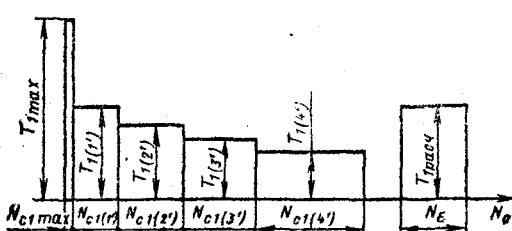


Рис. 4.2. Циклограмма нагрузки

## Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

При сопоставлении значений контактных напряжений расчетного  $\sigma_H$  и допустимого  $\sigma_{HP}$  должно выполняться условие

$$\sigma_H = 13,7 Z_M \sqrt{\frac{T_{H1} z_1^{1.5} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1^3 K_e}} K_{\beta u} \leq \sigma_{HP}, \quad (4.2.1)$$

где  $Z_M$  — коэффициент, учитывающий упругие свойства материалов сопряженных зубчатых колес,  $H^{1/2}/\text{мм}$ ;

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-v^2)} \cdot \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}},$$

где  $v$  — коэффициент Пуассона;  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости первого рода материалов шестерни и колеса, МПа.

Величины, входящие в (4.2.1), определяют по формулам, приведенным в табл. 4.6. При модуле упругости  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа, коэффициенте Пуассона  $v = 0,3$   $Z_M = 274$   $H^{1/2}/\text{мм}$ , поэтому (4.2.1) примет вид

$$\sigma_H = 3750 \sqrt{\frac{T_{H1} z_1^{1.5} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1^3 K_e}} K_{\beta u} \leq \sigma_{HP}. \quad (4.2.2)$$

### 4.6. Порядок расчета величин, входящих в формулу (4.2.1)

Параметр	Обозначение	Формула, числовое значение, указания к расчету
1. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зонами касания по ширине зубчатого венца	$K_{H\beta}$	$1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{Hw}$ Примечание. Ориентировочные значения $K_{H\beta}$ можно определять по формулам табл. 4.7
1.1. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между точками начального контакта у неприработавшейся передачи	$K_{H\beta}^0$	Для передач при $\psi_{bd} \leq 1,3$ $K_{H\beta}^0 \approx 1 + 7600 \frac{b_w^2 v_\Sigma}{F_t} + K_K \left( \frac{b_w}{d_1} \right)^2$ , где $K_K = 0,14$ , если максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца (обусловленная перекосом осей сцепляющихся зубчатых колес) расположена со стороны подвода крутящего момента к шестерне, и $K_K = -0,08$ в случае, когда максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок расположена со стороны вала, противоположного месту подвода крутящего момента. Для шевронных передач с симметричным расположением венца относительно опор при подводе мощности с одной стороны и

Продолжение табл. 4.6

Параметр	Обозна- чение	Формула, числовое значение, указания к расчету
1.1.1. Суммарный угол между проекциями осей зубчатых колес на плоскость, проходящую через линии зацепления	$\gamma_{\Sigma}$	зацеплении шестерни только с одним колесом при $\psi_{bd} = b_w/d_1 > 1,3$ $K_{H\beta}^0 = 1 + 0,12 (\psi_{bd} + 0,4b_k/d_1)^{2,56}$ , где $b_k$ — ширина канавки между полушевронами, мм $\gamma_{\Sigma} = \gamma_w + \gamma_{\Delta}$ ,
1.1.2. Окружная сила, Н	$F_t$	где $\gamma_w$ — угол, определяемый расчетом в зависимости от деформации всех деталей в соответствии со схемой передачи; $\gamma_{\Delta}$ — угол, определяемый расчетом в зависимости от точности передачи $F_t = \frac{2000T_{H1}}{d_1} = \frac{2000T_{H2}}{d_2}$ ,
1.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев в зависимости от твердости их поверхности	$K_{H\omega}$	где $T_{H1}$ , $T_{H2}$ — расчетные нагрузки соответственно на шестерне и колесе, Н·м; $d_1$ , $d_2$ — диаметры делительных окружностей шестерни и колеса, мм $K_{H\omega} = 0,2 + 0,002v^2$ при $H \leq 200 HB$ ;
2. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении	$K_{Hv}$	$K_{H\omega} = 0,0012H + 0,002v^2$ при $200 HB < H \leq 240 HB$ ; $K_{H\omega} = 0,0012H + 0,002v^{2,1}$ при $240 HB < H \leq 320 HB$ П р и м е ч а н и е. Если найденное по формулам значение $K_{H\omega} > 1$ , то его следует принять равным единице Определяют по рис. 4.3 или по формуле $K_{Hv} = 1 + a_{Hv}(v - 3)^{1,5} \geq 1$ , где коэффициент $a_{Hv}$ имеет значения 0,0006, 0,0018 и 0,004 соответственно для передач степеней точности 6, 7, 8-й по ГОСТ 1643—81. П р и м е ч а н и е. В настоящее время отсутствует стандарт на нормы точности передач Новикова, поэтому при назначении отклонений осевых и разности окружных шагов зубьев допускается использование ГОСТ 1643—81

Продолжение табл. 4.6

Параметр	Обозна- чение	Формула, числовое значение, указания к расчету
3. Коэффициент, учитывающий осевое перекрытие	$K_e$	Определяют по рис. 4.4 или по формулам $K_e = 0,8 [1 + 5 (b_w/p_x - 0,8)]$ при $0,8 \leq b_w/p_x \leq 1,1$ ; $K_e = 2$ при $1,1 < b_w/p_x \leq 1,65$ ; $K_e = 2 [1 + 2 (b_w/p_x - 1,65)]$ при $1,65 < b_w/p_x \leq 2,15$ ; $K_e = 4,0$ при $2,15 \leq b_w/p_x \leq 2,65$
4. Коэффициент, учитывающий наклон зуба и передаточное число зубчатой передачи	$K_{\beta u}$	Определяют по рис. 4.5 или по формуле $K_{\beta u} \left( \frac{u+1}{u \cos^3 \beta} \right)^{1/2} \operatorname{tg} \beta$

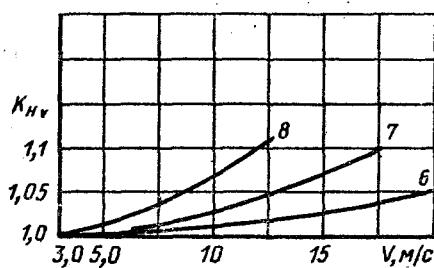


Рис. 4.3. График для определения коэффициента  $K_{Hv}$  для передач Новикова; 6, 7 и 8 — степени точности по нормам плавности (ГОСТ 1643—81)

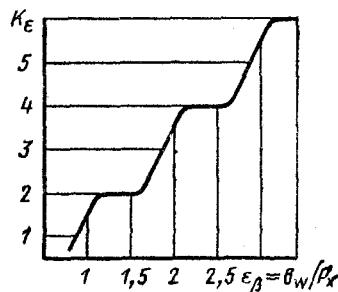


Рис. 4.4. График для определения коэффициента  $K_e$

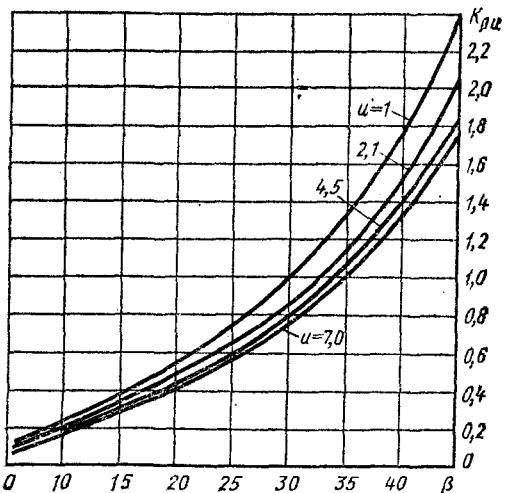
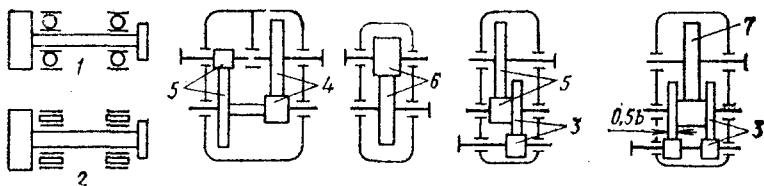


Рис. 4.5. График для определения коэффициента  $K_{\beta u}$

4.7. Определение ориентировочных значений коэффициента  $K_{H\beta}$ 

Номер передачи на схеме	Значение коэффициента $\psi_{bd}$	Формула для определения $K_{H\beta}$
1	До 0,7	$1 + 0,55\psi_{bd}^2$
2	До 0,8	$1 + 0,37\psi_{bd}^2$
3	До 1,6	$1 + 0,15\psi_{bd}^5$
4		$1 + 0,1\psi_{bd}^5$
5	До 2,0	$1 + 0,085\psi_{bd}^5$
6		$1 + 0,05(\psi_{bd} - 0,2)^{1,5};$
	До 0,2	$K_{H\beta} = 1$
7	До 2,0	$1 + 0,05(\psi_{bd} - 0,4)^{1,5}$
	До 0,4	$K_{H\beta} = 1$

Расчетное напряжение  $\sigma_H$  может быть выражено через межосевое расстояние  $a_\omega$ , мм:

$$\sigma_H = 1326 \sqrt{\frac{T_{H1} z_1^{1,5} K_{H\beta} K_{Hv}}{K_e} \left( \frac{u+1}{a_\omega} \right)^3} K_{\beta u} \leq \sigma_{HP}. \quad (4.2.3)$$

За исходную расчетную нагрузку  $T_{H1}$  принимают наибольшую из числа действующих на передачу, причем число циклов перемен напряжений превышает  $0,02 N_{HE}$  ( $N_{HE}$  — эквивалентное число циклов перемен напряжений, определяемое с учетом всех действующих нагрузок по формулам табл. 4.8).

Допустимое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$ , МПа, определяют для шестерни и для колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{HP}} Z_R Z_z Z_m K_L K_{Hx} K_{H\theta}. \quad (4.2.4)$$

Величины, входящие в (4.2.4), определяют также по табл. 4.8.

## 4.8. Порядок расчета величин, входящих в формулу (4.2.4)

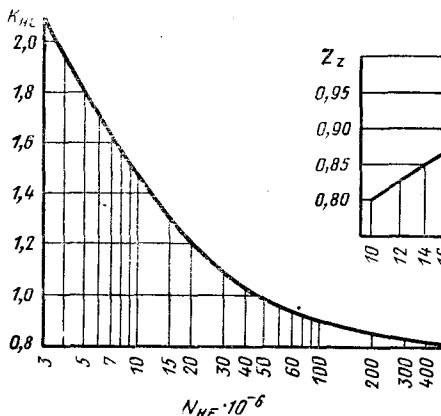
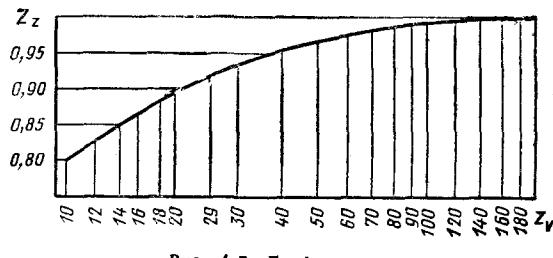
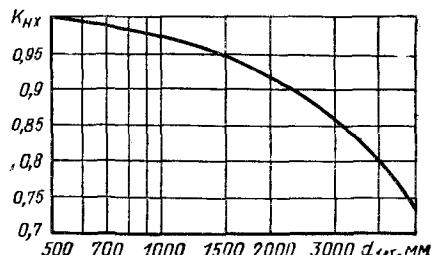
Параметр	Обозначение	Формула или числовое значение, указания к расчету
1. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{H \text{ lim}}$	$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim} b} K_{HL}$
1.1. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{H \text{ lim} b}$	$\sigma_{H \text{ lim} b} = 2H_{HB} + 70$
1.2. Коэффициент долговечности	$K_{HL}$	Определяют по графику рис. 4.6 или по формулам: $K_{HL} = 1,2 \sqrt[6]{10^7/N_{HE}} \leq 2,5$ при $N_{HE} \leq 10^7$ ; $K_{HL} = \sqrt[8]{4 \cdot 10^7/N_{HE}}$ при $10^7 \leq N_{HE} \leq 4 \cdot 10^7$ ; $K_{HL} = \sqrt[24]{4 \cdot 10^7/N_{HE}} \geq 0,9$ при $N_{HE} > 4 \cdot 10^7$
1.2.1. Эквивалентное число циклов перемены напряжений	$N_{HE}$	Определяют в зависимости от характера циклограммы нагружения. При ступенчатой циклограмме нагружения (см. рис. 4.2) $N_{HE} = \sum_1^n (T_1(i)/T_{H1})^3 N_{c1}(i),$ где $T_1(i)$ — нагрузка, соответствующая $i$ -й ступени циклограммы нагружения; $N_{c1}(i)$ — число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки $T_1(i)$ . П р и м е ч а н и я: 1. За расчетную нагрузку $T_{H1}$ принимают максимальную из действующих нагрузок, при которой число циклов перемены напряжений $N_c \geq 0,02N_{HE}.$ 2. По кратковременной нагрузке с числом циклов нагружения $N_c < 0,02N_{HE}$ выполняется проверочный расчет, при этом в (4.2.4) принимают $Z_R = Z_2 = Z_m = Z_L = K_{Hx} = K_{H\theta} = 1$ и $K_{HL} = 2,5$ . 3. При определении $T_{H1}$ величина $N_{HE}$ подсчитывается с учетом всех действующих нагрузок

Продолжение табл. 4.8

Параметр	Обозначение	Формула или числовое значение, указания к расчету										
2. Коэффициент безопасности	$S_{HP}$	$S_{HP} = 1,1$ Примечания: 1. Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, $S_{HP} = 1,25$ . 2. Значения $S_{HP}$ могут отличаться от установленных, если они оправданы статистическими характеристиками по фактическим данным										
3. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей	$Z_R$	Значение $Z_R$ , общее для шестерни и колеса, определяют в зависимости от параметра шероховатости $R_a$ для той поверхности, у которой этот параметр наибольший <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>Параметр <math>R_a</math>, мкм</td> <td>1,25—0,63</td> <td>2,5—1,25</td> <td>5,0—2,5</td> <td>10,0—5</td> </tr> <tr> <td><math>Z_R</math></td> <td>1,025</td> <td>1,0</td> <td>0,975</td> <td>0,95</td> </tr> </table>	Параметр $R_a$ , мкм	1,25—0,63	2,5—1,25	5,0—2,5	10,0—5	$Z_R$	1,025	1,0	0,975	0,95
Параметр $R_a$ , мкм	1,25—0,63	2,5—1,25	5,0—2,5	10,0—5								
$Z_R$	1,025	1,0	0,975	0,95								
4. Коэффициент, учитывающий число зубьев шестерни и колеса	$Z_z$	$Z_z = 0,707 \sqrt{Z_{z_1} + Z_{z_2}}$ , где $Z_{z_1}$ и $Z_{z_2}$ — коэффициенты числа зубьев соответственно шестерни и колеса, определяемые по графику рис. 4.7 в зависимости от $z_v = z/\cos^3 \beta$ или по формулам $Z_z = 0,895 (z_v/20)^{0,2}$ при $10 \leq z_v \leq 25$ и $Z_z = 0,935 + 0,0006 (z_v - 25)$ при $25 < z_v \leq 130$ ; $Z_z = 1$ при $z_v > 130$										
5. Коэффициент, зависящий от модуля передачи	$Z_m$	Определяют по формуле $Z_m = 1,15/m^{0,1}$										
6. Коэффициент, учитывающий смазку	$K_L$	или по табл. 4.9 $K_L = 1,0$										
7. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K_{Hx}$	Определяют по графику (рис. 4.8) или по формуле $K_{Hx} = \sqrt{1,05 - 10^{-4}d}$ , при $d \leq 500$ мм $K_{Hx} = 1$										

## Продолжение табл. 4.8

Параметр	Обозначение	Формула или числовое значение, указания к расчету
8. Коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки	$K_{H\theta}$	<p>Определяют по формулам:</p> <p>1) для передач с жесткой конструкцией, например, передач 4, 5, 6, 7, табл. 4.7</p> $K_{H\theta} \sqrt{1 - 0,1(N''_{HE}/N'_{HE} - 0,2)} \geq 0,95$ <p>2) для передач с менее жесткой конструкцией, например передач 1, 2 и 3,</p> $K_{H\theta} = \sqrt{1 - 0,2(N''_{HE}/N'_{HE} - 0,2)} \geq 0,9,$ <p>где <math>N''_{HE}</math> — число циклов перемены напряжений, найденное по формуле из этой таблицы с учетом только тех нагрузок, которые меньше <math>0,7T_{1(1')}</math>; <math>N'_{HE}</math> — число циклов перемены напряжений с учетом нагрузок, больших <math>0,7T_{1(1')}</math>, включая и <math>N_{c1(1')}</math>.</p> <p>Примечание. <math>K_{H\theta} = 1</math> при</p> $T_{\min}/T_{\max} \geq 0,7,$ <p>где <math>T_{\min}</math> и <math>T_{\max}</math> — минимальная и максимальная из длительно действующих нагрузок. Для циклограммы рис. 4.12</p> $T_{\min} = T_{1(4')}; T_{\max} = T_{1(1')}$

Рис. 4.6. График для определения коэффициента  $K_{HL}$ Рис. 4.7. График для определения коэффициента  $Z_z$ Рис. 4.8. График для определения коэффициента  $K_{Hx}$

4.9. Значения коэффициентов  $Z_m$ ,  $Y_m$ 

$m_n$ , мм	1,6	1,8	2,0	2,25	2,5	2,8	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0
$Z_m$	1,1	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,01	1,0	0,99	0,98
$Y_m$	0,75	0,76	0,78	0,80	0,81	0,83	0,85	0,87	0,89	0,92	0,94
$m_n$ , мм	5,6	6,3	7,1	8,0	9,0	10	11,2	12,5	14	16	
$Z_m$	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88		0,87
$Y_m$	0,96	0,98	1,0	1,03	1,05	1,07	1,10	1,13	1,15		1,18

## Проектировочный расчет на контактную прочность активных поверхностей зубьев

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить расчета на контактную выносливость, приведенного выше. Исходные данные для проектировочного расчета: циклограмма нагрузления (см. рис. 4.2); параметр  $\psi_{bd} = b_w/d_1$  или  $\psi_{ba} = b_w/a_w$ ; передаточное число  $u = z_2/z_1$ ; параметр  $\epsilon_\beta = b_w/p_x$ ; число зубьев шестерни  $z_1$ ; твердость активных поверхностей зубьев  $H_1$  и  $H_2$ ; шероховатость активных поверхностей зубьев  $R_a$ , мкм; степень точности по нормам плавности работы передачи.

При выборе значений параметров следует учитывать:

1. При данных  $d_1$ ,  $b_w$ , и несущая способность, лимитируемая контактной прочностью, увеличивается с уменьшением  $z_1$ . В передачах, предназначенных для многочасовой ежедневной работы, рекомендуется принимать  $z_1 = 14 \div 22$ , а для кратковременной работы  $z_1 = 10 \div 15$ .

2. С ростом  $\psi_{bd}$  увеличивается неравномерность распределения нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца и уменьшается контактная прочность передачи. Ориентировочные максимальные значения  $(\psi_{bd})_{max}$  приведены в табл. 4.10.

3. При неизменных значениях  $z_1$  и  $\psi_{bd}$  с увеличением  $\epsilon_\beta$  растет угол и осевая составляющая силы в зацеплении. Рекомендуется принимать  $\beta = 10 \div 22^\circ$ , для шевронных передач  $\beta = 25 \div 30^\circ$ .

4. Рекомендуемый перепад твердостей зубьев  $H_1 - H_2 \geq 30 HB$ , при этом  $H_1 \leq 320 HB$ .

**Порядок расчета** (предварительные величины исходных параметров обозначены штрихами). Задаются:  $\epsilon_\beta = b_w/p_x$  из интервалов: 1,1—1,2; 2,1—2,2; 3,1—3,2; параметром  $\psi_{bd}$  (см. табл. 4.10, примеч. 3); коэффициентом  $K_{H\alpha} = 1 \div 1,05$ .

Определяют:

угол наклона зуба на делительном цилиндре

$$\operatorname{tg} \beta = \pi \epsilon_\beta / (z_1 \psi_{bd});$$

коэффициенты:  $K_{B\alpha}$  по табл. 4.6,  $K_{H\beta}$  по табл. 4.7;

допустимое напряжение  $\sigma_{HP}$ ;

по табл. 4.8 коэффициенты: долговечности  $K_{HL1}$  и  $K_{HL2}$  (в соответствии с циклограммой нагрузления),  $K_{H\theta}$  и  $Z_L$  (см. также рис. 4.7).

Задаются предварительным значением коэффициентов  $Z'_m$  и  $K'_{Hx}$ . Для проектировочного расчета можно принять

4.10. Значения относительной ширины зубчатого венца  $\psi_{bd\max}$ 

Вариант	Расположение опор относительно зубчатого венца	Нагрузка	$\psi_{bd\max} = \frac{b_w}{d_1}$
1	Симметричное, вблизи зубчатого венца	A	1,7 (2,1)
		B	1,4 (1,8)
2	Несимметричное	A	1,4 (1,8)
		B	1,15 (1,5)
3	По одну сторону зубчатого венца	A	0,8
		B	0,5

П р и м е ч а н и я: 1. Буквой А обозначена нагрузка, мало изменяющаяся по величине, буквой Б — резко изменяющаяся по величине.

2. В скобках даны значения  $\psi_{bd\max}$  для шевронных передач, для которых  $b_w$  — сумма значений ширин обоих полушевронов.

3. Для передач варианта 1 рекомендуются значения  $\psi_{bd} = 0,8 + 1,4$ ; для варианта 2 при весьма жесткой конструкции (например, для передач 4—7, см. табл. 4.7)  $\psi_{bd} = 0,6 + 1,2$  и для менее жестких конструкций (например, передачи 3, см. табл. 4.7)  $\psi_{bd} = 0,4 + 0,8$ .

$Z_m' = K_{Hx}' = 1,0$ . По (4.2.4) подсчитывают ориентировочные значения допустимых напряжений  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ .

Определяют ориентировочное значение диаметра делительной окружности шестерий

$$d_1' = 240 \sqrt[3]{\frac{T_{H1} z_1^{1,5} K_{H\beta} K_{H\alpha}'}{K_e (\sigma_{HP}')^2}} K_{\beta u}. \quad (4.2.5)$$

При  $z_1 \leq 18$  в (4.2.5) подставляют значение  $\sigma_{HP}$ , равное меньшему из двух значений  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ , определяемых по формуле (4.2.4). Если  $z_1 > 18$ , то  $\sigma_{HP}' = 0,707 \sqrt{\sigma_{HP1}^2 + \sigma_{HP2}^2}$ , но при этом величина  $\sigma_{HP}'$  не должна превышать меньшее из двух значений  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$  более чем на 10 %.

Уточняют значение  $d_1'$ . По величине  $d_1' \cos \beta / z_1$  с использованием формулы из табл. 4.8 уточняют значение коэффициента  $Z_m$ .

Определяют окружную скорость  $v = \pi d_1' n_1 / 60\ 000$  и по графику (см. рис. 4.3) уточняют коэффициент  $K_{H\alpha}$ .

По графику (см. рис. 4.8) уточняют значение коэффициента  $K_{Hx}$ .

Корректируют значение модуля

$$m' = \frac{d_1'}{z_1} \cos \beta \sqrt[3]{\frac{Z_m' K_{Hx}' K_{H\alpha}'}{Z_m K_{Hx} K_{H\alpha}}}.$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего значения из ГОСТ 14186—69.

Уточняют диаметр делительной окружности шестерни

$$d_1 = m_1 / \cos \beta.$$

### Расчет активных поверхностей зубьев на пластическую деформацию

При сопоставлении расчетного  $\sigma_{H\max}$  и допустимого  $\sigma_{HP\max}$  контактных напряжений должно выполняться условие

$$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max}.$$

Расчет проводят для шестерни и колеса раздельно.

Расчетное напряжение  $\sigma_{H\max}$ , создаваемое наибольшей нагрузкой  $T_{1\max}$  из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии на зуб вычисляют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_{H1}}}, \quad (4.2.6)$$

где  $\sigma_H$  — контактное напряжение, найденное по формуле (4.2.2) или (4.2.3).

Допускаемое предельное напряжение  $\sigma_{HP\max}$  для зубьев колес, подвергнуты нормализации и улучшению:

$$\sigma_{HP\max} \approx 2,5 \sigma_t, \quad (4.2.7)$$

где  $\sigma_t$  — предел текучести материала при растяжении, МПа.

### Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Предотвращение усталостного излома гарантируется с заданной степенью вероятности при выполнении условия

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 T_{F1} z_1^2 K_{F\beta} K_{Fv} Y_m Y_{F1}}{d_1^3 K_e K_p \cos^3 \beta} \leq \sigma_{FP1}, \quad (4.2.8)$$

где  $\sigma_{F1}$  — расчетное напряжение на переходной поверхности зуба, МПа;  $\sigma_{FP1}$  — допустимое напряжение, МПа,

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2}. \quad (4.2.9)$$

Величины, входящие в (4.2.8) и (4.2.9), определяются по табл. 4.11.

За исходную расчетную нагрузку  $T_{F1}$  ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ ) принимают наибольшую  $T_1$  из числа подводимых к передаче, при которой число циклов перемены напряжений превышает  $5 \cdot 10^4$ .

Допустимое напряжение при расчете на выносливость зубьев  $\sigma_{FP}$  определяют и для шестерни, и для колеса по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{FP}} K_{Fx}. \quad (4.2.10)$$

Величины, входящие в (4.2.10), определяются по формулам табл. 4.12.

## 4.11. Порядок расчета величин, входящих в формулы (4.2.8) и (4.2.9)

Параметр	Обозна- чение	Формула или числовое значение параметра, указания к расчету												
1. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 1 + (\chi_F K_{F\beta}^0 - 1) K_{F\omega}$ <p>Примечание. Если при окончательном расчете малоответственных передач используют значение <math>K_{H\beta}</math> из табл. 4.7, то величину <math>K_{F\beta}</math> рекомендуется определять по формуле</p> $K_{F\beta} = 1 + 1,7 (K_{H\beta} - 1)$ $K_{F\beta}^0 = (K_{H\beta}^0)^x,$ где $K_{H\beta}^0$ определяют по табл. 4.6; $x$ — показатель степени, величина которой зависит от $b_w$ :												
1.1. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца в начальный период работы	$K_{F\beta}^0$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"><tr> <td><math>b_w</math></td> <td>До 4m</td> <td>7m</td> <td>10m</td> <td>20m</td> <td>Св. 20m</td> </tr> <tr> <td><math>x</math></td> <td>0,58</td> <td>0,7</td> <td>0,8</td> <td>0,9</td> <td>1,0</td> </tr> </table>	$b_w$	До 4m	7m	10m	20m	Св. 20m	$x$	0,58	0,7	0,8	0,9	1,0
$b_w$	До 4m	7m	10m	20m	Св. 20m									
$x$	0,58	0,7	0,8	0,9	1,0									
1.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	$K_{F\omega}$	<p>Промежуточные значения <math>x</math> определяют линейной интерполяцией</p> $K_{F\omega} \approx 0,3 + 0,0035v^2$ <p>при <math>H \leq 200 \text{ HB}</math>;</p> $K_{F\omega} \approx 0,0018 + 0,0035v^2$ <p>при <math>200 \text{ HB} &lt; H \leq 240 \text{ HB}</math>;</p> $K_{F\omega} \approx 0,0018 + 0,004v^2$ <p>при <math>240 \text{ HB} &lt; H \leq 320 \text{ HB}</math>,</p> где $v$ — окружная скорость, м/с. Примечание. Если найденное по формулам значение $K_{F\omega} > 1$ , его следует принять равным единице.												
1.3. Коэффициент, учитывающий возможное изменение взаимного расположения сцепляющихся зубчатых колес в процессе эксплуатации передачи	$\chi_F$	$\chi_F = 1,1$ . Значение $\chi_F$ может отличаться от приведенного и, в частности, можно принять $\chi_F = 1$ , если это подтверждено статистическими данными												
2. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении	$K_{Fv}$	Определяют по графику рис. 4.9 или по формуле												
		$K_{Fv} = 1 + a_{Fv} (v - 3)^{1,5},$ где коэффициент $a_{Fv}$ имеет значения: 0,0015, 0,0045 и 0,0095 для передач, у которых отклонения осевых шагов и разность окружных шагов не превышают допустимых значений соответственно для степеней точности 6, 7 и 8 по ГОСТ 1643—81; $K_{Fv} = 1,0 \text{ при } v < 3 \text{ м/с}$												

Продолжение табл. 4.11

Параметр	Обозна- чение	Формула или числовое значение параметра, указания к расчету
3. Коэффициент, учитывающий модуль зацепления	$Y_m$	$Y_m = 0,678m^{0,2}$ или определяют по табл. 4.9
4. Коэффициент формы зуба при расчете по местным напряжениям	$Y_F$	Определяют по графику рис. 4.10 или по формулам: $Y_F = 2,06 + 0,025 (20 - z_v)$ при $10 \leq z_v \leq 20$ ; $Y_F = 1,88 + 0,006 (50 - z_v)$ при $20 < z_v \leq 50$ ; $Y_F = 1,81 + 0,0004 (200 - z_v)$ при $50 < z_v \leq 200$ ; $Y_F \approx 1,8 \text{ при } z_v > 200,$ где $z_v = z/\cos^3 \beta$
5. Коэффициент, учитывающий осевое перекрытие	$K_\theta$	Определяют по графику рис. 4.4 или по формулам табл. 4.6, п. 3
6. Коэффициент, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на прочность при изгибе	$K_\rho$	Определяют по графику рис. 4.11 или по формулам: $K_\rho = 0,364 (1,25\rho_{\text{пр}}/m)^{0,4}$ при $50 \leq 1,25\rho_{\text{пр}}/m < 130$ ; $K_\rho = 0,4 (1,25\rho_{\text{пр}}/m)^{0,1}$ при $130 \leq 1,25\rho_{\text{пр}}/m \leq 650$ $K_\rho = 0,38 (1,25\rho_{\text{пр}}/m)^{0,4}$ при $650 < 1,25\rho_{\text{пр}}/m \leq 1000$ , где $1,25\rho_{\text{пр}}/m = \frac{1,475z_1u}{(u+1)\sin^2 \beta \cos \beta}$

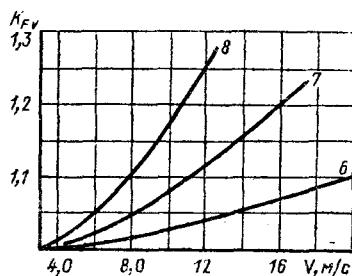


Рис. 4.9. График для определения коэффициента  $K_{Fv}$ ; 6, 7, 8 — степень точности колес по нормам плавности (ГОСТ 1643—81)

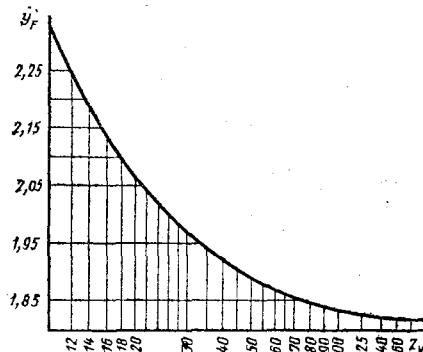


Рис. 4.10. График для определения коэффициента  $Y_F$

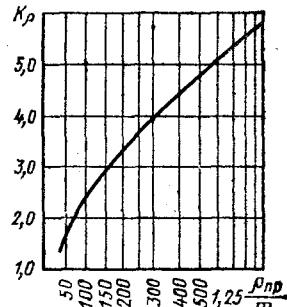


Рис. 4.11. График для определения коэффициента  $K_p$

#### 4.12. Определение величин, входящих в формулу (4.2.10)

Параметр	Обозначения	Формула, численная величина, указанная к расчету
1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{F \lim}$	$\sigma_{F \lim} = \sigma_{F \lim b}^0 K_{Fc} K_{FL}$
1.1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{F \lim b}^0$	$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,35 H_{HB}^{\text{сердн}} + 90$
1.2. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки	$K_{Fc}$	При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$ . При двустороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1 - \gamma_{Fc} \delta$ , где $\delta$ равна отношению меньшего из двух значений $(T_{F1}/K_{FL1})$ и $(T'_{F1}/K'_{FL1})$ к большему. Индексом штрихов отмечена расчетная нагрузка, действующая при реверсе передачи

Продолжение табл. 4.12

Параметр	Обозна- чение	Формула, численная величина, указанная к расчету
1.3. Коэффициент долговечности	$K_{FL}$	$K_{FL} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / N_{FE}} \leq 2,08;$
1.3.1. Эквивалентное число циклов перемены напряжений в зависимости от циклограммы нагружения	$N_{FE}$	$K_{FL} = 1,0$ принимают при $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$ При постоянной нагрузке $N_{FE} = N_{\Sigma}$ , при ступенчатой циклограмме нагружения (см. рис. 4.2) $N_{FE} = \sum_1^n (T_{1(i')}/T_{F1})^6 N_{c1(i')},$ где $T_{1(i')}$ — нагрузка, соответствующая $i$ -й ступени циклограммы нагружения; $T_{F1}$ — расчетная нагрузка; $N_{c1(i')}$ — число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки $T_{1(i')}$
2. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K_{Fx}$	$K_{Fx} = 1,04 - 10^{-4} d_a \geq 0,8.$ При $d_a \leq 400$ мм принимают $K_{Fx} = 1,0$
3. Коэффициент безопасности	$S_{FP}$	$S_{FP} = 1,7$

### Проектировочный расчет на выносливость при изгибе

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить расчета на выносливость зубьев при изгибе, изложенного выше.

Исходные данные для проектировочного расчета: циклограмма нагрузления (см. рис. 4.2); параметр  $\Psi_{bd} = b_{\omega}/d_1$  или  $\Psi_{ba} = b_{\omega}/a_{\omega}$ ; передаточное число  $u = z_2/z_1$ ; параметр  $e_{\beta} = b_{\omega}/p_x$ ; число зубьев шестерни  $z_1$  (см. 4.2.3); твердость сердцевины зубьев шестерни  $H_1^{\text{сердц}}$  и колеса  $H_2^{\text{сердц}}$ ; степень точности по нормам плавности работы передачи.

Задаются величинами  $e_{\beta}$  и  $\Psi_{bd}$  (см. стр. 100). Определяют угол наклона зуба на делительном цилиндре

$$\operatorname{tg} \beta = \pi e_{\beta} / (z_1 \Psi_{bd}) = 2 \pi e_{\beta} / [z_1 \Psi_{ba} (u + 1)].$$

По табл. 4.11 определяют значения коэффициентов  $K_{F\beta}$ ,  $K_{\beta}$ ,  $K_{\rho}$ ,  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$ ; принимают  $K'_{Fv} \approx 1$  и  $Y'_m \approx 1,0$ ;  $\sigma_{FP1}$  — для шестерни и  $\sigma_{FP2}$  — для колеса определяют по (4.2.10) с учетом указаний, приведенных в табл. 4.12, при этом принимают  $K_{Fx} \approx 1,0$ .

Ориентировочное значение диаметра делительной окружности шестерни вычисляют по формуле

$$d_1' = \frac{1}{\cos \beta} \sqrt[3]{\frac{2000 T_{F1} z_1^2 K_{F\beta} K'_{Fv} Y'_m}{K_{\beta} K_{\rho}}} \left( \frac{Y_F}{\sigma_{FP}} \right). \quad (4.2.11)$$

В (4.2.11) величина отношения  $Y_F/\sigma_{FP}$  принимается равной большему из двух значений:  $Y_{F1}/\sigma_{FP1}$  или  $Y_{F2}/\sigma_{FP2}$ .

Уточняют  $d_1'$  по величине  $d_1' \cos \beta/z_1$  с использованием формулы из табл. 4.11, уточняют  $Y_m$ . Определяют окружную скорость  $v = \pi d_1' n_1 / 60\ 000$  и по графику рис. 4.9 уточняют коэффициент  $K_{Fv}$ . По формуле из табл. 4.12 находят значение коэффициента  $K_{Fx}$ . Уточняют модуль по формуле

$$m' = \frac{d_1'}{z_1} \cos \beta \sqrt[3]{\frac{K_{Fv} Y_m K_{Fx}}{K_{Fv}' Y_m' K_{Fx}}}.$$

Полученное значение  $m'$  округляют до ближайшего большего значения из ГОСТ 14186—69. Корректируют диаметр делительной окружности шестерни

$$d_1 = m z_1 / \cos \beta.$$

### Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

При действии максимального момента  $T_{FM1}$  с числом циклов перемены напряжений  $N_c < 5 \cdot 10^4$  (согласно циклограмме нагружения) расчетное максимальное напряжение  $\sigma_{FM}$ , МПа, определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM1}}{T_{F1}}, \quad (4.2.12)$$

где  $\sigma_F$  — значение напряжения, вычисленное по (4.2.8) и (4.2.9);  $T_{F1}$  — значение расчетной нагрузки, принятое при определении напряжения  $\sigma_F$ .

Для определения расчетных напряжений в зубьях шестерни и колеса можно пользоваться соотношением

$$\frac{\sigma_{FM1}}{\sigma_{FM2}} = \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}.$$

Предотвращение излома или остаточных деформаций зубьев при действии максимального момента гарантируется (с заданной вероятностью) при соблюдении условий:

$$\sigma_{FM} \leq \sigma_{FPL}; \quad (4.2.13)$$

$$\sigma_{FM} \leq \sigma_{FPM}, \quad (4.2.14)$$

где  $\sigma_{FPL}$  — допустимое напряжение изгиба, МПа, соответствующее ограниченному пределу выносливости (при коэффициенте долговечности  $K_{FL} = K_{FLmax} = 2,08$ );  $\sigma_{FPM}$  — допустимое напряжение изгиба, МПа, при пластической деформации.

Допустимое напряжение изгиба  $\sigma_{FPL}$  определяют отдельно для шестерни и для колеса

$$\sigma_{FPL} = 2,08 \sigma_F / K_{FL}, \quad (4.2.15)$$

где  $\sigma_F$  и  $K_{FL}$  вычисляют по формулам, приведенным в расчете зубьев на выносливость при изгибе.

Допустимое напряжение пластической деформации определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{FPM} = \frac{4,8 H_{HB}^{сердц}}{S_{FPM}} K_{Fx}, \quad (4.2.16)$$

где  $\sigma_{FPM}$  — допустимое напряжение пластической деформации МПа;  $H_{HB}^{\text{сердц}}$  — твердость сердцевины материала (по Бринеллю) рассчитываемого зубчатого колеса;  $S_{FPM} = 2$  — коэффициент безопасности;  $K_{Fx}$  — коэффициент, определяемый по табл. 4.12.

## Примеры расчетов

Исходные данные для расчета:  
циклографма нагрузки (см. рис. 4.2):

$$T_{1 \max} = 1910 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{1(1')} = 580 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{1(2')}/T_{1(1')} = 0,8;$$

$$T_{1(3')}/T_{1(1')} = 0,6; T_{1(4')}/T_{1(1')} = 0,4;$$

$$N_{c1 \max} = 0,3 \cdot 10^6; N_{c1(1')} = 148 \cdot 10^6;$$

$$N_{c1(2')} = 280 \cdot 10^6; N_{c1(3')} = 580 \cdot 10^6; N_{c1(4')} = 750 \cdot 10^6;$$

частота вращения шестерни  $n_1 = 1460$  об/мин;  
передаточное число зубчатой пары  $u = 4,45$ ;  
расположение зубчатого венца относительно опор — несимметричное (передача 3 по схеме из табл. 4.7);  
материалы зубчатых колес: шестерни — сталь 40Х, колеса — сталь 45;  
предел текучести  $\sigma_{t1} = 500$  МПа;  $\sigma_{t2} = 400$  МПа;  
термообработка — улучшение; твердость поверхности и сердцевины зуба шестерни  $H_1 = H_1^{\text{сердц}} = 240 HB$ , колеса  $H_2 = H_2^{\text{сердц}} = 200 HB$ ;  
шероховатость активных поверхностей зубьев шестерни и колеса  $R_a = 5 \div 2,5 \text{ мкм}$ ;  
степень точности передач — 8 по ГОСТ 1643—81;  
нагрузка нереверсивная.

Пример проектировочного расчета приведен в табл. 4.13.  
**Уточнение окончательных размеров передачи.** Выполненный проектировочный расчет показывает, что нагрузочная способность передачи лимитируется контактной прочностью (из расчета на контактную прочность значение  $d_1 = 91,65$  мм).  
Межосевое расстояние передачи

$$\begin{aligned} a_\omega &= 0,5m(z_1 + z_2)/\cos \beta = \\ &= 0,5 \cdot 5 (18 + 80)/\cos 10^\circ 46' 29'' = 249,39 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Окончательно принимаем  $a_\omega = 250$  мм.

Уточняем угол наклона зуба на делительном цилиндре:

$$\cos \beta = (u + 1) z_1 m / (2a_\omega) = (4,444 + 1) 18 \cdot 5 / 500 = 0,98,$$

$$\beta = 11^\circ 28' 42'', \text{ где } u = z_2/z_1 = 80/18 = 4,444.$$

Диаметры делительных окружностей зубчатых колес:

$$d_1 = mz_1 / \cos \beta = 5 \cdot 18 \cos 11^\circ 28' 42'' = 91,837 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 / \cos \beta = 5 \cdot 80 / \cos 11^\circ 28' 42'' = 408,163 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца  $b_\omega = \psi b d_1 = 1,1 \cdot 91,837 = 101 \text{ мм}$ .  
Принимаем  $b_{\omega 2} = 100 \text{ мм}$ ;  $b_1 = 110 \text{ мм}$ .

Пример проверочного расчета на прочность передачи приведен в табл. 4.14.

## 4.13. Пример проектировочного расчета

Параметр	Обозначение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, численная величина, указания к расчету
<b>Проектировочный расчет из условий контактной прочности активных поверхностей зубьев</b>			
1. Эквивалентное число циклов перемены напряжений при	$N_{HE}$	Табл. 4.8, п. 1.2.1	$N_{HE} = \sum_1^5 (T_{1(i)}/T_{H1})^3 N_{c1(i')} = \\ = 0,03 \cdot 10^6 + \left(\frac{580}{1910}\right)^3 148 \cdot 10^6 + \\ + \left(\frac{464}{1910}\right)^3 280 \cdot 10^6 + \\ + \left(\frac{348}{1910}\right)^3 580 \cdot 10^6 + \\ + \left(\frac{232}{1910}\right)^3 750 \cdot 10^6 = 13,03 \cdot 10^6; \\ N_{c1\max} = 0,03 \cdot 10^6 < \\ < 0,02N_{HE} = 0,26 \cdot 10^6, \\ \text{поэтому за расчетную принимаем нагрузку} \\ T_{H1} = T_{1(1')} = 580 \text{ Н}\cdot\text{м}$
$T_{H1} = T_{1\max} = 1910 \text{ Н}\cdot\text{м}$			(см. расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев)
2. Эквивалентное число циклов перемены напряжений при	$N_{HE}$	Табл. 4.8, п. 1.2.1	$N_{HE1} = \sum_1^4 \left(\frac{T_{1(i')}}{T_{H1}}\right)^3 N_{c1(i')} = \\ = 148 \cdot 10^6 + 0,8^3 \cdot 280 \cdot 10^6 + \\ + 0,6^3 \cdot 580 \cdot 10^6 + 0,4^3 \cdot 750 \cdot 10^6 = \\ = 464 \cdot 10^6; \\ N_{HE2} = N_{HE1}/u = \\ = \frac{464}{4,45} \cdot 10^6 = 104 \cdot 10^6$
$T_{H1} = T_{1(1')} = 580 \text{ Н}\cdot\text{м}$			
3. Коэффициент долговечности	$K_{HL}$	Табл. 4.8, п. 1.2	По графику (см. рис. 4.6) значение $K_{HL1} = 0,9$ ; $K_{HL2} = 0,96$
4. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{H\lim b}$	Табл. 4.8, п. 1.1	$\sigma_{H1\lim b_1} = 2H_1 + 70 = \\ = 2 \cdot 240 + 70 = 550; \\ \sigma_{H2\lim b_2} = 2H_2 + 70 = \\ = 2 \cdot 200 + 70 = 470$

Продолжение табл. 4.13

Параметр	Обозначение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, численная величина, указания к расчету
5. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, МПа	$\sigma_{H\lim}$	Табл. 4.8, п. 1	$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim b_1} K_{HL1} =$ $= 550 \cdot 0,9 = 495;$ $\sigma_{H\lim 2} = \sigma_{\lim b_2} K_{HL1} =$ $= 470 \cdot 0,96 = 451,2$
6. Коэффициент безопасности	$S_{HP}$	Табл. 4.8, п. 2	$S_{HP} = 1,1$
7. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей	$Z_R$	Табл. 4.8, п. 3	$Z_R = 0,975$
8. Число зубьев шестерни	$z_1$	Стр. 100, п. 1	$z_1 = 18$ $z_2 = z_1 u = 18 \cdot 4,45 = 80$
9. Вспомогательный параметр	$\psi_{bd}$	Стр. 100	$\psi_{bd} \approx 1,1$ — для несимметричного расположения зубчатого венца относительно опор Принимаем $\psi_{bd} = 1,2$
10. Коэффициент, учитывающий минимальное число пар точек контакта	$\epsilon_\beta$	Стр. 100	
11. Угол наклона зuba на делительном цилиндре	$\beta$	Стр. 100	$\operatorname{tg} \beta = \pi \epsilon_\beta / (z_1 \psi_{bd}) =$ $= 3,14 \cdot 1,2 / (18 \cdot 1,1) = 0,1903;$ $\beta = 10^\circ 46' 29''$
12. Эквивалентное число зубьев	$z_v$	Табл. 4.8, п. 4	$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta =$ $= 18 / \cos^3 10^\circ 46' 29'' \approx 19;$ $z_{v2} = z_{v1} u = 19 \cdot 4,45 \approx 84,5$
13. Коэффициент, учитывающий число зубьев шестерни и колеса	$Z_z$	Рис. 4.7	$Z_z = 0,707 \sqrt{Z_{z1} + Z_{z2}} =$ $= 0,707 \sqrt{0,89 + 0,99} = 0,969;$ где $Z_{z1} = 0,89$ ; $Z_{z2} = 0,99$
14. Коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки	$K_{H\theta}$	Табл. 4.8, п. 8	Для отношения $T_{\min}/T_{\max} = T_{1(2')}/T_{1(1')} = 0,4$ и передачи 3 (см. табл. 4.7) значение
			$K_{H\theta} =$ $= \sqrt{1 - 0,2(N''_{HE}/N'_{HE} - 0,2)} =$ $= \sqrt{1 - 0,2(173,28/291,36 - 0,2)} =$ $= 0,96,$ где $N'_{HE} = N_{c1(1)}$ + $+ (T_{1(2')}/T_{1(1')})^3 N_{c1(2')} =$ $= (148 + 0,8^3 \cdot 280) 10^6 =$ $= 291,36 \cdot 10^6;$

Продолжение табл. 4.13

Параметр	Обозначение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, численная величина, указания к расчету
15. Коэффициент, учитывающий модуль передачи	$Z'_m$	Стр. 100 и 101	$N''_{HE} = N_{c1(3')}(T_{1(3')}/T_{1(1')})^3 + N_{c1(4')}(T_{1(4')}/T_{1(1')})^3 = (580 \cdot 0,6^3 + 750 \cdot 0,4^3) 10^6 = 173,28 \cdot 10^6.$ Принимаем $Z'_m \approx 1,0$
16. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K_{Hx}$	Стр. 100 и 101	Принимаем $K_{Hx} \approx 1,0$
17. Коэффициент, учитывающий смазку	$K_L$	Табл. 4.8, п. 6	$K_L = 1,0$
18. Допустимое контактное напряжение, МПа	$\sigma'_{HP}$	Стр. 93 и 96	$\sigma'_{HP1} = \frac{\sigma_H \lim 1}{S_{HP}} Z_R Z_z Z'_m \times K_L K'_{Hx1} K_{H\theta} = \frac{495}{1,1} 0,975 \times 0,969 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,96 = 408,1;$ $\sigma'_{HP2} = \frac{\sigma_H \lim 2}{S_{HP}} Z_R Z_z Z'_m \times K_L K'_{Hx2} K_{H\theta} = \frac{451,2}{1,1} \times 0,975 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,96 = 372;$ $\sigma'_{HP} = \sigma'_{HP \min} = 372$
19. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон контактирующих по ширине зубчатого венца	$K_{H\beta}$	Табл. 4.6, п. 1	Определяют по табл. 4.7. Для передачи 3 значение $K_{H\beta} = 1 + 0,15 \psi_{bd}^{1,5} = 1 + 0,15 \cdot 1,1^{1,5} = 1,73$
20. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	$K'_{Hu}$	Стр. 95 и 101	$K'_{Hu} \approx 1,05$
21. Коэффициент, учитывающий осевое перекрытие	$K_e$	Табл. 4.6, п. 3	По графику рис. 4.4 для $e_B = 1,2$ значение $K_e = 2,0$
22. Коэффициент, учитывающий наклон зуба и передаточное число	$K_{\beta u}$	Табл. 4.6, п. 4	По графику рис. 4.5 для $\beta = 10^\circ 46' 29''$ и $u = 4,45$ значение $K_{\beta u} = 0,22$

Продолжение табл. 4.13

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, численная величина, указания к расчету
23. Ориентировочный делительный диаметр окружности шестерни, мм	$d'_1$	Стр. 101	$d'_1 = 240 \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{T_{H1} z_1^{1,5} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{\beta\alpha}}{K_e (\sigma'_{HP})^2}} =$ $= 240 \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{580 \cdot 18^{1,5} \cdot 1,173}{2 \cdot 372^2} \times}$ $\times 1,05 \cdot 0,22 =$ $= 84,4;$ $d'_1 \cos \beta / z_1 =$ $= 84,4 \cos 10^\circ 40' 29'' / 18 = 4,6;$ $Z_m = 1,15 / 4,6^{0,1} = 0,987$
24. Уточненный коэффициент, учитывающий модуль передачи	$Z_m$	Стр. 101, табл. 4.8 и 4.9	
25. Окружная скорость, м/с	$v$	Стр. 101	$v = \pi d'_1 n_1 / 60\ 000 =$ $= 3,14 \cdot 84,4 \cdot 4 \cdot 1460 / 60\ 000 =$ $= 6,45$
26. Уточняем коэффициент	$K_{H\theta}$	Стр. 101	Определяем по графику (см. рис. 4.3) $K_{H\theta} = 1,03$
27. Уточняем коэффициент	$K_{Hx}$	Стр. 101	При $d'_2 = d'_1 u = 84,4 \cdot 4,45 = 375,6$ мм по графику (см. рис. 4.8) находим $K_{Hx} = 1,0$
28. Уточняем модуль, мм	$m$	Стр. 101	$m' = \frac{d'_1}{2} \cos \beta \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{Z'_m K'_{mx} K_{H\theta}}{Z_m K_{Hx} K'_{H\beta}}} =$ $= \frac{84,4}{18} \cos 10^\circ 46' 29'' \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 1 \cdot 1,03}{0,981 \cdot 1,0 \cdot 1,05}} = 4,6.$
29 Уточняем диаметр делительной окружности шестерни, мм	$d_1$	Стр. 102	Ближайшее большее значение модуля по ГОСТ 14186—69 $m = 5$
30. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон контактия по ширине зубчатого венца	$K_{F\beta}$	Табл. 4.11, п. 1	$d_1 = m z_1 / \cos \beta =$ $= 5 \cdot 18 / \cos 10^\circ 46' 29'' = 91,65$ $K_{F\beta} = 1 + 1,7 (K_{H\beta} - 1) =$ $= 1 + 1,7 (1,173 - 1) \approx 1,3$

Продолжение табл. 4.13

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, численная величина, указания к расчету
31. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	$K_{Fv}'$	Стр. 106	$K_{Fv}' \approx 1,1$
32. Коэффициент, учитывающий модуль зацепления	$Y_m'$	Стр. 106	$Y_m' \approx 1,0$
33. Коэффициент, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на прочность при изгибе	$K_o$	Табл. 4.11, п. 6	<p>При <math>1,25\rho_{\text{пр}}/m =</math></p> $= \frac{1,475z_1u}{(u+1)\sin^2 \beta \cos \beta} =$ $= \frac{1,475 \cdot 18 \cdot 4,75}{5,45 \cdot \sin^2 10^\circ 46' 29'' \times}$ $\times \cos 10^\circ 46' 29'' = 630$ <p>По графику (см. рис. 4.11) находим <math>K_o = 5,2</math></p>
34. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений	$\sigma_{F \lim b}^0$	Табл. 4.12, п. 1.1	$\sigma_{F \lim b_1}^0 = 1,35H_1^{\text{сердц}} + 90 =$ $= 1,35 \cdot 240 + 90 = 414;$ $\sigma_{F \lim b_2}^0 = 1,35H_2^{\text{сердц}} + 90 =$ $= 1,35 \cdot 200 + 90 = 360$
35. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	$K_{Fc}$	Табл. 4.12, п. 1.2	При нереверсивной нагрузке $K_{Fc} = 1,0$
36. Эквивалентное число циклов перемены напряжений	$N_{FE}$	Табл. 4.12, п. 1.3.1	$N_{FE1} = \sum_1^4 (T_{1(i')}/T_{1(1')})^6 \times$ $\times N_{cl(i')} = (1^6 \cdot 148 + 0,8^6 \cdot 280 +$ $+ 0,6^6 \cdot 580 + 0,4^6 \cdot 750 \cdot 10^6) =$ $= 251,5 \cdot 10^6;$ $N_{FE2} = N_{FE1}/u =$ $= 251,5 \cdot 10^6 / 4,45 = 56,5 \cdot 10^6$
37. Коэффициент долговечности	$K_{FL}$	Табл. 4.12, п. 1.3	При $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$ $K_{FL} = 1,0$
38. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{F \lim}$	Табл. 4.12, п. 1	$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim b_1}^0 K_{Fc} K_{FL1} =$ $= 414 \cdot 1 \cdot 1 = 414;$ $\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim b_2}^0 K_{Fc} K_{FL2} =$ $= 360 \cdot 1 \cdot 1 = 360$

Продолжение табл. 4.13

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, численная величина, указания к расчету
39. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K'_{Fx}$	Стр. 106	$K'_{Fx} \approx 1,0$
40. Коэффициент безопасности	$S_{FP}$	—	$S_{FP} = 1,7$
41. Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость зубьев, МПа	$\sigma_{FP}$	Стр. 102	$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_F \lim 1}{S_{FP}} K'_{Fx1} = \\ = \frac{414}{1,7} 1,0 = 243,5;$ $\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_F \lim 2}{S_{FP}} K'_{Fx2} = \\ = \frac{360}{1,7} 1,0 = 211,8$
42. Коэффициент формы зуба при расчете по местным напряжениям	$Y_F$	Табл. 4.11, п. 4	Для $Z_1 = 19$ и $Z_2 = 84,5$ по графику (см. рис. 4.10) находим $Y_{F1} = 2,07$ и $Y_{F2} = 1,84$
43. Ориентировочное значение диаметра делительной окружности шестерни, мм	$d'_1$	Стр. 106	$d'_1 = \frac{1}{\cos \beta} \times \\ \times \sqrt[3]{\frac{2000 T_{F1} z_1^2 K_{FB} K'_{Fv} Y_m}{K_e K_p}} \times \\ \times \sqrt[3]{\frac{Y_F}{\sigma_{FP}}} = \frac{1}{\cos 10^\circ 46' 29''} \times \\ \times \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 580 \cdot 18^2 \cdot 1,3}{2 \cdot 5,2}} \times \\ \times 1,1 \cdot 1,0 \cdot 0,0081 = 78;$ здесь $Y_F/\sigma_{FP} = (Y_F/\sigma_{FP})_{\max} =$ $= Y_{F2}/\sigma_{FP2} = 1,84/211,8 = 0,0081$ $Y_m = 0,678 m^{0,2} = 0,678 \cdot 4,17^{0,2} =$ $= 0,9.$ Значение коэффициента определено по величине $d'_1 \cos \beta / z_1 = 78 \cos 10^\circ 46' 29'' / 18 =$ $= 4,25$
44. Уточненное значение коэффициента, учитывающего модуль зацепления, мм	$Y_m$	Табл. 4.11, п. 3	$v = \pi d'_1 n_1 / 60 000 =$ $= 3,14 \cdot 78 \cdot 1460 / 60 000 = 5,96$
45. Окружная скорость, м/с	$v$		По графику (см. рис. 4.9) находим $K'_{Fv} = 1,05$
46. Уточняем значение коэффициента	$K_{Fv}$	Табл. 4.11, п. 2	

Продолжение табл. 4.13

Параметр	Обозна- чение	Номер табл и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
47. Уточняем коэффициент $K_{Fx}$	$K_{Fx}$	Табл. 4.12, п. 2	$K_{Fx} = 1,0$ при $d_{az} < 400$
48. Уточняем модуль, мм	$m$	Стр. 107	$m' = \frac{d'_1}{z_1} \cos \beta \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{K_{Fv} Y_m K_{Fx}}{K'_{Fv} Y'_m K_{Fx}}} = \frac{78}{18} \times$ $\times \cos 10^\circ 46' 29'' \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{1,05 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0}} = 4,04.$ <p>Округляем до ближайшего значения модуля по ГОСТ 14186—69; <math>m = 4</math></p>
49. Уточняем диаметр делительной окружности шестерни, мм	$d_1$	Стр. 107	$d_1 = m z_1 / \cos \beta =$ $= 4 \cdot 18 / \cos 10^\circ 46' 29'' = 73,32$

## 4.14. Пример проверочного расчета (исходные данные приведены на стр. 108)

Параметр	Обозна- чение	Номер табл и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
<b>Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев</b>			
1. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	$T_{H1}$	Стр. 102, табл. 4.13, п. 1	$T_{H1} = 580$
2. Число зубьев шестерни и колеса	$z$	Табл. 4.13, п. 8	$z_1 = 18; z_2 = 80$
3. Вспомогательный параметр	$\psi_{bd}$	Табл. 4.13, п. 9	$\psi_{bd} = b_w/d_1 = 100/91,837 = 1,09$
4. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон контактирования по ширине зубчатого венца	$K_{H\beta}$	Табл. 4.6, п. 1	Для передачи 3 (см. табл. 4.7) имеем
5. Окружная скорость, м/с	$v$	Стр. 101	$K_{H\beta} = 1 + 0,15 \psi_{bd}^{1,5} =$ $= 1,0 + 0,15 \cdot 1,09^{1,5} = 1,17$ $v = \pi d_1 n_1 / 60 000 =$ $= 3,14 \cdot 91,837 \cdot 1460 / 60 000 = 7,0$
6. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении	$K_{Hv}$	Табл. 4.6, п. 2	По графику (см. рис. 4.3) находим $K_{Hv} = 1,03$

Продолжение табл. 4.14

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
7. Коэффициент, учитывающий осевое перекрытие	$K_e$	Табл. 4.6, п. 3	Для $\epsilon_\beta = b_w \sin \beta / (\pi m) =$ $= 100 \sin 11^\circ 28' 42'' / (3,14 \cdot 5) =$ $= 1,27$ По графику (см. рис. 4.4) $K_e = 2,0$
8. Коэффициент, учитывающий наклон зуба и передаточное число	$K_{\beta u}$	Табл. 4.6, п. 4	$K_{\beta u} = \tan \beta \sqrt{(u+1)/(u \cos^2 \beta)} =$ $= \tan 11^\circ 28' 42'' \times$ $\times \sqrt{\frac{4,444+1}{4,444 \cos^2 11^\circ 28' 42''}} =$ $= 0,232$
9. Расчетное контактное напряжение, МПа	$\sigma_H$	Стр. 93	$\sigma_H = 3750 \times$ $\times \sqrt{\frac{T_{H1} z_1 \cdot K_{H\beta} K_{H0}}{d_1^3 K_e}} \times$ $\times \sqrt{K_{\beta u}} = 3750 \times$ $\times \sqrt{\frac{580 \cdot 18^{1,5} \cdot 1,17 \cdot 1,03}{91,837^3 \cdot 2}} \cdot 0,232 =$ $= 335,3$
10. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{H \text{ lim}}$	Табл. 4.8, п. 1; табл. 4.13, п. 5	$\sigma_{H \text{ lim}1} = 495; \sigma_{H \text{ lim}2} = 451,2$
11. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей	$Z_R$	Табл. 4.8, п. 3	$Z_R = 0,975$
12. Коэффициент, учитывающий число зубьев шестерни и колеса	$Z_z$	Табл. 4.8, п. 4	Для $z_{v1} = z_1 / \cos^2 \beta =$ $= 18 / \cos^2 11^\circ 28' 42'' = 19,1$ и $z_{v2} = z_2 / \cos^2 \beta = 85$ по графику (см. рис. 4.7) находим $Z_{z1} = 0,89; Z_{z2} = 0,99$ и $Z_z = 0,707 \sqrt{Z_{z1} + Z_{z2}} =$ $= 0,707 \sqrt{0,89 + 0,99} = 0,969$
13. Коэффициент, учитывающий модуль передачи, мм	$Z_m$	Табл. 4.8, п. 5	Для $m = 5 Z_m = 0,98$

Продолжение табл. 4.14

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
14. Коэффициент, учитывающий смазку	$K_L$	Табл. 4.8, п. 6	$K_L = 1,0$
15. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K_{Hx}$	Табл. 4.8, п. 7	$K_{Hx} = 1,0$ при $d < 500$ мм
16. Коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки	$K_{H\theta}$	Табл. 4.8, п. 8; табл. 4.13, п. 14	$K_{H\theta} = 0,96$
17. Коэффициент безопасности	$S_{HP}$	Табл. 4.8, п. 2	$S_{HP} = 1,1$
18. Допустимое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HP}$	Стр. 96	$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_H \text{ lim } 1}{S_{HP}} Z_R Z_z Z_m K_L \times$ $\times K_{Hx} K_{H\theta} = \frac{495}{1,1} 0,975 \times$ $\times 0,969 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 400;$ $\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_H \text{ lim } 2}{S_{HP}} Z_R Z_z Z_m K_L \times$ $\times K_{Hx} K_{H\theta} = \frac{451,2}{1,1} 0,975 \times$ $\times 0,969 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 364,6.$ <p>Условие прочности выполнено:</p> $\sigma_H = 335,3 < \sigma_{HP} = 364,6$
19. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой, МПа	$\sigma_{H \max}$	Стр. 102	$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_{H1}}} =$ $= 335,3 \sqrt{\frac{1910}{580}} = 610$
20. Допустимое предельное напряжение, МПа	$\sigma_{HP \max}$	Стр. 102	$\sigma_{HP \max} = 2,5 \sigma_T = 2,5 \sigma_{T2} =$ $= 2,5 \cdot 400 = 1000.$ <p>Условие прочности выполнено:</p> $\sigma_{H \max} = 608 < \sigma_{HP \max} = 1000$

Продолжение табл. 4.14

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
<b>Расчет зубьев на выносливость при изгибе</b>			
21. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	$T_{F1}$	Стр. 102	$T_{F1} = 580$
22. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца	$K_{F\beta}$	Табл. 4.11, п. 1	$K_{F\beta} = 1 + 1,7 (K_{H\beta} - 1) =$ $= 1 + 1,7 (1,173 - 1) = 1,3$
23. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении	$K_{Fv}$	Табл. 4.11, п. 2	При $v = 7$ м/с по графику рис. 4.9 находим $K_{Fv} = 1,08$
24. Коэффициент, учитывающий модуль зацепления	$Y_m$	Табл. 4.11, п. 3	Для $m = 5$ $Y_m = 0,94$
25. Коэффициент формы зуба при расчете по местным напряжениям	$Y_F$	Табл. 4.11, п. 4	Для $z_{v1} = 19,1$ и $z_{v2} = 85$ по графику рис. 4.10 соответственно находим $Y_{F1} = 2,07$ ; $Y_{F2} = 1,84$
26. Коэффициент, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на прочность при изгибе	$K_\rho$	Табл. 4.11, п. 6	Для $1,25\rho_{\text{пр}}/m =$ $= \frac{1,475z_1u}{(u+1)\sin^2\beta\cos\beta} =$ $= \frac{1,475 \cdot 18 \cdot 4,444}{5,444 \cdot 0,199^2 \cdot 0,98} = 558$ из графика рис. 4.11 находим $K_\rho = 5,0$

Продолжение табл. 4.14

Параметр	Обозна- чение	Номер таблицы и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
27. Расчетное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_F$	Стр. 102	$\sigma_{F1} = \frac{2000T_F z_1^2 K_F \beta K_{F\rho} Y_m Y_{F1}}{d_1^3 K_e K_\rho \cos^3 \beta} =$ $= \frac{2000 \cdot 580 \cdot 18^2 \cdot 1,3 \times}{91,837^3 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 0,98^3} = 140,8;$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} =$ $= 140,8 \frac{1,84}{2,07} = 125,3$
28. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, МПа	$\sigma_F \text{ lim}$	Табл. 4.12, п. 1; табл. 4.13, п. 38	$\sigma_{F \text{ lim}1} = 414;$ $\sigma_{F \text{ lim}2} = 360$
29. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K_{Fx}$	Табл. 4.12, п. 2	$K_{Fx1} = 1,0 \text{ для } d_{a1} < 400 \text{ мм};$ $K_{Fx2} = 1,04 - 10^{-4} d_{a2} =$ $= 1,04 - 10^{-4} \cdot 417,163 =$ $= 0,998 \approx 1,0$ $S_{FP} = 1,7$
30. Коэффициент безопасности	$S_{FP}$	Табл. 4.12, п. 3	
31. Допустимое напряжение при расчете на выносливость зубьев, МПа	$\sigma_{FP}$	Стр. 102	$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}1}}{\sigma_{FP}} K_{Fx1} =$ $= \frac{414}{1,7} 1,0 = 243,5;$ $\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}2}}{\sigma_{FP}} K_{Fx2} =$ $= \frac{360}{1,7} 1,0 = 211,3.$ Условие прочности выполнено: $\sigma_{F1} = 140,8 < \sigma_{FP1} = 243,5;$ $\sigma_{F2} = 125,3 < \sigma_{FP2} = 211,3.$

## Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

32. Расчетная максимальная нагрузка с числом циклов	$T_{FM1}$	Стр. 107	$T_{FM1} = T_{1\max} = 1910$ (см. рис. 4.2)
$N_c < 5 \cdot 10^4, \text{ Н} \cdot \text{м}$			

Продолжение табл. 4.14

Параметр	Обозна- чение	Номер табл. и пункта, стр.	Формула, числовое значение и указания к расчету
33. Расчетное максимальное напряжение, МПа	$\sigma_{FM}$	Стр. 107	$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \frac{T_{FM1}}{T_{F1}} =$ $= 140,8 \frac{1910}{580} = 463,6$ $\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{T_{FM1}}{T_{F1}} =$ $= 125,3 \frac{1910}{580} = 412,6$
34. Допустимое напряжение, соответствующее ограниченному пределу выносливости, МПа	$\sigma_{FPL}$	Стр. 107	$\sigma_{FPL1} = 2,08 \frac{\sigma_{FP1}}{K_{FPL1}} =$ $= 2,08 \frac{243,5}{1,0} = 506,5$ $\sigma_{FPL2} = 2,08 \frac{\sigma_{FP2}}{K_{FPL2}} =$ $= \frac{2,08 \cdot 211,3}{1,0} = 439,5$
35. Коэффициент безопасности	$S_{FPM}$	Стр. 108	$S_{FPM} = 2,0$
36. Допустимое напряжение по пластической деформации, МПа	$\sigma_{FPM}$	Стр. 107	$\sigma_{FPM1} = \frac{4,8 H_1^{\text{сердц}}}{S_{FPM}} K_{Fx} =$ $= \frac{4,8 \cdot 240}{2,0} \cdot 1,0 = 576;$ $\sigma_{FPM2} = \frac{4,8 H_2^{\text{сердц}}}{S_{FPM}} K_{Fx} =$ $= \frac{4,8 \cdot 200}{2,0} \cdot 1,0 = 480$
37. Проверка выполнения условий (4.2.13) и (4.2.14)		Стр. 107	$\sigma_{FM1} = 463,6 < \sigma_{FPL1} = 506,5;$ $\sigma_{FM1} = 463,6 < \sigma_{FPM1} = 576;$ $\sigma_{FM2} = 412,6 < \sigma_{FPL2} = 439,5;$ $\sigma_{FM2} = 412,6 < \sigma_{FPM2} = 480.$ Условия прочности выполнены

#### 4.3. ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

**Проверочный расчет.** Методические рекомендации построены аналогично ГОСТ 21354—75. Однако, несмотря на подобие структур формул для расчетных и допустимых напряжений, приведенные рекомендации имеют следующие особенности:

принята во внимание современная тенденция более конкретного и полного учета влияния технологических и эксплуатационных факторов;

расчетная нагрузка относится к минимальной суммарной длине контактных линий, а не к ширине зубчатого венца;

коэффициент распределения напряжений по контактным линиям подтвержден эксперименталью исследованиями передач из оптически активных материалов поляризационно-оптическим методом;

коэффициент неравномерности распределения нагрузки вдоль контактных линий получен на основании решения контактной задачи для пары зуб—виток с учетом жесткости деталей и элементов передачи;

расчет на сопротивляемость заеданию выполняется по температурному критерию Блоха;

учтен скоростной износ при определении допустимых напряжений;

уточнены величины ряда коэффициентов, используемых при определении допустимых нагрузок и напряжений, на основании обработки результатов испытаний энтузиастов передач с колесами из различных марок бронз, при разных смазочных материалах, а также червячных редукторов с вариацией конструктивных параметров.

Методические рекомендации распространяются на расчет червячных передач при следующих условиях:

материал червяка — сталь;

материал венца червячного колеса — оловянная или безоловянная бронза, латунь, чугун;

межосевое расстояние не более 160 мм;

скорость скольжения не более 10 м/с;

объемная температура масла в ванне для индустриальных масел не более 95 °C; для легированных масел — в соответствии с паспортом на масло;

вид червяка: ZA — архимедов, ZI — эвольвентный.

Виды расчетов, включенных в методические рекомендации, и цель их выполнения указаны в табл. 4.15.

#### 4.15. Виды и назначение выполняемых расчетов

Виды расчетов	Цель расчета
Проверочный расчет на прочность поверхностей зубьев: на контактную выносливость на контактную прочность от действия максимальной нагрузки из условия сопротивляемости заеданию	Предотвращение усталостного выкрашивания поверхностей зубьев Предотвращение остаточной деформации или заедания поверхностей зубьев Предотвращение схватывания, задира, заедания, намазывания
Проверочный расчет на прочность зубьев при изгибе: на выносливость от действия максимальной нагрузки	Предотвращение усталостного излома зубьев Предотвращение остаточной деформации или поломки зубьев

**Проверочный расчет на прочность поверхностей зубьев.**  
**Исходная зависимость для определения расчетного контактного напряжения**

В качестве исходной зависимости для определения расчетного контактного напряжения принята формула Герца для наибольшего напряжения при касании по обраzuющим двух цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi} w_{Hm} \frac{1}{1 - v_1^2} + \frac{1}{1 - v_2^2} \rho_{\text{пр}}} \cdot \quad (4.3.1)$$

где  $w_{Hm}$  — средняя удельная нормальная сила на единицу длины контактной линии.

Действительное значение контактных напряжений в червячном зацеплении отличается от напряжений, возникающих при контакте двух гладких цилиндров по следующим причинам:

- длина контактных линий ограничена и переменна;
- приведенный радиус кривизны переменен по длине контактной линии;
- сопряженная пара изготовлена не из идеально упругих и однородных материалов;
- контактирующие поверхности разделены масляной пленкой;
- контактирующие поверхности обкатываются и скользят друг относительно друга;
- нагрузка переменна по величине;
- давление в контакте зависит от эксплуатационных, технологических и конструктивных факторов.

После преобразований расчетная формула для определения контактного напряжения при расчете червячного зацепления из условия контактной выносливости примет вид

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hc}; \quad (4.3.2)$$

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_c K_{H\sigma} \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_2}}, \quad (4.3.3)$$

где  $w_{Ht}$  — удельная расчетная окружная сила.

При  $0 \leq \delta' < 0,05$

$$w_{Ht} = \frac{F_{2\text{ном}} K_{HE} K_J K_{H\beta} K_{Hf}}{L_{\Sigma \min}}; \quad (4.3.4)$$

при  $\delta' \geq 0,05$

$$w_{Ht} = \frac{F_{2\text{ном}} K_{HE} K_{nL} K_{H\beta} K_{Hf}}{L_{\Sigma \min}}. \quad (4.3.5)$$

Допустимое контактное напряжение зубьев

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}^0}{S_H} K_{HN} Z_R Z_S K_L K_{Hx}. \quad (4.3.6)$$

Допустимый крутящий момент на валу червячного колеса из условия контактной выносливости:

при  $0 \leq \delta' < 0,05$

$$T_{2H} = \left( \frac{\sigma_{HP} d_2}{Z_H Z_M Z_c K_{H\sigma}} \right)^2 \frac{L_{\Sigma \min}}{2 K_{HE} K_J K_{H\beta} K_{Hf}}; \quad (4.3.7)$$

при  $\delta' \geq 0,05$

$$T_{2H} = \left( \frac{\sigma_{HP} d_2}{Z_H Z_M Z_c K_{H\sigma}} \right)^2 \frac{L_{\Sigma \min}}{2 K_{HE} K_{nL} K_{H\beta} K_{Hf}}. \quad (4.3.8)$$

Величины, вошедшие в формулы (4.3.3) — (4.3.5), (4.3.7) и (4.3.8) определяют по табл. 4.16—4.18.

Порядок расчета величин, вошедших в (4.3.6), приведен в табл. 4.22.

**4.16. Порядок расчета величин, входящих в формулы (4.3.3) — (4.3.5), (4.3.7), (4.3.8)**

Параметр	Обозначение	Формула и указания к расчету
1. Коэффициент эквивалентной нагрузки	$K_{HE}$	При непрерывном и повторно-кратковременном режимах работы ( $0 \leq \delta' < 0,05$ ) $K_{HE} = \sqrt[0,5m_H]{\frac{N_{HE}}{N_{\Sigma}}}$ При повторно-кратковременном режиме работы с учетом уровня и продолжительности пусковых нагрузок ( $\delta' \geq 0,05$ ) $K_{HE} = \sqrt[0,5m_H]{\frac{\delta(1 - \beta_H^{0,5m_H+1})}{(0,5m_H+1)(1-\beta_H)}} + \beta_H^{0,5m_H}(1 - \delta).$
1.1. Показатель степени кривой усталости	$m_H$	Для типовых режимов нагружения значения $K_{HE}$ определяют по табл. 4.1 $m_H = 8$ при $N_{HE} \leq 10^7$ ; $m_H = 20$ при $N_{HE} > 10^7$
1.2. Эквивалентное число	$N_{HE}$	$N_{HE} = \sum_i \left( \frac{T_{2i}}{T_{2\text{ном}}} \right)^4 N_{ci}$
1.3. Коэффициент	$\beta_H$	$\beta_H = \sqrt[0,5m_H]{\frac{\sum_i N_{ci} \left( \frac{T_{2i}}{T_{2\text{ном}}} \right)^4}{N_{\Sigma}}}$
2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 K_{z1} - 1) K_{H\omega}$
2.1. Коэффициент начальной неравномерности распределения нагрузки вдоль контактных линий	$K_{H\beta}^0$	При $\bar{m} \geq 0,5q$ $K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{3q + 8}{3q + 1} \frac{0,38\bar{m} + 0,18}{2,64\bar{m}^2 + 3,94\bar{m} + 0,1} \times \frac{z_2^2}{q(q + 2x)};$ при $\bar{m} < 0,5q$ $K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{3q + 8}{3q + 1} \frac{0,38\bar{m} + 0,18}{2,64\bar{m}^2 + 3,94\bar{m} + 0,1} \times \frac{z_2^2}{q(q + 2x)} \sqrt[3]{\frac{\bar{m}}{z_2}}.$

Продолжение табл. 4.16

Параметр	Обозна- чение	Формула и указания к расчету
2.2. Поправочный коэффициент	$K_{z1}$	Значения коэффициента приведены в табл. 4.1
2.3. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев и витков	$K_{H\omega}$	При малой и средней твердости поверхностей зубьев ( $HB \leq 100$ ) $K_{H\omega} = 0,2$ ; при повышенной твердости зубьев ( $HB > 100$ ) $K_{H\omega} = 0,3$
3. Коэффициент точности	$K_{Hf}$	Значения коэффициента см. в табл. 4.1
4. Коэффициент, учитывающий форму поверхности сопряженной червячной пары	$Z_H$	Для червяка $ZI$ $Z_H = \sqrt{\frac{\cos \gamma_w}{\cos \alpha_n \sin \gamma_b \cos \gamma}};$ для червяка $ZA$ $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma_w}{\sin 2\alpha_n \cos \gamma}}.$
5. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженной червячной пары, $MPa^{0,5}$	$Z_M$	$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{2E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1}}$
6. Коэффициент, учитывающий изменение средней суммарной длины контактных линий	$Z_c$	$Z_c = \frac{l}{\sqrt{K_{cp}}}$ Значения $K_{cp}$ см. в табл. 4.33
7. Коэффициент распределения напряжений по контактным линиям	$K_{H\sigma}$	$K_{H\sigma} = \frac{1}{\sqrt{K_{122} + K_2}}.$ Значения коэффициентов $K_1$ и $K_2$ в зависимости от типа червяка определяют по табл. 4.20 и 4.21

4.17. Коэффициент эквивалентной нагрузки  $K_{HE}$ 

$m_H$	Режим нагружения						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
8	1,0	0,79	0,67	0,56	0,47	0,40	0,33
20	1,0	0,84	0,79	0,73	0,68	0,64	0,59

4.18. Значения коэффициента  $K_{z1}$ 

Число витков червяка $z_1$	Коэффициент диаметра червяка $\varphi$			
	8,0	10,0	12,5	16,0
1	1,00	1,00	1,00	1,00
2	1,05	1,03	1,02	1,01
4	1,09	1,07	1,04	1,02

4.19. Значения коэффициента точности  $K_{Hf}$ 

Степень точности по ГОСТ 3675-81	6	7	8	9
$K_{Hf}$	1,0	1,05	1,10	1,16

4.20. Значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  для передач с архимедовым червяком ( $ZA$ )

Коэффициент смещения червяка $x$	Коэффициент диаметра червяка $q$												Число витков червяка $z_1$				
	8			9			10			12			14		16		
	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$			
+1,0	0,023	1,54	0,023	1,50	0,019	1,59	0,017	1,58	0,016	1,57	0,014	1,62	—	—	1		
	0,025	1,40	0,025	1,33	0,020	1,45	0,020	1,35	0,016	1,62	0,014	1,48	—	—	2		
	0,030	1,20	0,027	1,22	0,024	1,26	0,021	1,27	0,016	1,38	—	—	—	—	4		
+0,5	0,022	1,80	0,022	1,74	0,018	1,77	0,016	1,80	0,013	1,88	0,012	1,89	—	—	1		
	0,024	1,58	0,023	1,63	0,019	1,69	0,018	1,64	0,012	1,79	0,011	1,78	—	—	2		
	0,028	1,61	0,027	1,54	0,024	1,53	0,020	1,55	0,014	1,68	0,013	1,81	—	—	4		
0,0	0,020	2,07	0,020	2,02	0,015	2,12	0,014	2,08	0,012	2,10	0,008	2,20	—	—	1		
	0,021	2,00	0,022	1,95	0,017	1,96	0,013	2,02	0,009	2,07	0,008	2,09	—	—	2		
	0,026	2,22	0,027	1,91	0,022	1,92	0,014	2,00	0,008	2,16	0,008	2,05	—	—	4		
-0,5	0,015	2,40	0,015	2,34	0,013	2,35	0,012	2,29	0,007	2,40	0,006	2,36	—	—	1		
	0,020	2,30	0,016	2,29	0,016	2,17	0,009	2,30	0,005	2,38	0,003	2,43	—	—	2		
	—	—	—	—	0,018	2,49	0,007	2,56	0,003	2,56	—	—	—	—	4		
-1,0	0,013	2,61	0,013	2,54	0,009	2,60	0,009	2,48	0,005	2,61	0,002	2,58	—	—	1		
	0,017	2,63	0,014	2,53	0,007	2,64	0,002	2,69	0,001	2,67	0,002	2,60	—	—	2		
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,001	2,94	—	—	—	—	4		

4.21. Значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  для передач с эвольвентным червяком ( $Z_1$ )

Коэффициент смещения $x$	Коэффициент диаметра червяка												Число витков червяка $Z_1$				
	8			9			10			12			14		16		
	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$			
+1,0	0,0250 0,0255 0,0300	1,54 1,40 1,20	0,0230 0,0250 0,0270	1,40 1,33 1,22	0,0190 0,0200 0,0240	1,72 1,37 1,26	0,0170 0,0200 0,0210	1,58 1,35 1,27	0,0160 0,0120 0,0160	1,57 1,47 1,38	0,0140 0,0140 —	1,62 1,48 —	1 2 4				
+0,75	0,0235 0,0245 0,0290	1,67 1,55 1,45	0,0225 0,0240 0,0270	1,58 1,49 1,39	0,0188 0,0195 0,0240	1,84 1,53 1,43	0,0167 0,0198 0,0208	1,70 1,52 1,45	0,0158 0,0120 0,0154	1,70 1,63 1,58	0,0131 0,0125 —	1,75 1,64 —	1 2 4				
+0,5	0,0220 0,0235 0,0280	1,80 1,70 1,70	0,0220 0,0241 0,0270	1,75 1,65 1,57	0,0183 0,0190 0,0240	1,95 1,69 1,59	0,0162 0,0188 0,0200	1,82 1,68 1,64	0,0149 0,0120 0,0140	1,84 1,78 1,78	0,0120 0,0110 —	1,89 1,79 —	1 2 4				
+0,25	0,0205 0,0225 0,0270	1,94 1,85 1,96	0,0215 0,0233 0,0270	1,92 1,81 1,74	0,0176 0,0184 0,0232	2,05 1,85 1,75	0,0155 0,0172 0,0173	1,94 1,85 1,81	0,0135 0,0104 0,0115	1,96 1,93 1,97	0,0107 0,0095 —	2,02 1,95 —	1 2 4				
0	0,0190 0,0215 0,0260	2,07 2,00 2,22	0,0205 0,0220 0,0270	2,10 1,97 1,91	0,0166 0,0176 0,0220	2,17 2,00 1,92	0,0146 0,0148 0,0140	2,05 2,02 2,00	0,0115 0,0090 0,0080	2,10 2,07 2,16	0,0092 0,0080 0,0080	2,15 2,10 2,19	1 2 4				

## 4.22. Порядок расчета величин из формулы (4.3.6)

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы и указания к расчету
1. Условный базовый предел контактной выносливости зубьев, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	$\sigma_{H\lim}^0$	$\sigma_{H\lim}^0 = (0,75 \div 0,90) \sigma_{\text{вр}}$ Большие значения коэффициентов принимают для закаленных до твердости $HRC \geq 45$ , шлифованных и полированных червяков
2. Коэффициент безопасности	$S_H$	$S_H = S_{H1}S_{H2}$
2.1. Коэффициент, учитывающий нестабильность механических свойств материала червячного колеса	$S_{H1}$	$S_{H1} = \frac{1}{1 - 2v_\sigma}$ (принимают $v_\sigma = 0,07$ , вероятность неразрушения рабочих поверхностей зубьев колеса $P = 0,98$ )
2.2. Коэффициент, учитывающий способ отливки заготовки червячного колеса	$S_{H2}$	Принимают по табл. 4.23
3. Коэффициент срока службы	$K_{HN}$	$K_{HN} = \sqrt[m_H]{\frac{10^7}{N_\Sigma}}$
4. Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев червячного колеса	$Z_R$	Принимают по табл. 4.24
5. Коэффициент скорости	$Z_S$	$Z_S = \sqrt{K_{Hv} K_{H0}},$ где $K_{Hv} = \frac{1 + 0,73v_{\text{ск}}}{1 + v_{\text{ск}}},$ $K_{H0} = \frac{1 + 0,35\sigma_2}{1 + \sigma_2};$
6. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	$K_L$	$K_L = 1,05$ для масла цилиндрового 52 (ГОСТ 6411-76) при $t$ ванны $\leq 95^\circ\text{C}$
7. Коэффициент, учитывающий размеры передачи (масштабный фактор)	$K_{Hx}$	$K_L = 1,10 \div 1,15$ для масла ИГП (ТУ 38-101413-78) $K_{Hx} = 1,0$

4.23. Значения коэффициента  $S_{H2}$ 

Наименование материала	Способ отливки	$S_{H2}$
БрОФ10-1	П	1,15
БрОФ10-1	К, Ц	1,125
БрО10НФ1	К	1,10
БрОКЦ6-2,5-1	П, К	1,06
БрА9ЖЗЛ	П	1,08
БрА9ЖЗЛ	К, Д	1,05

П р и м е ч а н и е. Условное обозначение способов литья: П — в песчаные формы; К — в кокиль; Ц — центробежное; Д — под давлением.

4.24. Значения коэффициента  $Z_R$ 

Шероховатость рабочей поверхности зуба червячного колеса, мкм	$Z_R$	
	$R_a$	$Rz$
0,63—1,25	3,2—6,3	1,00
1,6—2,5	8—10	0,98
4—10	20—40	0,95

### Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Условие контактной прочности

$$\sigma_{HM} \leq \sigma_{HPM}. \quad (4.3.9)$$

Расчетное контактное напряжение от действия максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = Z_H Z_M Z_c K_{H\sigma} \sqrt{\frac{w_{HfM}}{d_2}}, \quad (4.3.10)$$

где  $w_{HfM}$  — удельная расчетная окружная сила от действия максимальной нагрузки:

$$w_{HfM} = \frac{F_{2nom}}{L_{\Sigma \min}} K_{\eta M} K_{H\beta} K_{Hf}. \quad (4.3.11)$$

Значения  $K_{\eta M}$ ,  $L_{\Sigma \min}$ ,  $F_{2nom}$  — см. табл. 4.33; остальные коэффициенты — см. табл. 4.16.

Допустимое контактное напряжение  $\sigma_{HPM}$  при расчете на максимальную нагрузку для оловянных бронз равно  $4\sigma_t$ , для безоловянных бронз —  $2\sigma_t$ .

### Расчет активных поверхностей зубьев из условия отсутствия заедания

В специальной литературе по червячным передачам используют термин «термическая мощность» редуктора. Под этим понимается мощность, подводимая к редуктору, при которой температура его масляной ванны достигает некоторой предельно допустимой величины. Предельная температура в зависимости от сорта масла равна 75—95 °C. Принято считать, что термическая мощность определяет нагружочную способность редуктора. Однако существуют и другие критерии предельной нагружочной способности. Например, при использовании колес из безоловянных бронз выполняют расчет на заедание.

Часто для одного и того же редуктора предельные нагрузки по «термической мощности» и заеданию не совпадают, а иногда отличаются в несколько раз. Анализ причин выхода из строя червячных передач показывает, что передачи теряют работоспособность при нарушении нормального режима трения в контакте, когда разрушается смазочная пленка, разделяющая поверхности трения червяка и колеса. При этом температура масляной ванны может быть как меньше, так и больше указанных пределов. В связи с этим объемная температура масляной ванны не может быть непосредственно связана с нагружочной способностью редуктора, поэтому термин «термическая мощность» в его прямом значении теряет смысл. Критерий типа  $\vartheta^n = c$  также не дает полной картины теплового состояния контакта, поскольку отражает лишь действие мгновенной температуры.

Наиболее полную картину дает критерий Блока, учитывающий как объемную  $\vartheta_S$ , так и местную  $\vartheta$  температуры вспышки масла в контакте:

$$\vartheta_S + \vartheta = \vartheta_\Sigma < \vartheta_{kp}. \quad (4.3.12)$$

Разрушение пленки масла происходит при температуре в зоне контакта, превышающей некоторую критическую температуру  $\vartheta_{kp}$ , определяемую в зависимости от сорта масла и химического состава материалов червячной пары.

Определение изменений геометрии и напряженного состояния контакта червячной пары вследствие износа, а также влияния этих изменений на температурное поле трещущихся поверхностей позволило получить рабочую формулу для определения местной мгновенной температуры вспышки в зоне контакта червячной пары

$$\vartheta = \frac{F_{2n} f n_1}{(\lambda_1 + \lambda_2)} \left( \frac{\vartheta_{max}}{30\pi} + \frac{0,22 a_w}{m \sqrt{2qu}} \right) \sqrt{\frac{n}{2b v_B}}. \quad (4.3.13)$$

Объемная температура масла в червячном редукторе, приблизительно равная температуре поверхностей трения червячной пары, может быть рассчитана по известной формуле

$$t_s \approx \vartheta_s = \frac{N_1 (1 - \eta_{1,2})}{K_{PB}^a K_F (1 + \psi)} + t_b. \quad (4.3.14)$$

Значения коэффициента  $K_{PB}^a$  получены опытным путем.

Применение легированных масел изменяет физическую картину несущей способности окисных пленок в зависимости от давления и температуры, поэтому критерий Блока для легированных масел не является универсальным.

Крутящий момент на валу червячного колеса из условия отсутствия заедания

$$T_{2a} = \frac{\vartheta_{kp} - K_\Phi t_b}{A + B}. \quad (4.3.15)$$

Порядок расчета активных поверхностей зубьев из условия отсутствия заедания приведен в табл. 4.25.

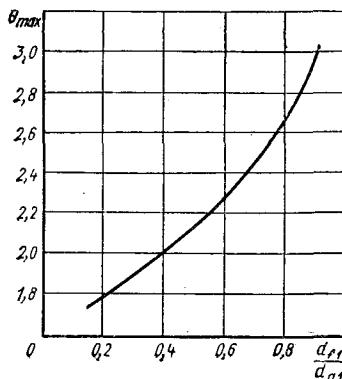
#### 4.25. Порядок расчета из условия отсутствия заедания

Параметр	Обозначение	Формулы и указания к расчету
1. Коэффициент перехода от температуры поверхностей трения к температуре маслянины ванны	$K_\Phi$	До получения надежных экспериментальных данных принимают $K_\Phi = 1,0$
2. Коэффициент, учитывающий продолжительность включения	$K_{PB}^a$	Принимают в соответствии с табл. 4.26
3. Мощность на червячном валу, Вт	$N_1$	$N_1 = \frac{T_{2nom} 2\pi n_1}{u\eta_{1,2}}$
4. Коэффициент полезного действия прямого хода червячной передачи	$\eta_{1,2}$	$\eta_{1,2} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \mu)}$
5. Коэффициент теплопередачи корпуса редуктора, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$K$	Определяют по табл. 4.27
6. Коэффициент, учитывающий теплоотвод в плиту или раму	$\psi$	Принимают в пределах 0—0,3 в зависимости от площади прилегания корпуса редуктора к плите или раме
7. Температура поверхностей трения, °С	$\vartheta_s$	$K_\Phi \vartheta_s = \frac{N_1 (1 - \eta_{1,2})}{K K_{PB}^a F (1 + \psi)} + t_b$
8. Нормальная нагрузка в зацеплении, Н	$F_{2n}$	$F_{2n} = \frac{2T_{2nom}}{d_2 \cos \gamma \cos \alpha_n}$
9. Приведенный угол трения, рад	$\mu$	$\mu = -0,016 \ln V_{ck} + 0,059$
10. Коэффициент трения	$f$	$f = \operatorname{tg} \mu$

Продолжение табл. 4.25

Параметр	Обозна- чение	Формулы и указания к расчету
11. Отношение диаметров впадин и вершин червяка	—	$\frac{d_{j_1}}{d_{a_1}}$
12. Максимальная безразмерная температура вспышки	$\Theta_{\max}$	Определяют из графика рис. 4.12
13. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов червячной пары, МПа0,5	$Z_M$	Определяют по табл. 4.16
14. Минимальная суммарная длина контактных линий, м	$L_{\Sigma \min}$	$L_{\Sigma \min} = 4m V q + 1 - 2,8x$
15. Приведенный радиус кривизны, м	$\rho_{\text{пр}}$	Для червяка $ZI$ : $\rho_{\text{пр}} = \frac{d_2 \sin \gamma_b}{2 \cos \gamma_w}$ Для червяка $ZA$ : $\rho_{\text{пр}} = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma_w}$
16. Ширина площадки контакта, м	$2b$	$2b = 4 \sqrt{\frac{F_{2n}}{L_{\Sigma \min}} \frac{2\rho_{\text{пр}}}{\pi^2 Z_M^2}}$
17. Скорость качения, м/с	$v_k$	$v_k = 1,68 \frac{a_{wn1}}{u}$ $x = \frac{\lambda_2}{cp}$
18. Коэффициент температуропроводности материала червячного колеса, $\text{м}^2/\text{с}$	$x$	
19. Местная мгновенная температура вспышки, $^{\circ}\text{C}$	$\vartheta$	$\vartheta = \frac{F_{2n} f n_{160}}{\lambda_1 + \lambda_2} \left( \frac{\Theta_{\max}}{30\pi} + \frac{0,022 a_w}{u m \sqrt{2q}} \right) \times \sqrt{\frac{x}{2b v_k}}$
20. Критическая температура разрушения масляной пленки, $^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\text{кр}}$	Принимается по табл. 4.28
21. Вспомогательная величина, $^{\circ}\text{C}/(\text{Н} \cdot \text{м})$	$A$	$A = \frac{K_\phi 2\pi n_1 [\operatorname{tg}(\gamma_w + \mu) - \operatorname{tg} \nu_\phi]}{u \operatorname{tg} \gamma_w K K_{PB}^u F (1 + \psi)}$
22. Вспомогательная величина, $^{\circ}\text{C}/(\text{Н} \cdot \text{м})$	$B$	$B = \frac{2/n_{160}}{d_2 \cos \gamma \cos \alpha_n (\lambda_1 + \lambda_2)} \times \sqrt{\left( \frac{\Theta_{\max}}{30\pi} + \frac{0,022 a_w}{u m \sqrt{2q}} \right) \frac{K}{2b v_k}}$
23. Крутящий момент на валу червячного колеса из условия отсутствия заедания, Н·м	$T_{2a}$	$T_{2a} = \frac{\vartheta_{\text{кр}} - K_\phi t_B}{A + B}$

Рис. 4.12. График для определения максимальной безразмерной температуры



#### 4.26. Ориентировочные значения коэффициента $K_{ПВ}^a$

ПВ, %	25	40	60	100
$K_{ПВ}^a$	2,6	2,2	1,5	1,0

#### 4.27. Ориентировочные значения коэффициента $K$

Частота вращения червяка, $\text{с}^{-1}$ (об/мин)	12,5 (750)	16,7 (1000)	25,0 (1500)
$K$ , $\text{Bt}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	Редуктор с обдувом	17,4	20,9
	Редуктор без обдува	15,1	22,1

#### 4.28. Критическая температура $\vartheta_{кр}$ разрушения масляной пленки

Марка масла, номер ГОСТа	Вязкость ( $\text{мм}^2/\text{с}$ ) при температуре, $^\circ\text{C}$			Критическая температура $\vartheta_{кр}$ , $^\circ\text{C}$
	20	50	100	
Дизельное ДС 11, ГОСТ 8581—78	До $2,5 \cdot 10^3$	—	11	145
Автотракторное АК-15	$1,5 \cdot 10^3$	123	15	140
Индустриальное И-50А	—	47—55	—	140
ГОСТ 20799—75				
Авиационное МС-20,				
ГОСТ 21743—76	$1,39 \cdot 10^3$	158	20	210
Цилиндровое 24,				
ОСТ 38-0185—75	—	250	20—28	155
Цилиндровое 52,				
ГОСТ 6411—76	$8 \cdot 10^3$	650	50—70	180

### Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Расчет проводится из следующего условия выносливости при изгибе

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (4.3.16)$$

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{\omega_{Ft} K_{Fv}}{m}, \quad (4.3.17)$$

где  $\omega_{Ft}$  — удельная расчетная окружная сила;  
при  $0 \leq \delta' < 0,05$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{2\text{nom}}}{L_{\Sigma \min}} \frac{K_{FE} K_J K_{F\beta} K_{Ff}}{K_{cp}}; \quad (4.3.18)$$

при  $\delta' \geq 0,05$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{2\text{nom}}}{L_{\Sigma \min}} \frac{K_{FE} K_{\pi L} K_{F\beta} K_{Ff}}{K_{cp}}. \quad (4.3.19)$$

Допустимое напряжение при изгибе

$$\sigma_{F\mu} = \frac{\sigma_F^0}{S_F} Y_R K_{FN} K_{Fx}. \quad (4.3.20)$$

Допустимый крутящий момент на валу червячного колеса из условия изгибной выносливости  
при  $0 \leq \delta' < 0,05$

$$T_{2F} = \frac{\sigma_{FP} d_2 L_{\Sigma \min} K_{cp} m}{2Y_F K_{FE} K_J K_{F\beta} K_{Fv} K_{Ff}}; \quad (4.3.21)$$

при  $\delta' \geq 0,05$

$$T_{2F} = \frac{\sigma_{FP} d_2 L_{\Sigma \min} K_{cp} m}{2Y_F K_{FE} K_{\pi L} K_{F\beta} K_{Fv} K_{Ff}}. \quad (4.3.22)$$

Величины, входящие в формулы (4.3.17)–(4.3.19), (4.3.21), (4.3.22), определяют по формулам из табл. 4.29, 4.30 (см. также табл. 4.33); величины, входящие в (4.3.20), — по формулам из табл. 4.31.

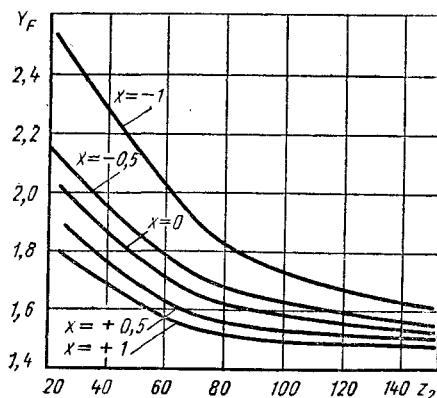
**4.29. Порядок расчета величин, входящих в формулы (4.3.17) ... (4.3.19), (4.3.21), (4.3.22)**

Параметр	Обозначение	Формула и указания к расчету
1. Коэффициент эквивалентной нагрузки	$K_{FE}$	<p>При непрерывном и повторно-кратковременном режимах работы (<math>0 \leq \delta' &lt; 0,05</math>)</p> $K_{FE} = \sqrt{\frac{m_F}{N_{FE}}} \frac{N_{FE}}{N_{\Sigma}}$ <p>При повторно-кратковременном режиме работы с учетом величины и продолжительности пусковых нагрузок (<math>\delta' \geq 0,05</math>)</p> $K_{FE} = \sqrt{\frac{\delta (1 - \beta_F^{m_F+1})}{(m_F+1)(1-\beta_F)} + \beta_F^{m_F}(1-\delta)}.$ <p>Для типовых режимов значения <math>K_{FE}</math> определяют по табл. 4.30</p>

Продолжение табл. 4.29

Параметр	Обозначение	Формула и указания к расчету
1.1. Показатель степени кривой усталости	$m_F$	$m_F = 9$ при $N_{HE} \leq 10^6$ ; $m_F = 20$ при $N_{HE} > 10^6$
1.2. Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{FE}$	$N_{FE} = \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_{2nom}} \right)^{m_F} N_{ct}$
1.3. Коэффициент	$\beta_F$	$\beta_F = \sqrt{\frac{\sum_i N_{ct} \left( \frac{T_{2i}}{T_{2L}} \right)^{m_F}}{N_{\Sigma}}}$
2. Коэффициент прочности зуба червячного колеса	$Y_F$	Определяют по графику (рис. 4.13)
3. Коэффициент точности	$K_{Ff}$	До уточнения принимаем $K_{Ff} = K_{Hf}$
4. Коэффициент, учитывающий повышение напряжения изгиба вследствие износа зуба	$K_{Fv}$	$K_{Fv} = 1,32$ при $m_F = 9$ ; $K_{Fv} = 1,39$ при $m_F = 20$
5. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 1 + (K_{F\beta}^0 - 1) K_{Fw}$
5.1. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зуба в начальный период работы передачи	$K_{F\beta}^0$	$K_{F\beta}^0 \approx \sqrt{K_{H\beta}^0 K_{z1}}$
5.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	$K_{Fw}$	До уточнения принимают $K_{Fw} = K_{Hw}$ Значение $K_{Hw}$ — см. в табл. 4.16

Рис. 4.13. График для определения коэффициента прочности зуба червячного колеса



4.30. Коэффициент эквивалентной нагрузки  $K_{FE}$ 

$m_F$	Режим нагружения						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
9	1,0	0,84	0,77	0,72	0,66	0,62	0,57
20	1,0	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77	0,75

## 4.31. Порядок расчета величин, входящих в формулу (4.3.20)

Параметр	Обозначение	Формула и указания к расчету
1. Условный базовый предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	$\sigma_F^0 \text{ lim}$	Для бронзы при нереверсивной работе $\sigma_F^0 \text{ lim} = (0,33 \div 0,44) \sigma_{\text{бр}}$ То же, при реверсивной работе $\sigma_F^0 \text{ lim} = (0,3 \div 0,4) \sigma_{\text{бр}}$ Большие значения — для закаленных ( $HRC > 45$ ), шлифованных и полированных червяков
2. Коэффициент безопасности	$S_F$	$S_F = S_{F1} S_{F2} S_{F3}$
2.1. Коэффициент, учитывающий вероятность предотвращения усталостного излома зубьев червячного колеса	$S_{F1}$	$S_{F1} = S_{H1}$ Значение $S_{H1}$ — см. в табл. 4.22
2.2. Коэффициент, учитывающий способ отливки заготовок	$S_{F2}$	$S_{F2} = S_{H2}$ Значение $S_{H2}$ — см. в табл. 4.23
2.3. Коэффициент, учитывающий степень ответственности червячной передачи	$S_{F3}$	См. табл. 4.32
3. Коэффициент срока службы	$K_{FN}$	$K_{FN} = \sqrt[m_F]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}}$
4. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба	$Y_R$	При зубофрезеровании $Y_R = 1,0$ , при поверхностном упрочнении (дробеструйная обработка, выглаживание выкружки зуба и т. п.) $Y_R = 1,1$
5. Коэффициент, учитывающий размеры червячного колеса	$K_{Fx}$	$K_{Fx} = 1$

4.32. Значения коэффициента  $S_{F3}$ 

Степень ответственности детали	Малая стоимость деталей	Большая стоимость деталей
Поломка детали не вызывает остановки машины	1,0	1,1
Поломка детали вызывает остановку машины (без существенной порчи смежных деталей)	1,1	1,2
Поломка детали вызывает либо аварию всей машины, либо окружающего оборудования	1,2	1,3

## Расчет на прочность при изгибе от действия максимальной нагрузки

Условия прочности при изгибе

$$\sigma_{FM} \leq \sigma_{FPM}. \quad (4.3.23)$$

Расчетное напряжение изгиба от действия максимальной нагрузки

$$\sigma_{FM} = Y_F \frac{w_{FtM}}{m}, \quad (4.3.24)$$

где  $w_{FtM}$  — удельная расчетная окружная сила от действия максимальной нагрузки:

$$w_{FtM} = \frac{F_{2\text{ном}}}{L_{\Sigma \min}} \frac{K_{\text{пМ}} K_{F\beta} K_{Ff}}{K_{\text{ср}}}. \quad (4.3.25)$$

Значения  $K_{\text{пМ}}$ ,  $L_{\Sigma \min}$ ,  $F_{2\text{ном}}$ ,  $K_{\text{ср}}$  определяют по табл. 4.33;  $K_{F\beta}$ ,  $K_{Ff}$  — см. табл. 4.29,  $Y_F$  — по графику (см. рис. 4.13).

Допустимое напряжение изгиба  $\sigma_{FPM}$  при расчете на максимальную нагрузку:

Медные сплавы	0,8 $\sigma_T$
Чугун	0,6 $\sigma_{\text{вр}}$

### 4.33. Предварительно вычисляемые величины

Параметр	Обозна- чение	Вид расчета*			Формула, указания к расчету
		H	F	a	
1. Число зубьев червячного колеса	$z_2$	+	+	+	$z_2 = z_1 u$
2. Делительный диаметр червячного колеса, м	$d_2$	+	+	-	$d_2 = m z_2$
3. Частота вращения червячного колеса, $\text{с}^{-1}$	$n_2$				$n_2 = \frac{n_1}{u}$
4. Основной угол подъема (для червяка), рад	$\gamma_b$	+	+	+	$\cos \gamma_b = \cos \alpha_{n_1} \cos \gamma$ по ГОСТ 19650—74
5. Начальный угол подъема, рад	$\gamma_w$	+	+	+	$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x}$ по ГОСТ 19650—74
6. Делительный угол подъема, рад	$\gamma$	+	+	+	$\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$ по ГОСТ 19650—74
7. Угол профиля в нормальном сечении червяка ZA, рад	$\alpha_n$	+	-	-	$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma$
8. Диаметр впадин червяка, м	$d_{f_1}$	-	-	+	Для червяка ZI $d_{f_1} = m (q - 2 - 0,4 \cos \gamma)$ Для червяка ZA $d_{f_1} = m (q - 2,4)$

Продолжение табл. 4.33

Параметр	Обозна- чение	Вид расчета*			Формула, указания к расчету
		H	F	a	
9. Диаметр вершин витков червяка, м	$d_a$	—	—	+	$d_a = m(q + 2)$ по ГОСТ 19650-74
10. Коэффициент смещения червяка	x	+	+	+	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q)$ по ГОСТ 19650-74
11. Приведенный радиус кривизны, м: для червяка ZI	$\rho_{\text{пр}}$	—	—	+	$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_2 \sin \gamma_b}{2 \cos^2 \gamma_w}$
для червяка ZA					$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma_w}$
12. Приведенный угол трения, рад	$\mu$	—	—	+	$\mu = -0,016 \ln v_{\text{сж}} + 0,053$
13. Эквивалентное число зубьев червячного колеса	$z_0$	—	+	—	$z_0 = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma_w}$
14. Окружная скорость червячного колеса, м/с	$v_2$	+	+	+	$v_2 = \pi d_2 n_2$
15. Скорость скольжения, м/с	$v_{\text{ск}}$	+	+	—	$v_{\text{ск}} = \frac{\pi m n_1 (q + 2x)}{\cos \gamma_w}$
16. Скорость качения, м/с	$v_K$	—	—	+	$v_K = 1,68 \frac{a_w n_1}{u}$
17. Минимальная суммарная длина контактных линий, м	$L_{\Sigma \min}$	+	+		$L_{\Sigma \min} = 4m \sqrt{q + 1 - 2x}$
18. Относительный модуль	$\bar{m}$	+	+	—	$\bar{m} = \frac{m}{m_0},$ где $m_0 = 0,001$ м
19. Коэффициент неуставновившегося движения	$\delta'$	+	+	—	$\delta' = \frac{t_{\text{нл}}}{t_{\Sigma}}$
20. Коэффициент неуставновившегося движения с учетом жесткости естественной характеристики двигателя	$\delta$	+	+	—	$\delta = 1 - K_{\text{дв}} (1 - \delta'),$ где $K_{\text{дв}}$ — коэффициент, учитывающий жесткость естественной характеристики двигателя; для асинхронных электродвигателей $K_{\text{дв}} = 0,9$
21. Машинное время работы передачи, ч	$t_{\Sigma}$	+	+	+	$t_{\Sigma} = 0,01 t_K K_{\Gamma} K_{\phi} P_B$

Продолжение табл. 4.33

Параметр	Обозна- чение	Вид расчета*			Формула, указания к расчету
		H	F	a	
22. Число циклов нагружения, соответствующих действию моментов $T_{2L}$	$N_{cl}$	+	+	-	$N_{cl} = 3600n_2t_1$ ( $N_{cl} = 60n_2t_1$ )
23. Суммарное число циклов нагружения	$N_{\Sigma}$	+	+	-	$N_{\Sigma} = 3600n_2t_{\Sigma}$ ( $N_{\Sigma} = 60n_2t_{\Sigma}$ )
24. Коэффициент перегрузки при действии момента $T_{2L}$	$K_{nL}$	+	-	-	$K_{nL} = \frac{T_{2L}}{T_2 \text{ном}}$
25. Коэффициент перегрузки при действии момента $T_{2M}$	$K_{nM}$	+	+	-	$K_{nM} = \frac{T_{2M}}{T_2 \text{ном}}$
26. Коэффициент, учитывающий характер приложенной нагрузки	$K_J$	+	+	-	См. табл. 4.34
27. Номинальная окружная сила, Н	$F_{2\text{ном}}$	+	-	-	$F_{2\text{ном}} = \frac{2T_2 \text{ном}}{d_2}$
28. Коэффициент изменения средней суммарной длины контактных линий	$K_{ep}$	+	-	-	$K_{ep} = 1 + 0,01\bar{m}\sqrt{q+1}$

\* Условные обозначения видов расчета: H — на контактную прочность; F — на прочность при изгибе; a — на предотвращение заедания.

#### 4.34. Коэффициент $K_J$ , учитывающий характер приложенной нагрузки

Вид нагрузки	$K_J$
Машины, работающие с небольшими толчками малой частоты и малыми вибрациями (токарные станки, вентиляторы, воздуходувки центробежные и пропеллерные)	1,05
Машины, работающие с толчками большой частоты и вибрациями (поршневые машины, насосы центробежные, ротационные, шестеренчатые)	1,08
Машины, работающие со значительными толчками и ударами (компрессоры, продольно-строгальные станки, ленточные транспортеры, ковшовые и скребковые элеваторы)	1,12
Машины с резко меняющейся неравномерной нагрузкой (лесопильные рамы, крановые передачи, грохоты, мешалки, мельницы)	1,17
Машины, работающие с резкими толчками и ударами (камнедробилки, ножницы, ковочные машины)	1,28

## Примеры проверочных расчетов червячных передач

Исходные данные для проектировочного расчета и порядок предварительного вычисления параметров приведены в табл. 4.35 и 4.36; расчеты на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на условие отсутствия заедания поверхности зубьев — в табл. 4.37 и 4.38; в табл. 4.39 дан расчет на прочность зубьев при изгибе, в табл. 4.40 — механические характеристики материалов для венцов червячных колес.

### 4.35. Назначаемые и регламентированные величины (исходные данные)

Параметр	Обозначение	Числовое значение, указания
1. Крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м	$T_2 \text{ пом}$	$T_2 \text{ пом} = 363$
2. Общее число часов работы передачи, ч	$t_k$	$t_k = 20\,000$
3. Режим работы		Типовой режим I
4. Характер приложения нагрузки		Толчки большой частоты
5. Частота вращения червяка, $\text{с}^{-1}$	$n_1$	$n_1 = 25$
6. Модуль, м	$m$	$m = 0,005$
7. Коэффициент диаметра червяка	$q$	$q = 9$
8. Число витков червяка	$z_1$	$z_1 = 1$
9. Число зубьев червячного колеса	$z_2$	$z_2 = 31$
10. Коэффициент смещения червяка	$x$	$x = 0$
11. Межосевое расстояние, м	$a_w$	$a_w = 0,1$
12. Тип червяка	—	ZI
13. Угол профиля в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с эвольвентным червяком, рад	$\alpha_n$	$\alpha_n = 0,34906$
14. Основной угол подъема, рад	$\gamma_b$	$\gamma_b = 0,36550$
15. Начальный угол подъема, рад	$\gamma_w$	$\gamma_w = 0,11066$
16. Делительный угол подъема, рад	$\gamma$	$\gamma = 0,11066$
17. Материал:		
червяка	—	Сталь 18ХГТ
червячного колеса	—	БрОФ10—1 (литье в кокиль)

Продолжение табл. 4.35

Параметр	Обозначение	Числовое значение, указания
18. Модуль продольной упругости материала, МПа:		
червяка	$E_1$	$E_1 = 2,06 \cdot 10^5$
червячного колеса	$E_2$	$E_2 = 1,01 \cdot 10^5$
19. Коэффициент Пуассона материала:		
червяка	$\nu_1$	$\nu_1 = 0,300$
червячного колеса	$\nu_2$	$\nu_2 = 0,335$
20. Делительный диаметр червячного колеса, м	$d_2$	$d_2 = 0,155$
21. Предел прочности при растяжении материала червячного колеса, МПа	$\sigma_{\text{вр}}$	$\sigma_{\text{вр}} = 343$
22. Предел текучести материала червячного колеса, МПа	$\sigma_T$	$\sigma_T = 206$
23. Твердость витков червяка	—	$HRC 56$
24. Шероховатость поверхности зуба червячного колеса	—	$Ra 0,63$
25. Степень точности (ГОСТ 3675—81)	—	8—8—7—Ba
26. Поверхность охлаждения корпуса редуктора, м <sup>2</sup>	$F$	$F = 0,33$
27. Температура окружающего воздуха, °C	$t_B$	$t_B = 20$
28. Коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°C):		
червяка	$\lambda_1$	$\lambda_1 = 52,3$
червячного колеса	$\lambda_2$	$\lambda_2 = 49$
29. Удельная теплоемкость материала червячного колеса, Дж/(кг·°C)	$c$	$c = 418,68$
30. Плотность материала червячного колеса, кг/м <sup>3</sup>	$p$	$p = 8760$
31. Марка применяемого масла	—	Цилиндровое 24 ОСТ 38-0185—75

## 4.36. Предварительно вычисляемые величины

Параметр	Обозна- чение	Числовое значение
1. Передаточное число	$i$	$i = \frac{31}{1} = 31$
2. Частота вращения червячно-го колеса, $\text{с}^{-1}$	$n_2$	$n_2 = \frac{25}{31} = 0,806$
3. Диаметр впадин червяка, м	$d_{f1}$	$d_{f1} = (9 - 2,4) \cdot 0,005 = 0,033$
4. Диаметр вершин витков чер- вяка, м	$d_{a1}$	$d_{a1} = (9 + 2) \cdot 0,005 = 0,055$
5. Приведенный радиус кривиз- ны, м	$\rho_{\text{пр}}$	$\rho_{\text{пр}} = \frac{0,155 \cdot 0,35742}{2 \cdot 0,99388} = 0,0278$
6. Приведенный угол трения, рад	$\mu$	$\mu = -0,016 \ln 3,55 + 0,059 = 0,039$
7. Эквивалентное число зубьев червячного колеса	$z_v$	$z_v = \frac{31}{0,99388^3} = 31,6$
8. Окружная скорость червяч- ного колеса, м/с	$v_2$	$v_2 = 3,14 \cdot 0,155 \cdot 0,806 = 0,392$
9. Скорость скольжения, м/с	$v_{\text{ск}}$	$v_{\text{ск}} = 3,14 \cdot 0,005 \cdot 25 \cdot (9 + 0) / 0,99388 = 3,55$
10. Скорость качения, м/с	$v_k$	$v_k = 0,028 \cdot 0,1 \cdot 25 \cdot 60 / 31 = 0,1355$
11. Минимальная суммарная длина контактных линий, м	$L_{\Sigma \min}$	$L_{\Sigma \min} = 4 \cdot 0,005 \sqrt{9 + 1} = 0,0633$
12. Относительный модуль	$\bar{m}$	$\bar{m} = \frac{0,005}{0,001} = 5$
13. Суммарное число циклов	$N_{\Sigma}$	$N_{\Sigma} = 3600 \cdot 20 \ 000 \cdot 0,806 = 5,8 \cdot 10^7$
14. Коэффициент перегрузки при действии максимальной на- грузки	$K_{\Pi L}$	$K_{\Pi L} = 1,0$
15. Коэффициент, учитываю- щий характер приложенной на- грузки	$K_I$	$K_I = 1,08$
16. Номинальная окружная сила, Н	$F_{2 \text{ nom}}$	$F_{2 \text{ nom}} = \frac{2 \cdot 363}{0,155} = 4684$
17. Коэффициент, учитываю- щий изменение средней суммар- ной длины контактных линий	$K_{cp}$	$K_{cp} = 1 + 0,01 \cdot 5 \sqrt{9 + 1} = 1,16$

## 4.37. Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Параметр	Обозначение	Номер формулы, табл., пункта	Числовое значение
1. Коэффициент эквивалентной нагрузки	$K_{HE}$	Табл. 4.16, п. 1	$K_{HE} = 1$
2. Коэффициент начальной неравномерности распределения нагрузки вдоль контактных линий	$K_{H\beta}^0$	Табл. 4.16, п. 2.1	При $z_1 = 1$ $K_{H\beta}^0 = 1,36$
3. Коэффициент, учитывающий приработку	$K_{Hw}$	Табл. 4.16, п. 2.3	$K_{Hw} = 0,2$
4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий	$K_{H\beta}$	Табл. 4.16, п. 2	$K_{H\beta} = 1 + (1,36 - 1) \cdot 0,2 = 1,072$
5. Коэффициент точности	$K_{Hf}$	Табл. 4.18	$K_{Hf} = 1,05$
6. Удельная расчетная окружная сила, Н/м	$w_{Hf}$	(4.3.4) (4.3.5)	$w_{Hf} = \frac{4684}{0,063} \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,072 \times 1,05 = 89,954$
7. Коэффициент, учитывающий форму поверхностей сопряженной червячной пары	$Z_H$	Табл. 4.16, п. 4	$Z_H = \sqrt{\frac{0,99388}{0,93969 \cdot 0,35742}} \times 0,9938 = 1,73$
8. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженной червячной пары, $(\text{МПа})^{0,5}$	$Z_M$	Табл. 4.16, п. 5	$Z_M = \sqrt{\frac{1 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,06 \cdot 1,01 \cdot 10^6}{3,14 [(1 - 0,3^2) 1,01 + (1 - 0,335^2) 2,06]}} \times 10^5 = 221$
9. Коэффициент, учитывающий изменение средней суммарной длины контактных линий по отношению к минимальной	$Z_0$	Табл. 4.16, п. 6	$Z_0 = \frac{1}{\sqrt{1,158}} = 0,929$
10. Коэффициент	$K_1$	Табл. 4.21	$K_1 = 0,0205$
11. Коэффициент	$K_2$	Табл. 4.21	$K_2 = 2,1$
12. Коэффициент распределения напряжений по контактным линиям	$K_{H\sigma}$	Табл. 4.16, п. 7	$K_{H\sigma} = \frac{1}{\sqrt{0,0205 \cdot 31 + 2,1}} = 0,605$
13. Расчетное контактное напряжение зубьев, МПа	$\sigma_H$	(4.3.3)	$\sigma_H = 1,73 \cdot 221 \cdot 0,929 \cdot 0,605 \times \sqrt{\frac{8,99 \cdot 10^4}{0,155 \cdot 10^3}} = 163,7$

Продолжение табл. 4.37

Параметр	Обозначение	Номер формулы, табл., пункта	Числовое значение
14. Базовый предел контактной выносливости зубьев, МПа	$\sigma_{H\lim}^0$	Табл. 4.22, п. 1	$\sigma_{H\lim}^0 = 0,85 \cdot 343 = 292$
15. Коэффициент, учитывающий нестабильность механических свойств материала червячного колеса	$S_{H1}$	Табл. 4.22, п. 2.1	$S_{H1} = \frac{1}{1 - 2 \cdot 0,07} = 1,163$
16. Коэффициент, учитывающий способ отливки заготовки червячного колеса	$S_{H2}$	Табл. 4.23	$S_{H2} = 1,125$
17. Коэффициент безопасности	$S_H$	Табл. 4.22, п. 2	$S_H = 1,163 \cdot 1,125 = 1,308$
18. Показатель степени	$m_H$	Табл. 4.16, п. 1.1	$m_H = 20$
19. Коэффициент срока службы	$K_{HN}$	Табл. 4.22, п. 3	$K_{HN} = \sqrt[20]{\frac{10^7}{5,8 \cdot 10^7}} = 0,92$
20. Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев колеса	$Z_R$	Табл. 4.24	$Z_R = 1$
21. Коэффициент скорости	$Z_S$	Табл. 4.22, п. 5	$Z_S = \sqrt{\frac{1 + 0,73 \cdot 3,55 \cdot 1 + 0,35 \cdot 0,392}{1 + 3,55 \cdot 1 + 0,392}} = 0,803$
22. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	$K_L$	Табл. 4.22, п. 6	$K_L = 1,05$
23. Масштабный фактор	$K_{Hx}$	Табл. 4.22, п. 7	$K_{Hx} = 1$
24. Допустимое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HP}$	(4.3.6)	$\sigma_{HP} = \frac{292}{1,308} \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 0,803 \times 1,05 \cdot 1 = 173,2$
25. Условие контактной выносливости	$\sigma_H$	(4.3.2)	$\sigma_H = 163,7 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 173,2 \text{ МПа}$
26. Крутящий момент на валу червячного колеса из условия контактной выносливости, Н·м	$T_{2H}$	(4.3.7) (4.3.8)	$T_{2H} = \left( \frac{173,2 \cdot 10^6 \cdot 0,155}{1,73 \cdot 221 \cdot 10^3 \times 0,929 \cdot 0,605} \right)^2 \times 0,0633 \times \frac{2 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,072 \cdot 1,05}{406} = 406$

## 4.38. Расчет поверхностей зубьев из условия отсутствия заедания

Параметр	Обозначение	Номер таблицы, пункта	Числовое значение
1. Коэффициент перехода от температуры поверхностей к температуре масляной ванны	$K_{\Phi}$	Табл. 4.25, п. 1	$K_{\Phi} = 1,0$
2. Коэффициент полезного действия прямого хода редуктора	$\eta_{1,2}$	Табл. 4.25, п. 4	$\eta_{1,2} = \frac{0,11111}{0,15078} = 0,7369$
3. Мощность на червячном валу, Вт	$N_1$	Табл. 4.25, п. 3	$N_1 = \frac{451 \cdot 6,28 \cdot 25}{31 \cdot 0,7369} = 3100$
4. Коэффициент теплопередачи корпуса редуктора, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	$K$	Табл. 4.27	$K = 27,9$
5. Коэффициент, учитывающий продолжительность включения	$K_{PB}^a$	Табл. 4.26	$K_{PB}^a = 1$
6. Коэффициент, учитывающий теплоотвод в плинту или раму	$\psi$	Табл. 4.25, п. 6	$\psi = 0,1$
7. Температура поверхностей трения, °С	$K_{\Phi}\vartheta_S$	Табл. 4.25, п. 7	$K_{\Phi}\vartheta_S = \frac{10^3 \cdot 3,1 (1 - 0,7369)}{27,9 \cdot 1,0 \cdot 0,33 \times} + \\ \times (1 + 0,1) + 20 = 101$ $T_{2 \text{ nom}} = 451$
8. Принимаемый крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м	$T_{2 \text{ nom}}$		
9. Нормальная нагрузка в зацеплении, Н	$F_{2n}$	Табл. 4.25, п. 8	$F_{2n} = \frac{451 \cdot 2}{0,155 \cdot 0,99388 \cdot 0,93969} = \\ = 6231$
10. Коэффициент трения	$f$	Табл. 4.25, п. 10	$f = \operatorname{tg} 0,039 = 0,039$
11. Отношение диаметров впадин и вершин червяка	$\frac{d_{f1}}{d_{a1}}$	Табл. 4.36, пп. 3, 4	$\frac{d_{f1}}{d_{a1}} = \frac{0,033}{0,055} = 0,6$
12. Максимальная безразмерная температура вспышки масла	$\Theta_{\max}$	Табл. 4.16	$\Theta_{\max} = 2,28$
13. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженной червячной пары, (МПа) <sup>0,5</sup>	$Z_M$	Табл. 4.37, п. 8	$Z_M = 221$

Продолжение табл. 4.38

Параметр	Обозначение	Номер таблицы, пункта	Числовое значение
14. Ширина площадки контакта, м	$2b$	Табл. 4.25, п. 16	$2b = \frac{4}{10^3} \times$ $\times \sqrt{\frac{6231}{0,0633} \cdot \frac{2 \cdot 0,0278}{3,14^2 \cdot 221^2}} =$ $= 42,9 \cdot 10^{-6}$
15. Коэффициент температуропроводности материала червячного колеса, м <sup>2</sup> /с	$\kappa$	Табл. 4.25, п. 18	$\kappa = \frac{49}{418,68 \cdot 8760} = 1,34 \cdot 10^{-5}$
16. Местная мгновенная температура вспышки, °С	$\theta$	Табл. 4.25, п. 19	$\theta = \frac{6231 \cdot 0,039 \cdot 25 \cdot 60}{52,3 + 49} \times$ $\times \left( \frac{2,28}{30 \cdot 3,14} + \frac{0,022 \cdot 0,1}{31 \cdot 0,005 \sqrt{2 \cdot 9}} \right) \times$ $\times \sqrt{\frac{1,34 \cdot 10^{-5}}{42,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1355}} = 48$
17. Критическая температура разрушения масляной пленки, °С	$\theta_{kp}$	Табл. 4.28	$\theta_{kp} = 155$
18. Условие отсутствия заедания	$\vartheta_S + \vartheta = \vartheta_\Sigma < \vartheta_{kp}$	(4.3.12)	$101 + 48 = 149 < 155$ , т. е. условие соблюдено
19. Вспомогательная величина	$A$	Табл. 4.25, п. 21	$A = \frac{\times (0,15078 - 0,11111)}{31 \cdot 0,11111 \cdot 27,9 \cdot 1,0} \times$ $\times 0,33 (1 + 0,1)$ $= 0,17854$

Продолжение табл. 4.38

Параметр	Обозна- чение	Номер таблицы, пункта	Числовое значение
20. Вспомогательная величина	$B$	Табл. 4.25, п. 22	$B = \frac{2 \cdot 0,039 \cdot 25 \cdot 60}{0,155 \cdot 0,99388} \times \\ \times 0,93969 (52,3 + 49) \\ \times \left( \frac{2,28}{30 \cdot 3,14} + \frac{0,022 \cdot 0,1}{31 \cdot 0,005 \sqrt{2,9}} \right) \times \\ \times \sqrt{\frac{1,34 \cdot 10^{-5}}{4,29 \cdot 10^{-5} \cdot 0,1355}} = \\ = 0,10549$
21. Крутящий момент на валу червячного колеса из условия отсутствия заедания, Н·м	$T_{2a}$	Табл. 4.25, п. 23	$T_{2a} = \frac{155 - 1,0 \cdot 20}{0,17854 - 0,10549} = \\ = 475,3$

## 4.39. Расчет на прочность зубьев при изгибе

Параметр	Обозна- чение	Номер таблицы, пункта, формула	Числовое значение
1. Коэффициент эквивалентной нагрузки	$K_{FE}$	Табл. 4.30	$K_{FE} = 1$
2. Коэффициент прочности зуба червячного колеса	$Y_F$	Рис. 4.13	$Y_F = 1,9$
3. Коэффициент, учитывающий повышение изгибного напряжения вследствие износа зуба	$K_{Fv}$	Табл. 4.29, п. 4	$K_{Fv} = 1,39$
4. Коэффициент точности	$K_{Ff}$	Табл. 4.29, п. 3	$K_{Ff} = 1,05$
5. Удельная расчетная окружная сила, Н/м	$\omega_{Ft}$	Табл. 4.19; (4.3.18); (4.3.19)	$\omega_{Ft} = \frac{4684}{0,0633} \times \\ \times \frac{1 \cdot 1,08 \cdot 1,022 \cdot 1,05}{1,16} = 73\,930$

Продолжение табл. 4.39

Параметр	Обозначение	Номер таблицы, пункта, формула	Числовое значение
6. Расчетное напряжение зубьев червячного колеса, МПа	$\sigma_F$	(4.3.17)	$\sigma_F = 1,9 \frac{73\,930 \cdot 10^{-6}}{0,005} 1,39 = 39$
7. Условный базовый предел изгибной выносливости зубьев червячного колеса, МПа	$\sigma_{F\lim}^0$	Табл. 4.31, п. 1	$\sigma_{F\lim}^0 = 0,4 \cdot 343 = 137$
8. Коэффициент, учитывающий вероятность предотвращения усталостного излома зубьев червячного колеса	$S_{F1}$	Табл. 4.31, п. 2.1	$S_{F1} = \frac{1}{1 - 2 \cdot 0,07} = 1,16$
9. Коэффициент, учитывающий способ отливки червячного колеса	$S_{F2}$	Табл. 4.31, п. 2.2	$S_{F2} = 1,13$
10. Коэффициент, учитывающий степень ответственности червячной передачи	$S_{F3}$	Табл. 4.32, п. 2.3	$S_{F3} = 1,1$
11. Коэффициент безопасности	$S_F$	Табл. 4.31, п. 2	$S_F = 1,16 \cdot 1,13 \cdot 1,1 = 1,44$
12. Коэффициент срока службы	$K_{FN}$	Табл. 4.31, п. 3	$K_{FN} = \sqrt[20]{\frac{10^6}{5,8 \cdot 10^7}} = 0,82$
13. Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба	$Y_R$	Табл. 4.31, п. 4	$Y_R = 1,0$
14. Коэффициент, учитывающий размеры червячного колеса	$K_{Fx}$	Табл. 4.31, п. 5	$K_{Fx} = 1$
15. Допустимое напряжение изгиба зубьев, МПа	$\sigma_{FP}$	(4.3.20)	$\sigma_{FP} = \frac{137}{1,44} 1,0 \cdot 0,82 \cdot 1 = 82,1$
16. Условие изгибной выносливости	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$	(4.3.16)	$\sigma_F = 39 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 82,1 \text{ МПа}$ $82 \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,155 \times$ $T_{2F} = \frac{\times 0,063 \cdot 1,16 \cdot 0,005}{2 \cdot 1,9 \cdot 1,08 \cdot 1,022 \times} \times 1,05 \cdot 1,39 = 759$
17. Крутящий момент на валу червячного колеса из условия изгибной выносливости, Н·м	$T_{2F}$	(4.3.21), (4.3.22)	

## 4.40. Механические характеристики материалов для венцов червячных колес

Марка	ГОСТ, ССТ	Способ литья*	Механические свойства				Допускимые скорости скольжения $\sigma_{\text{ск}}$ , м/с
			$\sigma_{\text{вр}}, \text{МПа}$ ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ )	$\sigma_{\text{T}}, \text{МПа}$ ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ )	$H_B$	$\varepsilon, \text{МПа}$ ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ )	
БрОФ10-1	ОГТ 2МТ31-1-75	П	196—294 (2000—3000)	137—147 (1400—1500)	80—100	$0,74 \cdot 10^5$ ( $0,754 \cdot 10^6$ )	25
		К	245—431 (2500—4400)	196—225 (2000—2300)	100—120	$1,01 \cdot 10^5$ ( $1,03 \cdot 10^6$ )	
БрО10Н1Ф1	—	П	284 (2900)	166 (1700)	100—120	$0,98 \cdot 10^5$ ( $1,10^6$ )	35
БрО6Ц16С3	ГОСТ 613—79	П	147—196 (1500—2000)	108 (1100)	60	—	—
		К	176—216 (1800—2200)	78—98 (800—1000)	60—76	$0,93 \cdot 10^5$ ( $0,95 \cdot 10^6$ )	12
БрО5Ц5С5	ГОСТ 613—79	П	147 (1500)	78—98 (800—1000)	60—68	$0,88 \cdot 10^5$ ( $0,9 \cdot 10^6$ )	12
		К	176—245 (1800—2500)	78—122 (800—1250)	60—66	—	

Продолжение табл. 4.40

Марка	ГОСТ, ОСТ	Способ литья*	Механические свойства				Допускаемые скользящие скорости вспомогательных осей, м/с
			$\sigma_{\text{вр.}}$ , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	$\sigma_t$ , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	НВ	$E$ , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	
Бра9ЖЭЛ	ГОСТ 493—79	П	392—490 (4000—5000)	—	110	—	10
		K	490—588 (5000—6000)	196—343 (2000—3500)	110—140	$(0,88—1,14) \cdot 10^6$	
		Ц	490—588 (5000—6000)	196—343 (2000—3500)	120—140	$(0,9—1,16) \cdot 10^6$	
						$(1,13—1,27) \cdot 10^6$	
Бра10Ж4Н4Л	ГОСТ 493—79	K, Ц	588—755 (6000—7700)	398—588 (4000—6000)	170—225	$(1,15—1,3) \cdot 10^6$	10
						$(1—10^6)$	
ДЦ38Мц2С2	ГОСТ 17711—80	K	294—343 (3000—3500)	127—235 (1300—2400)	80—96	$(0,88—0,98) \cdot 10^6$	10
СЧ 15	ГОСТ 1412—79	П	314 (3200)	—	163—229	$(0,9—1) \cdot 10^6$	3
СЧ 28	ГОСТ 1412—79	П	353 (3600)	—	170—241	$(0,74—0,98) \cdot 10^6$	2

\* Обозначение способов литья: П — в песчаную форму; К — в кокиль; Ц — центробежное.

## 4.4. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

### Общие исходные зависимости

Коэффициент полезного действия (КПД) служит одним из важнейших технико-экономических показателей, по которым выбирают тип редуктора. Кроме того, величина КПД используется при расчетах: прочности деталей, охлаждения редукторов, мощности приводного двигателя и расхода энергии в приводе.

В настоящее время для расчета КПД редукторов общемашиностроительного применения используют формулы

$$\eta = 1 - \frac{\sum_{k=1}^l A_{\text{вс}k}}{A_{\text{д}}} = 1 - \frac{\sum_{k=1}^l P_{\text{вс}k}}{P_{\text{д}}} = 1 - \sum_{k=1}^l \psi_k = 1 - \psi, \quad (4.4.1)$$

где  $l$  — число видов потерь от вредных сопротивлений;  $A_{\text{вс}k}$ ,  $P_{\text{вс}k}$  — работа и мощность вредных сопротивлений  $k$ -го вида;  $A_{\text{д}}$ ,  $P_{\text{д}}$  — работа и мощность движущих сил на ведущем валу (рис. 4.14);  $\psi_k = \frac{A_{\text{вс}k}}{A_{\text{д}}} = \frac{P_{\text{вс}k}}{P_{\text{д}}}$  — традиционный частный коэффициент потерь  $k$ -го вида;

$$\psi_{l-1} = \frac{\sum_{k=1}^{l-1} A_{\text{вс}k}}{A_{\text{д}}} = \sum_{k=1}^{l-1} \psi_k =$$
(4.4.2)

традиционный суммарный коэффициент потерь.

Однако формулы типа (4.4.1) по своей структуре неудобна для расчета КПД редукторов общемашиностроительного применения. При расчете, проектировании и выборе таких редукторов исходными служат величины крутящего момента  $T_{\text{пс}}$  и частоты вращения  $n_{\text{пс}}$  ведомого вала (см. рис. 4.14). По этим величинам могут быть определены только работа  $A_{\text{пс}}$  и мощность  $P_{\text{пс}}$  полезных сопротивлений. В данном случае работа  $A_{\text{д}}$  и мощность  $P_{\text{д}}$  движущих сил на ведущем валу неизвестны и могут быть найдены только после определения КПД. Таким образом, при вычислении традиционного суммарного коэффициента потерь  $\psi$  по (4.4.2) приходится относить

сумму работ вредных сопротивлений  $\sum_{k=1}^l A_{\text{вс}k}$  к неизвестной еще работе движущих

сил  $A_{l-1}$ . На практике задаются произвольно начальной величиной  $\eta$  и затем уточняют ее методом последовательных приближений, что существенно увеличивает объем расчетов. Кроме того, имеющиеся зависимости для определения частных коэффициентов потерь  $\psi_k$  нуждаются в уточнении, так как дают завышенные значения КПД по сравнению с экспериментальными. Например, по данным института ВНИИредуктор расчетные значения КПД систематически превышают экспериментальные на 20—30 % при номинальной нагрузке и на 100—150 % при снижении нагрузки.

Использование завышенных значений КПД приводит к ошибкам при выборе электродвигателей, что вызывает их перегрев и выход из строя, а также занижаются заявки на электроэнергию.

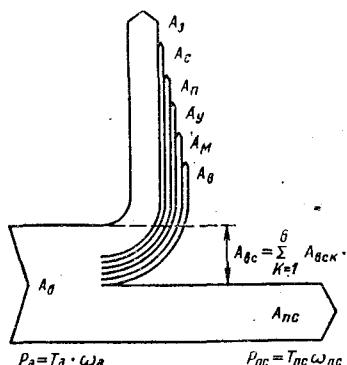


Рис. 4.14. Энергетический баланс ступени редуктора

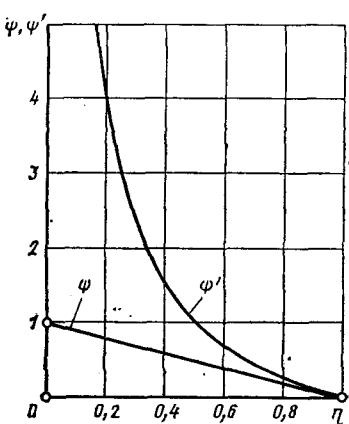


Рис. 4.15. Зависимость коэффициентов потерь от КПД

Методика расчета КПД редукторов канд. техн. наук Е. М. Ушакова (ВНИИредуктор). Уравнение энергетического баланса редуктора в режиме установившегося движения

$$A_{\text{д}} = A_{\text{пс}} + \sum_{k=1}^l A_{\text{вс}k} \quad (4.4.3)$$

решают относительно  $\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{д}}}$  путем деления обеих частей уравнения на величину работы полезного сопротивления  $A_{\text{пс}}$ :

$$\frac{A_{\text{д}}}{A_{\text{пс}}} = \frac{1}{\eta_i} = 1 + \sum_{k=1}^l \frac{A_{\text{вс}k}}{A_{\text{пс}}} = 1 + \psi'. \quad (4.4.4)$$

Тогда вместо выражения (4.4.1) получаем исходную формулу, позволяющую прямым расчетом определить величину КПД редуктора общемашиностроительного применения:

$$\eta_i = \frac{1}{1 + \psi'} = \frac{1}{1 + \sum_{k=1}^l \psi'_k}, \quad (4.4.5)$$

$$\text{где } \psi' = \frac{\sum_{k=1}^l A_{\text{вс}k}}{A_{\text{пс}}} = \sum_{k=1}^l \psi'_k - \quad (4.4.6)$$

приведенный суммарный коэффициент потерь.

Связь между приведенным и традиционным коэффициентом потерь устанавливается зависимостью

$$\psi' = \frac{1}{\frac{1}{\psi} - 1}. \quad (4.4.7)$$

График зависимости  $\psi' = \psi'(\eta)$  показан на рис. 4.15. Приведенный коэффициент потерь может изменяться в пределах  $0 \leq \psi' < \infty$ , тогда как традиционный — только в пределах  $0 \leq \psi \leq 1$ .

Выразим суммарную работу сил вредных сопротивлений  $A_{\text{вс}}$  через работы потерь во всех основных элементах редуктора:

$$A_{\text{вс}} = \sum_{k=1}^6 A_{\text{вс}k} = A_3 + A_c + A_{\text{п}} + A_y + A_m + A_b, \quad (4.4.8)$$

где  $A_3$ ,  $A_c$  и  $A_{\text{п}}$  — работа сил сопротивления в зацеплениях, в соединительных муфтах плавающих звеньев и подшипниках;  $A_y$ ,  $A_m$  и  $A_b$  — работа сил сопротивления в уплотнениях, масляной ванне и вентиляторе охлаждения.

Величины работ сил сопротивления  $A_3$ ,  $A_c$  и  $A_{\text{п}}$  складываются из работы потерь холостого хода  $A_{30}$ ,  $A_{c0}$  и  $A_{\text{п}0}$  и работы потерь, зависящих от нагрузки,  $A_{3t}$ ,  $A_{ct}$  и  $A_{pt}$ . Величина  $A_y$ ,  $A_m$  и  $A_b$  не зависит от величины нагрузки (рис. 4.16, а).

Разделив почленно уравнение (4.4.8) на величину полезной работы  $A_{\text{пс}}$ , получим исходную формулу для расчета суммарного приведенного коэффициента потерь в редукторе

$$\psi' = \frac{A_{\text{вс}}}{A_{\text{пс}}} = \psi'_z + \psi'_c + \psi'_n + \psi'_y + \psi'_m + \psi'_v, \quad (4.4.9)$$

где  $\psi'_z, \psi'_c, \psi'_n, \psi'_y, \psi'_m, \psi'_v$  — частные приведенные коэффициенты потерь соответственно в зацеплениях, соединительных муфтах плавающих звеньев, подшипниках, уплотнениях, масляной ванне и вентиляторе охлаждения.

Характер изменения частных коэффициентов потерь в зависимости от нагрузки редуктора показан на рис. 4.16, б. Рассмотрим подробнее особенности определения частных коэффициентов потерь. Коэффициент потерь от сопротивления масла в масляной ванне определяется по формуле

$$\psi_m = \frac{0,75 v_c^{p/2} B_c \sqrt{v_t}}{10^6 P_{\text{пс}}}, \quad (4.4.10)$$

где  $v_c$  — окружная скорость элемента, погруженного в масло, м/с;  $B_c$  — ширина погруженного в масло элемента, мм;  $v_t$  — кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, сСт;  $P_{\text{пс}}$  — мощность на выходном валу, кВт.

Коэффициент потерь на привод вентилятора определяется из соотношения

$$\psi'_v = \frac{45 D_v^5}{P_{\text{пс}}} \left( \frac{n_v}{1500} \right)^3, \quad (4.4.11)$$

где  $D_v$  — диаметр крыльчатки вентилятора, м;  $n_v$  — частота вращения крыльчатки, об/мин.

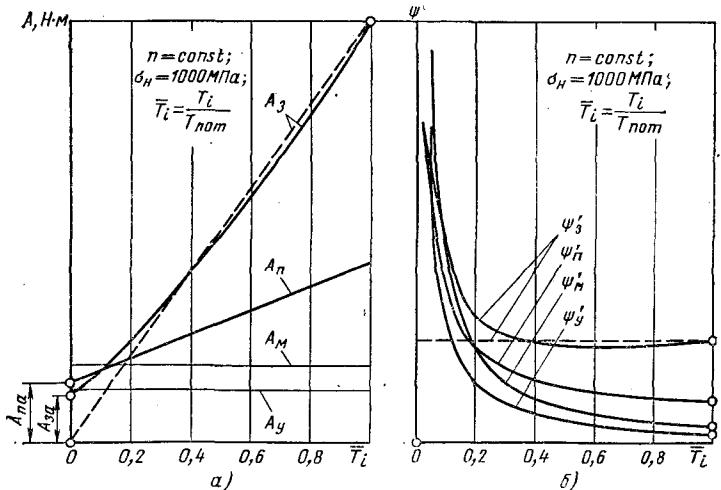


Рис. 4.16. Зависимость от величины относительной нагрузки:  
а — работы потерь; б — приведенных коэффициентов потерь

### Приведенный коэффициент потерь в зацеплении

Зубчатое зацепление. В основе формул для расчета приведенного коэффициента потерь в зубчатых зацеплениях лежит теоретическая зависимость, представляющая собой отношение средней работы трения за время зацепления одной пары зубьев к полезной работе, передаваемой колесами за тот же период:

$$\psi' = \frac{f}{m_t \cos \alpha_{tw}} \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{g_f + g_a}, \quad (4.4.12)$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения между зубьями;  $m_t$  — торцовый модуль;  $\alpha_{tw}$  — угол зацепления;  $z_1, z_2$  — числа зубьев шестерни и колеса;  $g_f, g_a$  — дополнительный и заполюсный участки рабочей длины линии зацепления.

Чтобы получить из (4.4.12) расчетную формулу для определения  $\psi'$ , нужно раскрыть влияние на  $f, g_f$  и  $g_a$  основных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов [33].

Представим приведенный коэффициент потерь в зацеплении в виде суммы

$$\psi' = \psi'_{zt} + \psi'_{zo}, \quad (4.4.13)$$

где  $\psi'_{zt}$  — коэффициент потерь, зависящий от величины полезной нагрузки  $T_{pc}$ ;  $\psi'_{zo}$  — коэффициент потерь холостого хода ( $T_{pc} = 0$ ).

Сначала определим  $\psi'_{zt}$ , а затем —  $\psi'_{zo}$ . Учитывая (4.4.7), можно написать

$$\psi'_{zt} = \frac{1}{\frac{1}{fH_e} - 1}. \quad (4.4.14)$$

#### Зависимость для определения коэффициента трения

$$f = K_f \left( \frac{T_t}{v_w} \right)^{0.2} Ra_m^{0.25} \mu^{-0.05}, \quad (4.4.15)$$

где  $K_f$  — комплекс, учитывающий влияние на  $f$  кинематических и геометрических параметров передач;  $T_t$  — крутящий момент на ведомом валу, Н·м;  $v_w$  — окружная скорость на начальной окружности колес, м/с;  $Ra_m = \frac{Ra_1 + Ra_2}{2}$  — среднее арифметическое значений параметров шероховатости шестерни и колеса, мкм;  $\mu$  — динамическая вязкость масла при рабочей температуре, МПа·с.

Величину  $K_f$  определяют по формуле

$$K_f = 0,125 \left[ \left( \frac{u+1}{0,197a} \right)^{4,25} \frac{\cos^{3,25} \alpha_{tw}}{\psi_{ba} \mu^2 \sin^2 \alpha_{tw} \cos^{3,25} \alpha_t \cos \alpha \cos \beta} \right]^{0,2}, \quad (4.4.16)$$

где  $u$  — передаточное число;  $a$  — делительное межосевое расстояние, мм;  $\psi_{ba} = b/a$  — коэффициент ширины зубчатого венца;  $\alpha$  — нормальный угол профиля, градус;  $\alpha_t$  — торцовый угол профиля, градус;  $\alpha_{tw}$  — угол зацепления, градус;  $\beta$  — угол наклона зубьев, градус.

Коэффициент  $H_e$  в (4.4.14) учитывает влияние перекрытия зубьев на потери в зацеплении:

$$H_e = \frac{\pi (u+1) (1 - \epsilon_\alpha + \epsilon_{a1}^2 + \epsilon_{a2}^2)}{uz_1}, \quad (4.4.17)$$

Рис. 4.17. Зависимость  $\bar{\Psi}_{30}$  от скорости

где  $e_{\alpha}$  — полный коэффициент перекрытия зубьев шестерни и колеса;  $e_{a1}$ ,  $e_{a2}$  — частные коэффициенты перекрытия зубьев шестерни и колеса, определяемые по формулам:

$$e_{a1} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_{tw}}{\pi m} \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_t}; \quad (4.4.18)$$

$$e_{a2} = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_{tw}}{\pi m} \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_t}, \quad (4.4.19)$$

где  $r_a$ ,  $r_b$ ,  $r_w$  — соответственно радиусы окружностей вершин зубьев, основной и начальной.

Подставив  $f$  и  $H_e$  в (4.4.14), получают выражение для определения коэффициента потерь в зацеплении  $\bar{\Psi}_{3t}$ , зависящего от величины нагрузки. Затем по графику на рис. 4.17 находят величину отношения

$$\bar{\Psi}_{30} = \frac{\bar{\Psi}_{3t}}{\bar{\Psi}_3} = \frac{A_{30}}{A_3} \quad (4.4.20)$$

и вычисляют значение коэффициента потерь холостого хода в зацеплении:

$$\bar{\Psi}_3 = \frac{\bar{\Psi}_{30} \bar{\Psi}'_{3t}}{1 - \bar{\Psi}_{30}}. \quad (4.4.21)$$

Характер зависимости работы потерь в зацеплении  $A_3$  и коэффициента потерь  $\bar{\Psi}_3$  от относительной нагрузки  $\bar{T}_t = \frac{T_t}{T_{t \text{ доп}}}$  показан на графике (см. рис. 4.16, а, б) сплошными линиями. Из графика (см. рис. 4.17) видно, что для редукторов общепромышленного применения, с приводом от асинхронного электродвигателя и с  $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \text{const}$ , значение  $\bar{\Psi}_{30}$  тем ниже, чем выше расчетное контактное напряжение  $\sigma_H$  на рабочих поверхностях зубьев. Следовательно, чем выше  $\sigma_H$ , тем ближе зависимость  $A_3 = A_3(\bar{T}_t)$  к линейной (см. рис. 4.16). Малое влияние  $\bar{\Psi}_{30}$  при высоких  $\sigma_H$  позволяет использовать линейную аппроксимацию зависимости  $\bar{\Psi}_3 = \bar{\Psi}_3(\bar{T}_t)$  в некоторых пределах  $\bar{T}_t$  для высоконапряженных редукторов с твердыми зубьями.

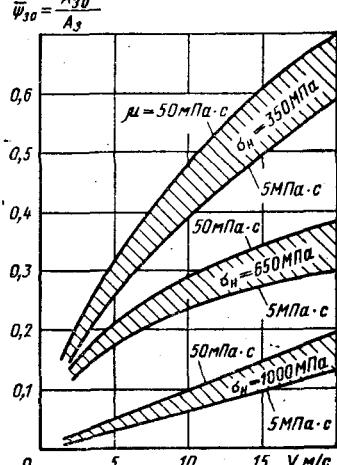
В области параметров  $\sigma_H \geq 800 \text{ МПа}$ ;  $v \leq 12,5 \text{ м/с}$ ;  $Ra_m = 1,6 \text{ мкм}$ ;  $x \leq 0,5$ ;  $\beta = 12^\circ$  удовлетворительные результаты для интервала  $0,4 < \bar{T}_t < 1$  дает линейная аппроксимация зависимости  $A_3 = A_3(\bar{T}_t)$  (см. рис. 4.14) с помощью уравнений

$$\bar{\Psi}_3 \cong 2,3 f_k \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right). \quad (4.4.22)$$

Здесь коэффициент трения определяется по формуле

$$f_k = (0,08 - 0,009 \ln v_{\Sigma}) K_{\Phi}, \quad (4.4.23)$$

где  $v_{\Sigma} = 2v \sin \alpha_{tw}$  — суммарная относительная скорость скольжения зубьев, м/с;  $K_{\Phi}$  — коэффициент, учитывающий влияние смещения инструмента; при отсутствии



смещения  $x = 0$   $K_{\psi} = 1$ ; для зацепления с высотной коррекцией при  $x = 0,5$   $K_{\psi} = 1,15$ ; при  $x = 0,8$   $K_{\psi} = 1,4$ .

По мере снижения расчетных значений  $\sigma_H$  нижняя граница  $\bar{T}_1$  приближается к 1 и для редукторов, работающих с недогрузкой  $|\bar{T}_1| < 1$ , формула (4.4.22) дает заниженные значения  $\psi_3$ . Так как максимум распределения  $\bar{T}_1$  лежит вблизи  $\bar{T}_1 = 0,5$ , большинство редукторов работает с недогрузкой и для них необходимо пользоваться формулой (4.4.14).

**Червячное зацепление.** Зубья червячного колеса совершают относительно витков червяка сложное движение, которое складывается из скольжения по винтовой линии и качения как по зубчатой рейке. Соответственно, коэффициент потерь в червячном зацеплении представляется в виде суммы

$$\psi_q' = \psi_{qB}' + \psi_{qz}', \quad (4.4.24)$$

где  $\psi_{qB}'$  — приведенный коэффициент потерь скольжения витков червяка и зубьев колеса по винтовой линии;  $\psi_{qz}'$  — приведенный коэффициент потерь качения при передвигании зубьев колеса по червяку как по зубчатой рейке.

Значение коэффициента  $\psi_{qB}'$  находят по формуле

$$f_{qB}' = f_{sk} \left[ \frac{q}{z_1} + \operatorname{tg}(\gamma_w + \rho_{sk}) \right], \quad (4.4.25)$$

где  $f_{sk}$  — приведенный коэффициент трения скольжения;  $q$  — коэффициент диаметра червяка;  $z_1$  — число витков червяка;  $\gamma_w$  — начальный угол подъема витков червяка, градус;  $\rho_{sk}$  — приведенный угол трения скольжения, градус.

Величину  $f_{sk}$  определяют из соотношения

$$f_{sk} = b - c \ln v_{sk}, \quad (4.4.26)$$

где коэффициенты  $b$  и  $c$  в зависимости от сочетания материалов, шероховатости поверхностей и сорта масла определяются по табл. 4.41 (при  $t_m = 90^\circ\text{C}$ ). Скорость скольжения  $v_{sk}$  определяется по формуле

$$v_{sk} = v / \cos \gamma_w. \quad (4.4.27)$$

Зависимость для определения величины  $\psi_z'$  имеет вид

$$\psi_z' = 2,6 f_k \frac{1 + 1,2 |x|}{z_2}, \quad (4.4.28)$$

#### 4.41. Коэффициенты $b$ и $c$

Материал		Шероховатость, мкм	Сорт масла	Коэффициенты	
колеса	червяка			$b$	$c$
Чугун	Сталь $HRC 56-62$	1,25	Цилиндровое 24	0,073	0,016
Латуни и бронзы		0,63		0,059	0,013
			ИГП-182	0,047	0,013

Примечание. Коэффициенты действительны для чугунных колес при  $v_{sk} \leq 2$  м/с, для латунных и бронзовых колес — при  $v_{sk} \leq 20$  м/с.

где  $f_k$  — коэффициент трения, определяемый по формуле (4.4.23);  $x$  — коэффициент смещения червяка.

Таким образом, полная формула приведенного коэффициента потерь в червячном зацеплении имеет вид

$$\psi'_q = f_{ck} \left[ \frac{q}{z_1} + \operatorname{tg}(\gamma_\omega + \mu_{ck}) \right] + 2,6f_k \frac{1 + 1,2|x|}{z_2}. \quad (4.4.29)$$

ГОСТ 2144—76 устанавливает значения  $q = 6,3 \div 25$  и для силовых передач рекомендуется  $z_2 \geq 22$ . При таких значениях  $q$  и  $x$  влияние членов  $\operatorname{tg}(\gamma_\omega + \mu_{ck})$  и  $\psi'_q$  на величину  $\psi_q$  весьма мало.

Для определения приведенного коэффициента потерь в червячном зацеплении с однозаходным червяком ( $z_1 = 1$ ) вместо (4.4.29) следует пользоваться приближенной формулой, дающей ошибку менее 0,5 %:

$$\psi'_q = f_{ck} q. \quad (4.4.30)$$

Формула (4.4.29) представляет собой линейную аппроксимацию зависимости  $\psi'_q = \psi_q (\bar{T}_t)$ , в силу чего дает удовлетворительные результаты в пределах относительных нагрузок  $0,5 \leq \bar{T}_t \leq 1$ .

### Приведенные коэффициенты потерь в элементах редуктора (кроме зацеплений)

Для определения приведенного коэффициента потерь в элементах редуктора используют выражение

$$\psi'_k = \sum_{s=1}^x \sum_{g=1}^h \bar{T}_{fs} u_{sx}, \quad (4.4.31)$$

где  $x$  — общее число валов в редукторе;  $h$  — число элементов данного вида на каждом валу;  $\bar{T}_{fs}$  — относительный момент трения  $g$ -го элемента на  $s$ -м валу;

$u_{sx} = \frac{\omega_s}{\omega_x}$  — передаточное число от  $s$ -го до выходного  $x$ -го вала. Различие между элементами определяется конкретным видом зависимости момента трения  $T_{fs}$  от основных действующих факторов. Рассмотрим формулы для определения моментов трения в основных элементах редуктора.

### Моменты трения в элементах редуктора (кроме зацеплений)

Момент трения в подшипнике качения

$$T_{fp} = 5 \cdot 10^{-4} (cd_{\Pi} + f_0 Q_{\Pi}) d_{\Pi}, \quad (4.4.32)$$

где  $c$  и  $f_0$  — коэффициенты, определяемые по табл. 4.42;  $d_{\Pi}$  — диаметр вала под подшипник, мм;  $Q_{\Pi}$  — приведенная нагрузка, Н.

Момент трения в манжетном уплотнении

$$T_{fy} = 5 \cdot 10^{-7} \pi f_y P_r d_y^2, \quad (4.4.33)$$

где  $f_y$  — коэффициент трения вала в уплотнении;  $P_r$  — распределенная радиальная сила (на единицу длины окружности вала), Н/м;  $d_y$  — диаметр вала в уплотнении, мм.

Величина коэффициента трения  $f_y$  в уплотнении

$$f_y = 0,35 - 0,02v_y, \quad (4.4.34)$$

где  $v = \frac{\pi d_y n_y}{60 \cdot 10^3}$  — окружная скорость вала в уплотнении, м/с;  $n_y$  — частота вращения вала, об/мин.

4.42. Коеффициент  $c$  и  $f_0$ 

Тип подшипника	Коэффициент	
	постоянного момента $c$	переменного момента $f_0$
Радиальный однорядный шариковый	0,06	0,0012
Радиальный сферический шариковый	0,06	0,0010
Упорный шариковый	0,06	0,0018
Радиально-упорный шариковый	0,10	0,0020
Роликовый с короткими цилиндрическими роликами	0,06	0,0010
Роликовый конический	0,20	0,0030

## 4.43. Расчетный натяг в уплотнениях

Диаметр вала	Верхнее и нижнее отклонения внутреннего диаметра манжеты $F.S.$ , $E.I.$ , мм (ГОСТ 8752-79)	Расчетный натяг $N_y$ , мм
6—28	-0,2 -0,8	0,50
30—50	-0,3 -1,3	0,80
52—95	-0,3 -1,4	1,00
100—145	-0,4 -1,7	1,05
150—250	-0,5 -1,5	1,25

Величина распределенной радиальной силы

$$P_r = 60 + 450N_y, \quad (4.4.35)$$

где  $N_y$  — натяг в уплотнении, определяемый по табл. 4.43.

## КПД планетарных редукторов

Формулы для определения КПД планетарных редукторов типа А, наиболее широко применяемого в общем редукторостроении, приведены в табл. 4.44.

В табл. 4.44  $p = z_b/z_a$  — параметр передачи  $A$ . Приведенный коэффициент потерь  $\Psi'$  определяют по методике, изложенной выше.

При числе сателлитов  $n_w = 3$  можно не учитывать потери в подшипниках центральных звеньев, поскольку они разгружены от сил в зацеплениях. При расчете редукторов предусматривают значительные консольные нагрузки на валах, поэтому потери в подшипниках центральных звеньев необходимо учитывать, тем более что имеются еще и потери холостого хода.

## 4.44. Определение КПД планетарных передач

Условное обозначение планетарных передач	Формула для определения КПД
$A_{ha}^b$	$\eta_{ha}^b = \eta_{ah}^b = \frac{1 + p(1 - \Psi')}{(1 + p)(1 + \Psi')}$
$A_{hb}^a$	$\eta_{hb}^a = \eta_{bh}^a = \frac{1 + p - \Psi'}{(1 + p)(1 + \Psi')}$
$A_{ba}^h$	$\eta_{ba}^h = \eta_{ab}^h = \frac{1}{1 + \Psi'}$

## КПД многоступенчатых редукторов

Расчет общего КПД многоступенчатых редукторов нужно начинать с последней ступени, поскольку заданы крутящий момент  $T_{\text{вс}} = T_x$  и частота вращения  $n_x$  выходного вала, который обозначается буквой  $x$ . Определив частный КПД последней ступени, получают крутящий момент  $T_{x-1}$  на входном валу этой ступени, который является моментом сил полезного сопротивления для предыдущей ступени. Так поступают до тех пор, пока не дойдут до входного вала редуктора.

Если в многоступенчатом редукторе нет совмещенных валов и замкнутых контуров, то общий КПД  $\eta_{\Sigma}$  равен произведению частных КПД ступеней:

$$\eta_{\Sigma} = \prod_{k=1}^x \eta_k. \quad (4.4.36)$$

## 4.5. РАСЧЕТ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Задачей расчета зацепления является определение профиля и размеров зубьев, величины и формы деформирования гибкого колеса. Критериями для оценки возможных параметров зацепления служат нагрузочная способность, КПД, долговечность. Синтез зацепления простых зубчатых передач основан на анализе относительного движения зубьев при вращении колес. Естественно, что и синтез зацепления волновых зубчатых передач не может быть выполнен без такого анализа.

### Относительное движение зубьев

На рис. 4.18 изображено взаимное расположение зубьев на малой оси овала деформации в момент времени  $t = 0$  при  $K_z = 1$ . Пунктиром изображено положение зуба колеса  $F$  до деформации. Здесь  $r$  — радиус срединной поверхности, ось  $Z$  совпадает с осями симметрии зубьев;  $r_{aF}$ ,  $r_{aC}$  — радиусы окружностей вершин зубьев;  $r_{fF}$ ,  $r_{fC}$  — радиусы окружностей впадин.

Положение зуба колеса  $C$  в осях координат  $Z-Y$  определяют по двум точкам, взятым на оси симметрии по окружностям вершин и впадин.

Координаты:

$$\begin{aligned} \text{по оси } Z \quad w_{aC} &= r_{aC} \cos \frac{2\pi}{z_C} \psi - r; \\ w_{fC} &= r_{fC} \cos \frac{2\pi}{z_C} \psi - r; \\ \text{по оси } Y \quad v_{aC} &= -r_{aC} \frac{2\pi}{z_C} \psi; \\ v_{fC} &= -r_{fC} \frac{2\pi}{z_C} \psi, \end{aligned} \quad (4.5.1)$$

где  $\psi$  — коэффициент, зависящий от  $K_z$ :

$K_z$	1	2	3	4
$\psi$	0	1/2	1	3/2

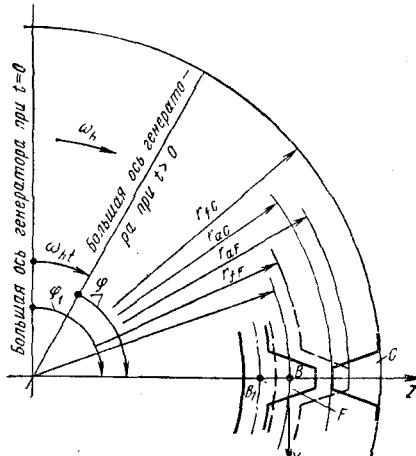


Рис. 4.18. Взаимное расположение зубьев на малой оси гибкого колеса

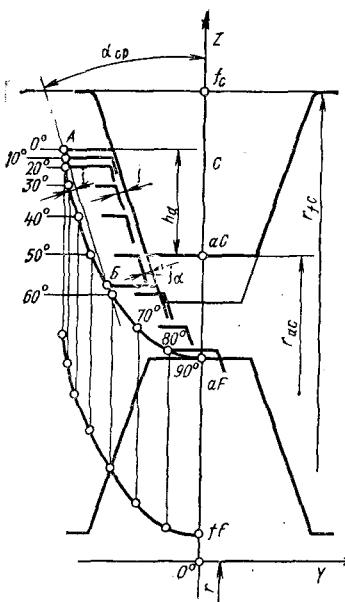


Рис. 4.19. График взаимного расположения зубьев

Положение зуба колеса  $F$  будет изменяться при повороте генератора. Положение этого зуба определяем по координатам двух его точек, взятых на оси симметрии и соответствующих окружностям вершин и впадин.

Текущее положение большой оси генератора (при  $t > 0$ ) определяем углом

$$\varphi = \varphi_1 - \omega_H t = \frac{\pi}{2} - \omega_H t. \quad (4.5.2)$$

Координаты:

$$\begin{aligned} \text{по оси } Z \quad w_{aF} &= (r_{aF} + \omega) \cos \varphi_C - r; \\ w_{ff} &= (r_{ff} + \omega) \cos \varphi_C - r; \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (4.5.3)$$

$$\begin{aligned} \text{по оси } Y \quad v_{aF} &= v + (r_{aF} - r) \theta - (r_{aF} + \omega) \varphi_C; \\ v_{ff} &= v + (r_{ff} - r) \theta - (r_{ff} + \omega) \varphi_C; \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (4.5.4)$$

В (4.5.4) вторые члены учитывают поворот нормали на угол  $\theta$ , третий члены — относительный поворот колес на угол

$$\varphi_C = \omega_H t / i_{HC}^F = (\pi/2 - \varphi) / i_{HC}^F. \quad (4.5.5)$$

Для удобства построения графика (рис. 4.19) зуб колеса  $C$  считают неподвижным, а его перемещение приписывают зубу гибкого колеса  $F$ .

Расчет координат следует выполнять с точностью не менее чем до пятого знака после запятой, а построение графика взаимного положения зубьев — в масштабе увеличения, например 100 : 1. Пример графика изображен на рис. 4.19 (форма деформирования по рис. 4.21 при  $\beta = 35^\circ$ ,  $\omega_0 = 1,05m$ ).

На графике две кривые изображают траектории точек  $aF$  и  $ff$ , соответствующих окружностям вершин и впадин гибкого колеса. Между ними проведены линии осей симметрии зуба. На каждой из этих осей строят профиль зуба, например, через каждые  $10^\circ$  угла  $\varphi$  (в промежуточных положениях зубья изображены не полностью). Траектория на дуге выхода из зацепления располагается симметрично. Для упрощения методики расчета профиль зуба принят прямолинейным. При большом числе зубьев, которое свойственно волновым передачам (обычно  $z > 100$ ), этот профиль без существенных погрешностей заменяет эвольвентный.

Из графика видно, что при прямолинейном (эвольвентном) профиле зубьев и без учета деформации зубьев под нагрузкой в одновременном зацеплении находится лишь небольшая часть зубьев в зоне большой оси генератора ( $\varphi = 0$ ). На остальной части траектории между зубьями имеется зазор  $j$ . При сравнительно высокой податливости зубьев гибкого колеса небольшие зазоры под нагрузкой выдерживаются. В зацепление вступает большое число зубьев. Деформация зубьев сопровождается дополнительными напряжениями в гибком колесе. Можно установить, что величина  $j$  равна расстоянию между траекторией  $A-aF$  и секущей прямой  $AB$ , проведенной из точки  $\varphi = 0$  параллельно линии профиля зуба колеса  $C$ .

Ниже точки  $B$  секущая располагается левее траектории; здесь вместо зазора имеет место интерференция (пересечение) зубьев при входе в зацепление. Интерференция не допускается. Кроме угла  $\alpha$ , возможность интерференции зависит от высоты зубьев. Например, при высоте зубьев (см. рис. 4.19), изображенных контурными линиями, интерференции нет. При увеличенной высоте зубьев колеса  $C$  (тонкие линии) наблюдается интерференция (пересечение головок зубьев заштриховано). Величина зазоров  $j$  и положение точки  $B$  (начало интерференции) зависят также от

4.45. Значения перемещений  $\varpi$ ,  $\vartheta$ ,  $\theta$ 

$\varphi$ , градус	$\beta = 25^\circ$			$\beta = 30^\circ$			$\beta = 35^\circ$		
	$\frac{\varpi}{\varpi_0}$	$\frac{v}{\varpi_0}$	$\frac{\theta_r}{\varpi_0}$	$\frac{\varpi}{\varpi_0}$	$\frac{v}{\varpi_0}$	$\frac{\theta_r}{\varpi_0}$	$\frac{\varpi}{\varpi_0}$	$\frac{v}{\varpi_0}$	$\frac{\theta_r}{\varpi_0}$
0	1,0	0,0	0,0	1,0	0,0	0,0	1,0	0,0	0,0
5	0,98967	-0,08694	0,21086	0,98835	-0,08700	0,17919	0,99055	-0,08709	0,12837
10	0,94802	-0,17153	0,42492	0,95342	-0,17185	0,36339	0,96223	-0,17239	0,26560
15	0,88289	-0,25160	0,64526	0,89485	-0,25267	0,55747	0,91384	-0,25438	0,42030
20	0,79137	-0,32484	0,87497	0,81174	-0,32722	0,76629	0,84379	-0,33122	0,60107
25	0,67338	-0,38896	1,11707	0,68883	-0,39364	0,99457	0,85030	-0,40098	0,81628
30	0,52970	-0,44149	1,33171	0,56918	-0,44934	1,24693	0,63043	-0,46137	1,07416
35	0,36623	-0,48079	1,47891	0,40381	-0,49217	1,47083	0,48113	-0,51021	1,38222
40	0,18992	-0,50515	1,56250	0,22936	-0,52014	1,61390	0,30136	-0,54456	1,66031
45	0,00756	-0,51234	1,58668	0,03905	-0,53180	1,68153	0,10004	-0,56205	1,82837
50	-0,17461	-0,50118	1,55584	-0,15449	-0,52897	1,67934	-0,11226	-0,56147	1,89455
55	-0,35049	-0,48340	1,47507	-0,34372	-0,50494	1,61375	-0,32548	-0,54236	1,86830
60	-0,51466	-0,44559	1,34970	-0,52203	-0,46712	1,49156	-0,53009	-0,50503	1,75945
65	-0,66228	-0,39408	1,18553	-0,68366	-0,41433	1,32011	-0,71806	-0,45036	1,57686
70	-0,78909	-0,33060	0,98848	-0,82326	-0,34844	1,10693	-0,88211	-0,38040	1,33716
75	-0,89144	-0,25708	0,76489	-0,93635	-0,27092	0,86006	-1,01600	-0,29731	1,04646
80	-0,96662	-0,17578	0,52119	-1,01971	-0,18585	0,58768	-1,11520	-0,20401	0,71836
85	-1,01260	-0,08916	0,26403	-1,07077	-0,09434	0,29819	-1,17621	-0,10373	0,36552
90	-1,02801	-0,0	0,0	-1,08790	0,0	0,0	-1,19668	0,0	0,0

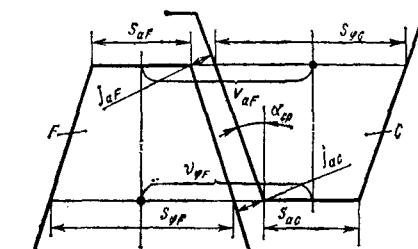


Рис. 4.20. Зазоры в зацеплении

формы траектории, которая, в свою очередь, зависит от формы и величины деформирования гибкого колеса.

График (см. рис. 4.19) можно использовать для выбора основных параметров зацепления: угла  $\alpha$ , высоты зубьев, величины и формы деформирования гибкого колеса. Зазор между

вершиной зуба гибкого колеса  $F$  и зубом колеса  $C$  (рис. 4.20) в некоторой фазе зацепления, соответствующей углу  $\varphi$ , определяют по формуле

$$j_{af} = \left( |v_{af}| - \frac{s_{af} - s_{\varphi C}}{2} \right) \cos \alpha_{cp}, \quad (4.5.6)$$

где  $s_{af}$  и  $s_{\varphi C}$  — толщины зубьев, определяемые по (4.5.13).

Формулу (4.5.6) можно использовать для проверки и уточнения графических расчетов.

Форма траектории точки  $aF$  (см. рис. 4.19) зависит от величины деформации и формы деформирования гибкого колеса. Угол  $\varphi_0$ , соответствующий началу входа зубьев в зацепление (зазор  $j_a$  — см. рис. 4.19), находят по значению  $w_{\varphi_0} = r_{aG} - r_{af}$  из табл. 4.45.

Будем считать параметры деформирования заданными и рассмотрим вопрос о выборе размеров и профиля зубьев.

### Профиль и размеры зубьев

Зацепление без скольжения осуществляется только вблизи большой оси генератора. Чем дальше от этой оси распространяется зацепление, тем больше скольжение, износ зубьев и потери на трение. Если ограничиться зацеплением на дуге  $0-20$  или  $30^\circ$ , то отпадает необходимость в сложном криволинейном профиле. Такое зацепление обеспечивает широко распространенный эвольвентный профиль. В настоящее время он получил преимущественное распространение для волновых передач.

Число зубьев в зацеплении при эвольвентных зубьях и прочих равных условиях зависит от угла профиля  $\alpha$ . С увеличением  $\alpha$  увеличиваются боковые зазоры  $j$  и возможная высота зубьев (глубина захода  $h_d$ ) по условию отсутствия интерференции вершин (см. рис. 4.19). С увеличением  $j$  уменьшается возможное (под нагрузкой) число зубьев в зацеплении.

Установлено, что для средненагруженных передач ( $[\sigma]_{cm} = 20$  МПа) возможна компенсация зазоров

$$j \approx (0,06 \div 0,08) mK_z. \quad (4.5.7)$$

С учетом этих данных и с помощью графика (см. рис. 4.19) можно определить средний угол профиля  $\alpha_{cp}$  по заданной величине дуги зацепления. Например, если принять, что дуга зацепления не должна распространяться за  $30^\circ$  от большой оси генератора, то секущую  $AB$  следует провести так, чтобы при  $30^\circ$  и более зазор  $j$  был не менее ожидаемой величины компенсации зазора под нагрузкой. Начиная с  $\varphi \approx 45^\circ$  и более, зубья работают только за счет клинового взаимодействия. Скорость скольжения максимальна при  $\varphi \approx 45^\circ$ . При  $\varphi \approx 30^\circ$  она уменьшается на 20 %, при  $\varphi \approx 20^\circ$  — на 45 %, при  $\varphi \approx 10^\circ$  — приблизительно на 70 %, при  $\varphi \approx 0$  скольжения нет.

Поэтому для длительно работающих редукторов общемашиностроительного применения не рекомендуется распространять зацепление под номинальной нагрузкой более чем на  $20-30^\circ$  от большой оси генератора:

$$\varphi_{vac} \approx 20 \div 30^\circ. \quad (4.5.8)$$

Эксперименты показали, что вследствие упругих деформаций зубьев зацепление распространяется за большую ось генератора (зона выхода из зацепления). При выполнении условий (4.5.8) полная дуга зацепления составит  $\sim 30\text{--}40^\circ$  в одной зоне или  $60\text{--}80^\circ$  в двух зонах. В одновременном зацеплении будет  $17\text{--}22\%$  зубьев. Например, при  $i = 100$  в одновременном зацеплении будет находиться  $\sim 40$  пар зубьев, что можно считать достаточным. Отметим, что при уменьшении дуги фактического зацепления уменьшается путь и работа трения (см. график на рис. 4.19). Это приводит к уменьшению износа зубьев и повышению КПД.

Максимальную высоту зубьев определяют по условию отсутствия интерференции вершин под нагрузкой. При этом зазор на входе в зацепление без нагрузки по условию (4.5.7):

$$j_a \geq j. \quad (4.5.9)$$

Минимальная высота зубьев ограничивается максимально допустимой глубиной захода зубьев по условию сохранения зацепления при деформации звеньев передачи, находящейся под воздействием максимальной нагрузки:

$$h_d \geq m. \quad (4.5.10)$$

При определении угла профиля и размеров зубьев с помощью графика (см. рис. 4.19) вначале выбирают величину и форму деформации гибкого колеса и строят траектории  $aF$  и  $fF$ . Затем выбирают точку начала зацепления под нагрузкой по (4.5.8) и величину зазора в этой точке без нагрузки — по (4.5.7). Проводят секущую  $AB$  так, чтобы расстояние между секущей и траекторией в точке начала зацепления было равно величине назначенного зазора (например,  $j_{50}$  — см. рис. 4.19). Полученный угол  $\alpha$  принимают как среднее значение угла профиля  $\alpha_{cp}$ . По углу  $\alpha_{cp}$  определяют величину  $x_F$  смещения инструмента при нарезании зубьев гибкого колеса:

$$x_F = \frac{z_F}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{cp}} - 1 \right), \quad (4.5.11)$$

где  $\alpha$  — угол исходного контура (по ГОСТ 9587—81 и ГОСТ 13755—81  $\alpha = 20^\circ$ ).

Смещение при нарезании жесткого колеса

$$x_C = x_F - \frac{K_z m - w_0}{K_z m}. \quad (4.5.12)$$

На диаграмме изображают профили зубьев. При этом ширину зубьев подсчитывают по известной формуле

$$s_y = d_y \left( \frac{\pi}{2z} \pm \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} \pm \operatorname{inv} \alpha \pm \operatorname{inv} \alpha_y \right), \quad (4.5.13)$$

где верхние знаки для наружных, а нижние — для внутренних зубьев;  $d_y$  — диаметр произвольной дуги, определяемый из соотношения

$$\cos \alpha_y = \frac{d_b}{d_y},$$

где  $d_b = m z \cos \alpha$  — диаметр основной окружности;

$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \}$  — значения эвольвентных углов инволюты можно определять по таблицам из [2, 25].

Так как при большом числе зубьев эвольвентный профиль близок к прямолинейному, для приближенной оценки зацепления достаточно рассчитать ширину зубьев по некоторому среднему диаметру (например,  $d_y = d_f \pm 2h_a^* \pm c^*$ ) и затем построить зубья прямолинейного профиля с углом  $\alpha_{cp}$ .

После построения профилей зубьев определяют их высоту с учетом рекомендаций (4.5.9) и (4.5.10). В общем случае высоты зубьев гибкого и жесткого колес могут быть не одинаковыми. Предпочтительно

$$h_C > h_F, \quad (4.5.14)$$

так как при этом уменьшается момент консольной нагрузки на зубья гибкого колеса.

Анализируя график (см. рис. 4.19), можно отметить, что определенные значения  $h_d$  и  $j$  можно получить при различных размерах и формах зубьев, например, при зубьях гибкого и жесткого колес со срезанными вершинами (нарезание инструментом по ГОСТ 9587—81).

Условия зацепления будут те же, если высоту зуба гибкого колеса уменьшить за счет уменьшения высоты головки зуба инструмента. При этом у зуба гибкого колеса сохраняется полная высота головки и уменьшается высота ножки. Жесткое колесо нарезается нормальным инструментом. При этом у зуба жесткого колеса сохраняется полностью высота ножки и уменьшается высота головки. Во втором варианте увеличивается ширина впадины у основания зубьев гибкого колеса, что увеличивает прочность гибкого колеса.

### Формы деформирования гибкого колеса

На рис. 4.21 показаны следующие формы деформирования гибкого колеса: по закону  $\omega = \omega_0 \cos 2\varphi$ ; по эллипсу; с участками, ограниченными дугами окружности (рис. 4.21, а, б); с участками, ограниченными дугами окружности (рис. 4.21, в). Преимущественное распространение получили формы деформирования по закону  $\omega = \omega_0 \cos 2\varphi$  или по форме кольца, деформированного двумя и четырьмя сосредоточенными силами по дугам окружности. Форма деформирования (см. рис. 4.21, а) осуществляется генератором с двумя роликами, четырехроликовым генератором (см. рис. 4.21, б) и дисковым генератором, где дисками называют ролики при  $2R > r$  (см. рис. 4.21, в). Любая из форм может быть получена также при кулачковом генераторе (рис. 4.22). Кулачок генератора  $h$  выполняют по форме деформирования гибкого колеса. Для уменьшения трения между кулачком и гибким колесом располагают тела качения (гибкий подшипник). Кулачковый генератор лучше других сохраняет заданную форму деформации под нагрузкой и поэтому считается предпочтительным для использования.

Форма деформирования при действии четырех сил описывается следующими уравнениями:  
на участке  $0 \leq \varphi \leq \beta$

$$\left. \begin{aligned} w &= \frac{\omega_0}{A - \frac{4}{\pi}} \left( A \cos \varphi + \varphi \sin \beta \sin \varphi - \frac{4}{\pi} \right); \\ v &= - \frac{\omega_0}{A - \frac{4}{\pi}} \left[ A \sin \varphi + \sin \beta (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) - \frac{4}{\pi} \varphi \right]; \\ 0 &= \frac{\omega_0}{r \left( A - \frac{4}{\pi} \right)} \left( 2 \sin \beta \sin \varphi - \frac{4}{\pi} \varphi \right); \end{aligned} \right\} \quad (4.5.15)$$

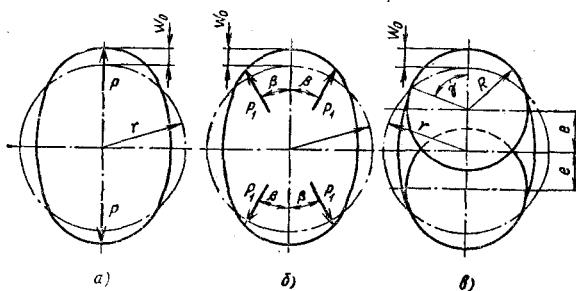


Рис. 4.21. Формы деформирования гибкого колеса

на участке  $\beta \leqslant \varphi \leqslant (\pi - \beta)$

$$\left. \begin{aligned} w &= \frac{\omega_0}{A - \frac{4}{\pi}} \left[ B \sin \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \beta \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right]; \\ v &= - \frac{\omega_0}{A - \frac{4}{\pi}} \left[ -B \cos \varphi + \frac{\pi}{2} \cos \beta \sin \varphi - \right. \\ &\quad \left. - \cos \beta (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi) - \frac{4}{\pi} \varphi + 2 \right]; \end{aligned} \right\} \quad (4.5.16)$$

$$0 = \frac{\omega_0}{r \left( A - \frac{4}{\pi} \right)} \left( 2 \cos \beta \cos \varphi + \frac{4}{\pi} \varphi - 2 \right),$$

где  $\varphi$  — угловая координата рассматриваемой точки срединной поверхности кольца (эубчного венца гибкого колеса);  $r$  — радиус срединной поверхности до деформации ( $r = \frac{D + h_1}{2}$ );  $w$  и  $v$  — радиальное и окружное перемещения точки срединной поверхности;  $\theta$  — угол поворота нормали к срединной поверхности в результате ее деформации;  $\omega_0$  — радиальное перемещение по большой оси овала деформации. Для обоих участков

$$A = \sin \beta + \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right) \cos \beta;$$

$$B = \cos \beta + \beta \sin \beta.$$

В табл. 4.45 приведены значения перемещений для рекомендуемых углов  $\beta$ .

При дисковом генераторе гибкое колесо прилегает к дискам на дуге, определяемой углами  $2\gamma$  (см. рис. 4.21, б). Величина  $\gamma$  зависит от радиуса  $R$  и эксцентриситета  $e$ . При известном  $\gamma$  форма деформирования описывается уравнениями [27, 29]:

на участке  $0 < \varphi \leqslant \gamma$

$$\left. \begin{aligned} w &= \frac{\omega_0}{A_1 - B_1} (A_1 \cos \varphi - B_1); \\ v &= \frac{\omega_0}{A_1 - B_1} (B_1 \varphi - A_1 \sin \varphi); \\ \theta &= \frac{\omega_0}{r (A_1 - B_1)} B_1 \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (4.5.17)$$

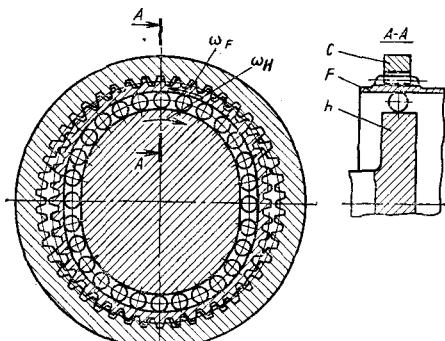


Рис. 4.22. Кулаковый генератор

€\*

на участке  $\gamma \leqslant \varphi \leqslant \pi/2$

$$\left. \begin{aligned} w &= \frac{\omega_0}{A_1 - B_1} \left[ (1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1 \right]; \\ v &= \frac{\omega_0}{A_1 - B_1} \left[ (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi + \right. \\ &\quad \left. + (2 \sin \gamma + B_1) \varphi - 2 (\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right]; \\ \theta &= \frac{\omega_0}{r (A_1 - B_1)} [2 \cos \varphi + 2 (\sin \gamma + B_1) \varphi - 2 (\cos \gamma + \gamma \sin \gamma)]; \end{aligned} \right\} \quad (4.5.18)$$

где  $A_1 = \frac{\pi}{2} - \sin \gamma \cos \gamma - \gamma$ ;

$$B_1 = \frac{4}{\pi} (\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) - 2 \sin \gamma.$$

Значения перемещений приведены в табл. 4.46.

Зависимость  $\gamma$  от конструктивных параметров генератора выражается формулой

$$\frac{\omega_0 B_1}{r^2 (A_1 - B_1)} = \frac{1}{R} - \frac{1}{r}, \quad (4.5.19)$$

$$R = R_d + \frac{h_1}{2} + h_k,$$

где  $R_d$  — радиус диска;  $h_1$  — толщина гибкого колеса;  $h_k$  — толщина подкладного кольца.

В (4.5.19) входят четыре параметра:  $\gamma$ ,  $\omega_0$ ,  $R$  и  $r$ . При проектировании генератора  $\omega_0$  и  $r$  обычно известны. Одним из двух неизвестных  $\gamma$  или  $R$  задаются. Обычно задаются значением  $\gamma$  из условий прочности гибкого колеса.

По качеству зацепления выгодны большие значения  $\beta$ . Однако при больших  $\beta$  значительно возрастают напряжения в гибком колесе (рис. 4.23, 4.24). Напряжения изгиба (см. рис. 4.23) максимальны в точках приложения сил. Они изменяются примерно по знакосимметричному циклу. Максимальные напряжения (см. рис. 4.24) имеют минимум примерно при  $\beta = 25^\circ$ . При  $\beta = 35^\circ$  они близки к напряжениям

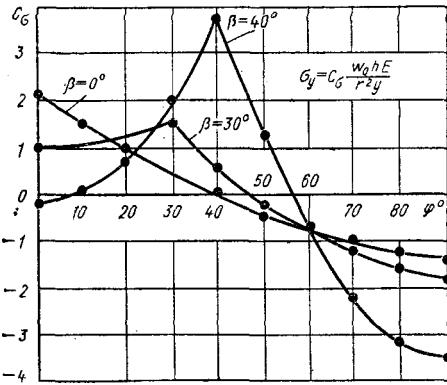


Рис. 4.23. Изменение напряжения изгиба в ободе гибкого колеса

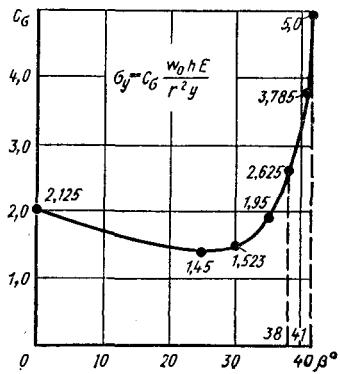


Рис. 4.24. Изменение напряжения изгиба в ободе жесткого колеса

## 4.46. Конструктивные параметры волнового зацепления

$\Phi$ , град	$\gamma = 20^\circ$			$\gamma = 30^\circ$		
	$\frac{w}{w_0}$	$\frac{v}{w_0}$	$\frac{\theta_r}{w_0}$	$\frac{w}{w_0}$	$\frac{v}{w_0}$	$\frac{\theta_r}{w_0}$
0	1	0	0	1	0	0
5	0,98548	-0,08684	0,24577	0,98688	-0,08688	0,21352
10	0,94220	-0,17116	0,49155	0,94764	-0,17148	0,42703
15	0,86990	-0,25042	0,73732	0,88255	-0,25153	0,64055
20	0,76984	-0,32218	0,98310	0,79214	-0,32478	0,85407
25	0,64331	-0,38407	1,19882	0,67707	-0,38906	1,06758
30	0,49563	-0,43390	1,36026	0,53823	-0,44226	1,28110
35	0,33291	-0,47014	1,45755	0,37773	-0,48236	1,45825
40	0,16809	-0,49174	1,50613	0,20199	-0,50774	1,56543
45	0,01390	-0,49817	1,50529	0,01825	-0,51738	1,60717
50	-0,18675	-0,48938	1,45882	-0,16659	-0,51090	1,58852
55	-0,35229	-0,46579	1,36963	-0,34610	-0,48847	1,51495
60	-0,50583	-0,42824	1,24593	-0,51438	-0,45082	1,39240
65	-0,64318	-0,37797	1,08872	-0,66615	-0,39917	1,22713
70	-0,76039	-0,31656	0,89576	-0,79681	-0,33517	1,02576
75	-0,85533	-0,24588	0,69770	-0,90253	-0,26877	0,79518
80	-0,92468	-0,16802	0,47132	-0,98024	-0,17846	0,54249
85	-0,97600	-0,08527	0,23687	-1,02777	-0,09062	0,27497
90	-0,98122	0	0	-1,04375	0	0

$\Phi$ , град	$\gamma = 40^\circ$			$\gamma = 50^\circ$		
	$\frac{w}{w_0}$	$\frac{v}{w_0}$	$\frac{\theta_r}{w_0}$	$\frac{w}{w_0}$	$\frac{v}{w_0}$	$\frac{\theta_r}{w_0}$
0	1	0	0	1	0	0
5	0,9878517	-0,0869128	0,1913288	0,9885268	-0,0869323	0,1758449
10	0,9514992	-0,1717085	0,2826593	0,9541925	-0,1718655	0,3516895
15	0,8912890	-0,2522845	0,5739891	0,8972650	-0,2528134	0,5275345
20	0,8074700	-0,3265723	0,7653188	0,8181711	-0,3278226	0,7033797
25	0,7008898	-0,3925506	0,9566484	0,7175148	-0,3949840	0,8792241
30	0,5722892	-0,4482602	1,1479781	0,5960621	-0,4524477	1,0550691
35	0,4226470	-0,4918215	1,3393077	0,4547371	-0,4984383	1,2309137
40	0,2531022	-0,5214469	1,5306374	0,2946159	-0,5312675	1,4067586
45	0,0663425	-0,5354834	1,6742174	0,1169170	-0,5493469	1,5826037
50	-0,1294466	-0,5327213	1,7274338	-0,0770074	-0,5512011	1,7584483
55	-0,3252470	-0,5128924	1,6985100	-0,2836526	-0,5355206	1,8650858
60	-0,5127874	-0,4762366	1,5962902	-0,4911701	-0,5016500	1,8437746
65	-0,6846534	-0,4238502	1,4301745	-0,6892411	-0,4500037	1,7109243
70	-0,9343946	-0,3573880	1,2100518	-0,8656735	-0,3819719	1,4837980
75	-0,9566056	-0,2790250	0,9462227	-1,0122483	-0,2997897	1,1803761
80	-1,0470063	-0,1913547	0,6493216	-1,1220020	-0,2063729	0,8192231
85	-1,1024994	-0,0973029	0,3302280	-1,1898943	-0,1051801	0,3302280
90	-1,1212065	0	0	-1,2128657	0	0

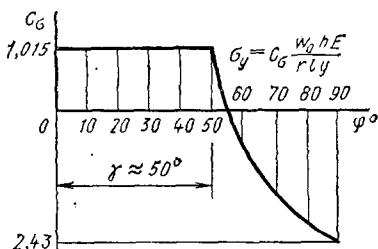


Рис. 4.25. Эпюра напряжений изгиба в гибком колесе при дисковом генераторе

при  $\beta = 0^\circ$  и далее резко возрастают. С учетом величины напряжений и качества зацепления рекомендуется выбирать значения  $\beta$  в пределах

$$\beta = 25 \div 35^\circ. \quad (4.5.20)$$

Меньшие значения принимают при малых передаточных числах, когда величины  $w_0$  сравнительно велики и решающее значение имеет усталостная прочность гибкого колеса.

На рис. 4.25 дана эпюра напряжений изгиба в гибком колесе при дисковом генераторе. При постоянном  $R$  максимальные напряжения возрастают с увеличением угла охвата  $\gamma$  или с увеличением эксцентриситета  $e$  (см. рис. 4.21, б). При исследовании установлено, что функция  $\sigma = f(\gamma)$  имеет минимум при  $\gamma \approx 20 \div 30^\circ$ . Увеличение  $R$  приближает форму деформирования к форме дуги постоянного радиуса, что улучшает качество зацепления, но и в этом случае есть ограничения, связанные с прочностью гибкого колеса. Величина радиуса, определенного графически (см. рис. 4.21, б):

$$R = r + w_0 - e. \quad (4.5.21)$$

На основании исследований зацепления и прочности рекомендуют

$$\left. \begin{aligned} \gamma &\approx 20 \div 40^\circ; \\ w_0 &= (1,0 \div 1,2) mK_z. \end{aligned} \right\} \quad (4.5.22)$$

Большие значения  $\gamma$  и  $w_0$  принимают для больших значений  $I$ .

### Величина деформации гибкого колеса

Деформацию гибкого колеса принято характеризовать величиной радиального перемещения  $w_0$  по большой оси генератора. На практике встречаются зубчатые передачи с величиной радиального перемещения

$$w_0 = (0,8 \div 1,5) mK_z. \quad (4.5.23)$$

От  $w_0$  зависят напряжения в гибком колесе и качество зацепления.

На рис. 4.26 изображены траектории относительного движения зубьев при различных величинах  $\frac{w_0}{mK_z}$ . Пунктиром показана траектория выхода зубьев из зацепления. Если провести секущие  $AB$  так, как это изображено на рис. 4.26 (из условия отсутствия интерференции), то без учета деформации под нагрузкой будем иметь: при  $\frac{w_0}{mK_z} = 1$  — зацепление в зоне большой оси деформации ( $\phi = 0$ ); при  $\frac{w_0}{mK_z} < 1$  — зацепление в точке  $A$  до большой оси (в зоне большой оси зазоры); при  $\frac{w_0}{mK_z} > 1$  —

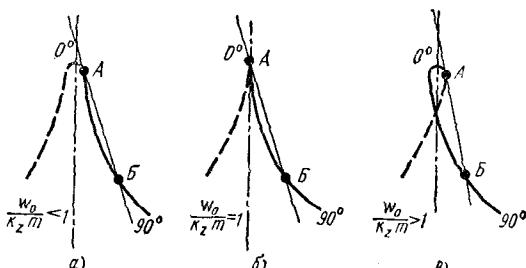


Рис. 4.26. Траектория относительного движения зубьев

зацепление за большой осью (в зоне выхода из зацепления), в зоне большой оси зазоры. При  $K_z = 1$  получим  $\frac{d_F}{2w_0} = \frac{z_F}{2}$  или  $w_0 = \frac{d_F}{z_F} = m$ , в общем случае

$$\frac{w_0}{K_z m} = 1. \quad (4.5.24)$$

Равенство (4.5.24) не учитывает влияние толщины гибкого колеса и высоты зубьев. С учетом этих параметров получим [11]

$$w_0 = \frac{r_{aF}}{i_{HC}^F \left[ 1 + \frac{r_{aF} - r}{r} \left( \frac{2 \sin \beta - \frac{4}{\pi}}{A - \frac{4}{\pi}} \right) \right] - 1}, \quad (4.5.25)$$

где  $r_{aF}$  — радиус окружности выступов зубьев гибкого колеса;  $A$  — коэффициент, определяемый по (4.5.15) и (4.5.16).

По формуле (4.5.25) значение  $\frac{w_0}{m K_z}$  несколько больше, но близко к единице. Расчеты по формуле (4.5.25) показывают, что приближенно можно принимать

$$\frac{w_0}{K_z m} = 1,04 \div 1,1; \quad (4.5.26)$$

меньшие значения для больших  $i$  и  $\beta$ .

При  $\frac{w_0}{K_z m} < 1$  качество зацепления ухудшается, так как зацепление сдвигается по ходу генератора в зону уменьшенных скоростей  $v_y$  и увеличенных скоростей  $v_z$ .

Применение  $\frac{w_0}{K_z m} < 1$  (например, 0,8) может быть оправдано только при малых передаточных отношениях с целью снижения напряжений в гибком колесе (напряжения пропорциональны  $w_0$ ).

При  $\frac{w_0}{K_z m} > 1$  окружные скорости  $v_y$  в зоне большой оси генератора превышают потребные по передаточному отношению. Избыточные скорости будут компенсироваться за счет дополнительной деформации зубьев, т. е. за счет повышения напряжений в гибком колесе. Сдвиг зоны зацепления в район большой оси при  $\frac{w_0}{K_z m} > 1$  благоприятно для КПД и износостойкости зубьев. По этим соображе-

ниям увеличение  $\frac{w_0}{K_z m}$  за пределами единицы (например, до 1,5) может быть оправдано для больших передаточных отношений, когда напряжения в гибком колесе невелики, а модуль зацепления мал (мала высота зубьев) и есть опасность нарушения зацепления под нагрузкой при недостаточной жесткости генератора.

### Перекос зубьев

Перекос зубьев связан с поворотом образующих при деформации гибкого колеса. Образующие поворачиваются в окружном направлении от перемещений  $v$  и в радиальном направлении от перемещений  $w$ . Угол поворота образующей:

$$\text{от перемещений } v \lambda_v = \frac{v_x}{l_x},$$

$$\text{от перемещений } w \lambda_w = \frac{w_x}{r_x},$$

где  $l_x$  — расстояние от заднего торца цилиндра гибкого колеса до сечения, в котором определяются перемещения  $v_x$  и  $w_x$ .

Максимальным значениям перемещений соответствуют максимальные значения углов:

$$\lambda_v \text{ max при } \varphi \approx 45^\circ (\lambda_w = 0);$$

$$\lambda_w \text{ max при } \varphi \approx 0^\circ (\lambda_v = 0).$$

С  $\lambda_v$  связан поворот в окружном направлении зуба гибкого колеса во впадине жесткого колеса. При этом на входе в зацепление (дуга  $AB$ , см. рис. 2.13) рабочие стороны зубьев сближаются у задних торцов и расходятся у передних. Изменение зазора на длине зуба  $b$

$$\delta_v = \lambda_v b.$$

На выходе из зацепления (дуга  $AB'$ , см. рис. 2.13) сближаются передние торцы, а задние расходятся. С  $\lambda_w$  связана различная глубина захода по переднему и заднему торцам — по переднему торцу глубина захода больше. Изменение зазора на длине зуба

$$\delta_w = \lambda_w b \sin \alpha_{cp}.$$

В промежуточных положениях при  $0 < \varphi < 45^\circ$  суммарное изменение зазоров на дуге:

$$\text{входа в зацепление } \delta = |\delta_w| - |\delta_v|;$$

$$\text{выхода из зацепления } \delta = |\delta_w| + |\delta_v|.$$

На дуге входа в зацепление существует некоторая точка ( $\varphi \approx 20^\circ$ ), где  $\delta = 0$  (перекоса нет).

Из полученных зависимостей следует:

на дуге входа в зацепление  $\sim 20^\circ < \varphi < \sim 45^\circ$  преимущественно нагружаются задние торцы зубьев, а в районе  $\sim 0 < \varphi < \sim 20^\circ$  — передние торцы;

на дуге выхода из зацепления преимущественно нагружаются передние торцы.

При этом одновременное влияние  $\delta_w$  и  $\delta_v$  способствует расширению зоны контакта зубьев на дуге выхода из зацепления.

Скольжение, а следовательно, и износ зубьев увеличиваются по мере расширения зоны зацепления от большой оси генератора. Например, если зацепление распространяется до  $\varphi = 45^\circ$ , в первую очередь будут изнашиваться задние торцы зубьев. Это изнашивание увеличивает вредное влияние перекоса (от  $\lambda_w$ ) в зоне большой оси генератора, так как перекос способствует концентрации нагрузки на передних торцах зубьев. Если зацепление осуществляется в сравнительно малой зоне у большой оси генератора ( $\varphi \leq 20^\circ$ ), то приработочное изнашивание по передним торцам будет способствовать устранению вредного влияния перекоса зубьев. Этому будет способствовать также деформация зубьев под нагрузкой.

Вывод. Для уменьшения вредного влияния перекоса зубьев нерационально распространять зону зацепления далее  $\varphi = 20 \div 25^\circ$  от большой оси генератора.

## Рекомендации

Расчет параметров зацепления по изложенной выше методике, выполненный для широкого диапазона передаточных отношений (80—250), позволяет предложить следующие рекомендации.

Для кулачкового генератора по форме кольца, нагруженного четырьмя силами (см. рис. 4.21, б), величина  $\beta$  зависит от передаточного отношения угла:

Угол $\beta, \dots^\circ$	Передаточное отношение $i : : : : : :$	25	30	35
		80—120	Св. 120—160	Св. 160

Величину отношения  $\frac{\omega_0}{K_{zm}}$  следует выбирать по (4.5.26) или по (4.5.25).

Для дискового генератора  $\gamma$  и  $\frac{\omega_0}{K_{zm}}$  находят по (4.5.22).

При нарезании зубьев колес стандартным инструментом с  $\alpha = 20^\circ$  принимают:  
 коэффициент смещения инструмента:  
 для гибкого колеса  $x_F = 3 \div 4$ ;  
 для жесткого колеса  $x_C$  — по (4.5.12);

$$\left. \begin{array}{l} \text{высоту зубьев гибкого колеса } h_F = (1,5 \div 2,0) \text{ м; } \\ \text{глубину захода } h_d = (1,3 \div 1,6) \text{ м.} \end{array} \right\} \quad (4.5.27)$$

При нарезании зубьев стандартным инструментом с  $\alpha = 30^\circ$

$$\left. \begin{array}{l} -3 \leq x_F \leq +1; \quad x_C \text{ находят по (4.5.12); } \\ h_F \approx (1,6 \div 1,8) \text{ м; } \quad h_d \approx (1,4 \div 1,6) \text{ м.} \end{array} \right\} \quad (4.5.28)$$

При  $\alpha = 20^\circ$  и уменьшенной высоте головки зуба инструмента  $h_{0a}^* = 0,35$  при  $c^* = 0,35$  или  $h_{0a}^* = 0,25$  при  $c^* = 0,25$

$$\left. \begin{array}{l} -1 \leq x_F \leq 3; \quad x_C \text{ находят по (4.5.12); } \\ h_F \approx 1,35 \text{ м при } c^* = 0,35; \\ h_F \approx 1,25 \text{ м при } c^* = 0,25; \\ h_d \approx m. \end{array} \right\} \quad (4.5.29)$$

Жесткое колесо нарезают стандартным инструментом с нормальной высотой головки зуба. При всех вариантах геометрии высоту зубьев жесткого колеса определяют по (4.5.37).

При выполнении этих рекомендаций построение диаграммы зацепления (см. рис. 4.25) не обязательно.

### Критерии работоспособности и расчета

На практике установлено, что основными критериями работоспособности волновых передач являются: прочность гибкого колеса; прочность подшипников генератора; жесткость генератора и жесткого колеса; изнашивание зубьев; тепловой режим.

Чрезмерные деформации генератора и жесткого колеса приводят к интерференции головок зубьев при входе в зацепление и тем самым ограничивают нагруженную способность передачи. При большой интерференции передача заклинивается, что, как правило, приводит к разрушению генератора или гибкого колеса. Менее значительная интерференция сопровождается задиром и заеданием рабочих поверхностей зубьев. В результате изменяется геометрия зацепления, а следовательно, нагруженная способность передачи. Небольшая интерференция может быть устранена приработкой зубьев в процессе обкатки передачи при постоянном повышении нагрузки.

При малой жесткости генератор (и жесткое колесо) может вращаться (проскачивать) при неподвижном выходном вале. Объясняется это тем, что при деформации генератора под нагрузкой его овальная форма приближается к круговой (уменьшается  $\omega_0$ ). Это нарушает волновой принцип передачи движения.

Изнашивание зубьев незначительно при правильно выбранной геометрии зацепления, при удовлетворительном смазывании и допустимых напряжениях смятия на зубьях и практически не влияет на срок службы передачи. При сравнительно малых габаритах волновых редукторов температура установившегося теплового режима ограничивает допустимую мощность. Тепловой расчет выполняют по известной методике.

### Расчет диаметра гибкого колеса по напряжениям смятия на зубьях

Одним из показателей нагруженности передачи является величина (условных) напряжений смятия на рабочих поверхностях зубьев. По этому показателю рассчитывают диаметр гибкого колеса как основной габаритный размер передачи. Расчетная схема изображена на рис. 4.27. Расчет проводится из условия, что зубья соприкасаются как плоские поверхности по всей глубине захода, а нагрузка распределается между ними пропорционально этой глубине. Кроме того, глубина захода в различных фазах зацепления изменяется линейно в пределах  $\frac{h_d}{2} - h_d$  (см. рис. 4.27). Неточность такого расчета компенсируется при выборе допустимых напряжений. Напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{\frac{3h_d}{4} z_{\Sigma} b},$$

где  $P = \frac{2M_2}{d_F}$  — окружная сила ( $M_2$  — крутящий момент на выходном валу);  $d_F$  — диаметр делительной окружности гибкого колеса;  $h_d = K_{hd}m$  — максимальная глубина захода зубьев;  $K_{hd}$  — коэффициент глубины захода;  $z_{\Sigma} = K_{\Sigma}z$  — число зубьев в одновременном зацеплении ( $K_{\Sigma}$  — коэффициент числа зубьев в одновременном зацеплении);  $b$  — рабочая ширина зубчатого венца.

После подстановки, заменяя  $mz$  через  $d_F$ , получим

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_2}{3K_{hd}K_{\Sigma}bd_F^2} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

При средних значениях  $K_{hd} = 1,3$  и  $K_{\Sigma} = 0,2$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10M_2}{bd_F^2} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Обозначив  $\Psi_d = \frac{b}{d_F}$ , получим

$$d_F = \sqrt[3]{\frac{10M_2}{[\sigma]_{\text{см}} \Psi_d}}. \quad (4.5.30)$$

Рекомендуется принимать значения:

$\Psi_d = 0,15 \div 0,3$  для силовых передач. Значения  $\Psi_d > 0,3$  не рациональны из-за возрастающего влияния перекоса зубьев;

$[\sigma]_{\text{см}} = 10 \div 30$  МПа — для стальных термически обработанных (улучшение,  $NB \approx 300$ ) зубчатых колес быстроходных и среднескоростных передач при длительной работе с удовлетворительным смазыванием; 100 МПа — для режимов с кратковременными перегрузками при небольшой продолжительности максимальных нагрузок и для тихоходных передач (например, для вторых ступеней волновых редукторов).

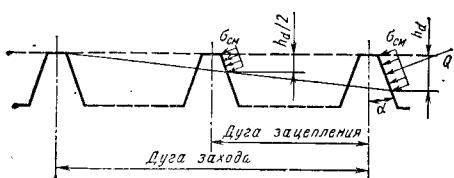


Рис. 4.27. Расчетная схема

## Расчет геометрии зубчатых венцов гибкого и жесткого колес

Определив  $d_F$ , рассчитывают остальные параметры зубчатых венцов.  
Модуль зацепления

$$m = d_F/z_F. \quad (4.5.31)$$

Значение  $m$  должно соответствовать стандартному значению модуля (ГОСТ 13755—81 для  $m \geq 1$  мм, ГОСТ 9587—81 для  $m \leq 1$  мм). После определения модуля уточняют делительные диаметры:

$$\left. \begin{array}{l} d_F = mz_F \text{ — гибкое колесо;} \\ d_C = mz_C \text{ — жесткое колесо,} \end{array} \right\} \quad (4.5.32)$$

$z_F$  и  $z_C$  — по передаточному отношению [см. формулу (2.2)].

Диаметры окружностей впадин. Для гибкого колеса, нарезанного инструментом реечного типа (например, червячной фрезой):

$$d_{fF} = m(z_F - 2h_a^* - 2c^* + 2x_F); \quad (4.5.33)$$

при нарезании долбяком

$$d_{fF} = 2(a_{w_0} + 0,5d_{a_0}), \quad (4.5.34)$$

где  $d_{a_0}$  — фактический диаметр вершин долбяка по режущей кромке (табл. 4.47);  $a_{w_0}$  определяют по (4.5.38).

Для жесткого колеса

$$d_{fC} = 2(a_{w_0} + 0,5d_{a_0}). \quad (4.5.35)$$

Диаметры окружностей выступов гибкого колеса определяются решением уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} d_{aF} = d_{fF} + 2h_F \\ d_{aF} \leq d_{fC} - 2w_0. \end{array} \right\} \quad (4.5.36)$$

при условии, что

Диаметр окружности выступов жесткого колеса находят из уравнений:

$$d_{aC} = d_{fC} - 2h_C$$

или

$$\left. \begin{array}{l} d_{aC} = d_{aF} + 2w_0 - 2h_d \\ d_{aC} \geq d_{fF} + 2w_0, \end{array} \right\} \quad (4.5.37)$$

при условии, что

где  $d_{fF}$  и  $d_{fC}$  — по (4.5.41).

Неравенства в (4.5.36) и (4.5.37) устраняют возможность интерференции по переходным кривым.

Межосевое расстояние в станочном зацеплении с долбяком

$$a_{w_0} = \frac{m(z \pm z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha}, \quad (4.5.38)$$

## 4.47. Долбяки дисковые прямозубые (основные параметры по ГОСТ 10059—62)

Модуль $m$		Номинальный делительный диаметр				Модуль $m$		Номинальный делительный диаметр			
Ряд		40		64		Ряд		40		64	
1	2	Число зубьев	Диаметр окружности выступов	Число зубьев	Диаметр окружности выступов	1	2	Число зубьев	Диаметр окружности выступов	Число зубьев	Диаметр окружности выступов
—	0,14	286	40,51	—	—	0,40	—	100	41,33	160	65,33
0,15	—	266	40,40	—	—	0,45	90	42,00	144	66,30	—
—	0,18	222	40,56	—	—	0,50	—	80	41,66	128	65,66
0,20	—	200	40,67	320	64,67	—	0,55	72	41,43	116	65,63
—	0,22	182	40,77	290	64,53	0,60	—	66	41,60	108	66,80
0,25	—	160	40,83	256	64,83	—	0,70	56	41,53	90	65,33
—	0,28	144	41,25	228	64,77	0,80	—	50	42,66	80	66,66
0,30	—	132	40,60	214	65,20	—	0,90	44	42,60	72	67,80
—	0,35	114	41,06	182	64,86	1,00	—	40	43,30	64	67,33

При мечание. Коэффициент высоты головки зуба долбяка  $h_{ao}^* = 1,35$

где  $z$  и  $z_0$  — число зубьев нарезаемого колеса и долбяка, знак «минус» — для внутренних зубьев, знак «плюс» — для наружных зубьев;  $\alpha_{w_0}$  — угол зацепления в сточном зацеплении с долбяком;

$$\operatorname{inv} \alpha_{w_0} = 2 \frac{x \pm x_0}{z \pm z_0} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha, \quad (4.5.39)$$

где  $x$  и  $x_0$  — коэффициенты смещения для нарезаемого колеса и долбяка; знак «минус» принимается для внутренних зубьев, знак «плюс» — для наружных;

$$x_0 = \frac{d_{ao}}{zm} - \frac{z_0 + 2h_{ao}^*}{2}, \quad (4.5.40)$$

где  $h_{ao}^*$  — коэффициент высоты головки зуба долбяка (см. табл. 4.47). Диаметры окружностей граничных точек переходных кривых гибкого и жесткого колес

$$d_l = \frac{d_0}{\cos \alpha_l} = m_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_l}. \quad (4.5.41)$$

При нарезании инструментом реечного типа

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* + c^* - \rho_0 - x_F)}{z \sin 2\alpha}, \quad (4.5.42)$$

где  $\rho \approx 0,2$  — коэффициент высоты скругленного участка вершины зуба инструментальной рейки.

При нарезании долбяком

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_l &= \operatorname{tg} \alpha_{w_0} \pm \frac{z_0}{z} (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w_0}); \\ \cos \alpha_{a0} &= \frac{d_{b0}}{d_{a0}} = \frac{m z_0 \cos \alpha}{d_{a0}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.5.43)$$

Знак «плюс» принимают для внутренних зубьев, знак «минус» — для наружных.

### Материалы для гибкого и жесткого колес

Для высоконагруженных гибких колес (при малых  $i$  и высоких  $[\sigma]_{cm}$ ) рекомендуют конструкционные стали с повышенной вязкостью, которые менее чувствительны к концентрации напряжений (концентратором является зубчатый венец). Такими свойствами обладают стали с высоким содержанием никеля (например, 40ХН2МА, 20ХН3А). Средне- и малонапряженные гибкие колеса (при  $i > 100$   $[\sigma]_{cm} = 30$  МПа) можно изготавливать из более дешевых сталей типа 30ХМА, 30ХГСА. Примеры характеристик сталей приведены в табл. 4.48 [6].

Термообработка — улучшение ( $HRC 28$ — $34$ ), которое позволяет выполнить механическую обработку гибкого колеса и в том числе зубонарезание после термообработки без дополнительных отделочных операций. Стали с высокой вязкостью типа Х18Н10Т для повышения усталостной прочности и износстойкости рекомендуют нагартовывать. После окончательной обработки зубчатый венец гибкого колеса подвергают дробеструйной обработке.

При выборе материала для сварных гибких колес следует учитывать способность материала к свариванию. При изготовлении небольших передач приборного типа иногда применяют бериллиевую бронзу. В передачах с малым передаточным отношением ( $i < 60$ ) целесообразно использовать пластмассы на основе полиамидных смол с повышенными механическими характеристиками.

Напряжения в жестком колесе значительно ниже, чем в гибком, поэтому для жесткого колеса используют среднеуглеродистые и низколегированные конструкционные стали (45, 40Х, 30ХГСА и т. п.). Возможно изготовление жесткого колеса из чугуна совместно с корпусом или раздельно. При этом чугунное жесткое и стальное гибкое колеса образуют антифрикционную пару.

#### 4.48. Материалы для гибких колес

Марка стали	$\sigma_b$	$\sigma_t$	$HB$	$HRC$	Ударная вязкость $a_H$ , Н·м/см $^2$	Свариваемость
	МПа	МПа				
30ХГСА	1100	960	310	—	40	Удовлетворительная
30ХМА	970	800	295	—	106	Требуются подогрев и последующая термообработка
40ХН2МА	1100	950	—	32	80	To же
38ХН3ВА	1100	1000	—	32	80	Сваривается трудно, с подогревом
20ХН3А	1050	800	—	30—38	90	Под флюсом и последующая обработка
X18Н10Т	500	200	140—175	—	110—250	Хорошая

## Расчет гибкого колеса на прочность

Установлено, что при рекомендуемых соотношениях размеров и способах соединения гибкого колеса с валом решающими напряжениями являются напряжения в зоне зубчатого венца. При недостаточной прочности усталостные трещины зарождаются обычно во впадинах зубьев с внутреннего края зубчатого венца. Развитие трещины идет по впадине зуба до выхода на край цилиндра. Расширение трещины под нагрузкой приводит к нарушению зацепления и к заклиниванию передачи. Опасным (расчетным) является сечение I—I по внутреннему краю зубчатого венца (см. рис. 2.23). Проверяют также сечения II—II и III—III.

Расчетные напряжения для сечения I—I:  
напряжения изгиба  $\sigma_y$  в окружном направлении, связанные с деформацией цилиндра по заданной форме;

напряжения сдвига  $\tau_{kp}$  от крутящего момента  $M_2$  нагрузки.

По теории оболочек для цилиндра без зубчатого венца

$$\sigma_y = \sim \frac{Eh}{2r^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + w \right). \quad (4.5.44)$$

Влияние зубчатого венца проявляется в том, что жесткость гибкого колеса различна на участках зубьев и впадин. При этом изменение кривизны при деформации зубчатого венца будет также различным на этих участках. Изменение кривизны, а следовательно, и величины напряжений будет большим на участках впадин. Приближенно это можно учесть коэффициентом влияния зубьев

$$Y = 1 - K_s \left\{ 1 - \frac{1}{1 + \frac{(h_2 - h_1) \operatorname{tg} \alpha_{cp}}{2K_s t} \left[ \frac{h_1}{h_2} + \left( \frac{h_1}{h_2} \right)^2 + \left( \frac{h_1}{h_2} \right)^2 - 3 \right]} \left( \frac{h_1}{h_2} \right)^3, \right. \quad (4.5.45)$$

где  $K_s = s/t$  — коэффициент ширины зуба у основания;  $h_1$  — толщина гибкого колеса под впадиной (см. рис. 2.23);  $h_2$  — толщина гибкого колеса с учетом высоты зуба (см. рис. 2.23);  $\alpha_{cp}$  — значение угла профиля, соответствующее середине высоты зуба.

Решая уравнение (4.5.44) для заданной формы деформирования, находим максимумы и минимумы напряжений, амплитуды цикла напряжений, определяем расчетные сечения. В результате с учетом влияния размеров зубьев получаем расчетные зависимости

$$\sigma_y = K_H C_0 \frac{w_0 h_1 E}{r^2 Y}; \quad (4.5.46)$$

$$\tau_{kp} = \frac{M_2}{K_{kp} 2\pi r^2 h_{kp}}, \quad (4.5.47)$$

где  $E$  — модуль упругости;  $r = \frac{D+h}{2}$  — радиус срединной поверхности;  $h_{kp}$  — толщина в расчетном сечении по зубчатому венцу;  $h_{kp} \approx h_1 + (0,5 - 0,75) m$ ;  $K_H$  — коэффициент нагрузки, учитывающий увеличение напряжений при искажении формы гибкого колеса под нагрузкой;  $K_{kp}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений кручения по окружности гибкого колеса в различных сечениях.

Величина  $K_H$  зависит от типа генератора и от нагруженности передачи. Для кулачковых и дисковых генераторов  $K_H \approx 1,1 \div 1,4$ ; меньшие значения принимают для малонагруженных передач ( $[\sigma]_{cm} < 15$  МПа), большие — для средненагруженных ( $[\sigma]_{cm} < 35$  МПа). При дисковом генераторе  $K_H$  несколько больше, чем при кулачковом.

Для сечения I—I (см. рис. 2.23) на краю зубчатого венца приближенно можно считать, что в передаче крутящего момента участвует только часть цилиндра, соответствующая дугам зацепления.

При этом  $K_{kp} = K_{\Sigma} = \frac{2}{z}$ . Для рекомендуемых параметров зацепления

$K_{kp} \approx 0,2$ .

Для сечений II-II и III-III  $K_{kp} = 1$ .

$C_{\sigma}$  — коэффициент, величина которого зависит от формы деформирования (типа генератора).

Для кулачкового генератора с формой деформирования по уравнениям (4.5.15) и (4.5.16):

на участке  $0 \leq \varphi \leq \beta$

$$C_{\sigma} = \frac{\frac{2}{\pi} - \sin \beta \cos \varphi}{A - \frac{4}{\pi}},$$

на участке  $\beta \leq \varphi \leq (\pi - \beta)$

$$C_{\sigma} = \frac{\frac{2}{\pi} - \cos \beta \sin \varphi}{A - \frac{4}{\pi}}.$$

Для дискового генератора с формой деформирования по уравнениям (4.5.17), (4.5.18):

на участке  $0 < \varphi \leq \gamma$

$$C_{\sigma} = \frac{B_1}{2(A_1 - B_1)};$$

на участке  $\gamma \leq \varphi \leq \pi - \gamma$

$$C_{\sigma} = \frac{2 \sin \gamma - 2 \sin \varphi + B_1}{2(A_1 - B_1)}.$$

Напряжения  $\sigma_y$  или коэффициенты  $C_{\sigma}$  изменяются по знакопеременному циклу (см. рис. 4.23 и 4.25). Значения коэффициентов приведены в табл. 4.49. В таблице приведены амплитудные значения  $C_{\sigma}$ , равные средним значениям при  $\varphi = \beta$  или  $\varphi = \gamma$  и  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ .

$C_{\sigma} = 1,5$  при форме деформирования по закону  $w = w_0 \cos 2\varphi$ .

Постоянная составляющая напряжений  $\sigma_y$  невелика и при расчетах на выносимость ее можно не учитывать. Значения  $\varphi$  приняты за расчетные для сечения I—I, так как здесь приближенно совпадают максимальные значения напряжений  $\sigma_y$  и  $\sigma_{kp}$ .

#### 4.49. Значения коэффициента напряжений $C_{\sigma}$

Кулачковый генератор при $\beta$			Дисковый генератор при $\gamma$			
25°	30°	35°	20°	30°	40°	50°
1,45	1,55	2,0	1,41	1,4	1,51	1,72

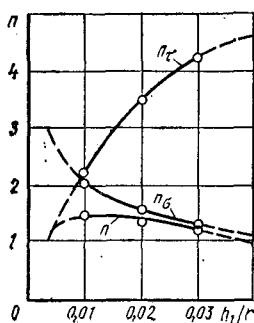


Рис. 4.28. Запасы прочности

Запас выносливости:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq 1,5; \quad \left. \begin{aligned} n_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}; \\ n_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + 0,1 \tau_m}, \end{aligned} \right\} \quad (4.5.50)$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  — коэффициенты концентрации напряжений.

Пределы выносливости определяют по таблицам или из соотношений:  $\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \sigma_0$ ;  $\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \tau_0$ .

В сечении I—I:  $K_\sigma \approx 1,8 \div 2,0$ ;  $K_\tau \approx (0,7 \div 0,8) K_\sigma$ ;  $\sigma_a = \sigma_y$ , где  $\sigma_y$  — по (4.5.46);  $C_\sigma$  — по табл. 4.49;  $\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau_{kp}$ .

Здесь условно принято изменение напряжений кручения  $\tau_{kp}$  по отнулевому циклу.

В сечении II—II:  $\sigma_a \approx \sigma_y$ ;  $\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau_{kp}$ ;  $Y = 1$ ;  $K_\sigma = K_\tau = 1$ ;  $K_{kp} = 1$ .

В сечении III—III:  $\sigma_a = 0$ ;  $\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau_{kp}$  при  $K_\tau = 1$ ;  $K_{kp} = 1$ .

По формуле (4.5.46) прочность колеса в значительной степени зависит от коэффициента  $Y$ .

Величина  $Y$  зависит в основном от параметров зуборезного инструмента и от коэффициента смещения  $x$ .

Для уменьшения напряжений целесообразно нарезать гибкое колесо инструментом с уменьшенной высотой головки зуба.

При уменьшении  $h_{a0}^*$  уменьшается возможная глубина захода  $h_d$  (при  $h_{a0}^* = 0,85 h_d = 1,3m$ ; при  $h_{a0}^* = 0,35 h_d \approx m$ ), что допустимо при достаточно жестком генераторе (например, кулачковом). Значение  $Y$  можно повысить также за счет уменьшения  $m$  при  $K_z = 1$ . Напряжения  $\sigma_y$  можно уменьшить и за счет уменьшения  $h_1$ .

Напряжения пропорциональны  $h_1/Y$  и при новых значениях  $h_1$  они уменьшаются примерно в 1,25 раза.

Однако при уменьшении  $h_1$  увеличается напряжение  $\tau_{kp}$ , что соответствует (4.5.17). Поэтому величину  $h_1$  следует выбирать исходя из максимального запаса прочности  $n$  по (4.5.50).

На рис. 4.28 изображен график  $n = f\left(\frac{h_1}{r}\right)$ , рассчитанный для параметров передачи из примера 1 (см. ниже). Такой график строят после определения  $d_F$  по (4.5.30). При этом используют (4.5.45), (4.5.46), (4.5.47), (4.5.50). По графику выбирают  $h_1/r$  и определяют  $h_1$ . Отметим, что на графике  $n_{\max}$  соответствует  $n_\sigma = n_\tau$ . Используя это условие и формулы (4.5.46), (4.5.47), (4.5.50), можно получить зависимость для  $h_1/r$ , соответствующую  $n_{\max}$ :

$$\frac{h_1}{r} = \sqrt{\frac{Y \Phi_d i \sigma_{cm}}{10 K_H C_\sigma K_{kp} E}}. \quad (4.5.51)$$

В этой формуле два неизвестных  $h_1/r$  и  $Y$ . Решение возможно методом последовательных приближений или с помощью графика по типу рис. 4.28. Формула (4.5.51) позволяет судить о том, что определяет оптимальное значение толщины гибкого колеса. В основном на эту величину влияют: передаточное отношение  $i$ ; нагруженность передачи, определяемая величиной  $\sigma_{cm}$  и  $\Phi_d$ ; тип зуборезного инструмента и размеры зуба, от которых зависит величина  $Y$ .

Аналогично можно получить зависимость для толщины  $h_3$  гибкого колеса в сечении II-II (см. рис. 2.23) за зубчатым венцом. При  $Y = 1$ ,  $K_\sigma = 1$ ,  $K_t = 1$ ,  $K_{cr} = 1$  находим

$$\frac{h_3}{r} \approx \sqrt{\frac{0,125\psi_d i \sigma_{cm}}{K_H C_\sigma E}}. \quad (4.5.52)$$

Выносливость гибкого колеса в значительной степени зависит от формы и степени шероховатости впадины зубьев. Шероховатость поверхности не должна быть ниже 5-го класса и необходим зуборезный инструмент, обеспечивающий скругленную впадину. Эффективны накатка (наклеп) и шлифование впадины.

## КПД передачи

Исследованиями установлено, что основными составляющими потерь волновой передачи являются потери в зубчатом зацеплении и генераторе. Несмотря на значительную нагрузку зацепления, обусловленную большими передаточными отношениями, реализуемыми в одной ступени волновой передачи, потери здесь сравнительно небольшие, так как не велики скорости скольжения.

Большая доля потерь приходится на генератор как элемент конструкции, врачающийся с высокой скоростью входного звена и воспринимающий большие нагрузки выходного звена.

Так же, как и в простых передачах, КПД растет с увеличением нагрузки и уменьшается с увеличением передаточного отношения. Положение максимума зависит также от жесткости звеньев в передаче. При увеличении жесткости максимум сдвигается в сторону больших нагрузок. Объясняется это тем, что деформации искажают принятую форму звеньев передачи, а следовательно, и качество зацепления.

Приближенная оценка максимального значения КПД силовых передач с кулачковым генератором приведена в формуле

$$\eta = \frac{1}{\left(1 + 0,84/i \frac{1}{\cos^2 \alpha_{cp}}\right) \left(1 + f_2 \frac{2R_k}{d} i \operatorname{tg} \alpha_{cp}\right)}, \quad (4.5.53)$$

где  $R_k$  — радиус дорожки качения внутреннего кольца гибкого подшипника генератора;  $d$  — диаметр делительной окружности врачающегося зубчатого колеса;  $f_1 = 0,025 \div 0,04$  — условный коэффициент трения в зацеплении;  $f_2 = 0,0045 \div 0,006$  — условный коэффициент трения в гибком подшипнике.

Практически величина КПД при  $i = 80 \div 250$  находится в диапазоне 0,9—0,8. Предварительная оценка КПД в зависимости от передаточного отношения может быть проведена по графику рис. 4.29, который построен на основе эксперимента.

## Примеры расчета

Рассчитать основные параметры волнового мотор-редуктора общего назначения.

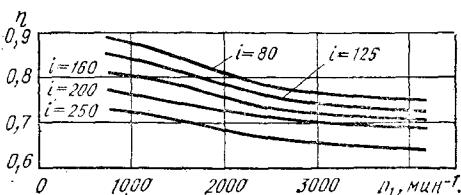


Рис. 4.29. КПД волновой передачи

Дано:  $i_{HF}^C = 100$ ,  $n_H = 1460$  об/мин,  $M_2 = 800$  Н·м, срок службы не ограничен.

Решение.

1. Принимаем двухволновую схему с  $K_z = 1$ . По формуле (2.2) находим  $z_F = 200$ ,  $z_C = 202$ . По (4.5.30), приняв  $[\sigma_{CM}] = 10$  МПа и  $\psi_d = 0,2$ , находят

$$d_F = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 800000}{10 \cdot 0,2}} = 159 \text{ мм.}$$

По табл. 2.1 принимаем гибкий подшипник с  $D_{II} = 160$  мм.  
При этом внутренний диаметр гибкого колеса

$$D = D_{II} = 160 \text{ мм.}$$

Учитывая, что  $d_F$  близок к  $D$ , по формуле (4.5.31) находим

$$m = \frac{160}{200} = 0,8 \text{ мм (согласуется с табл. 4.5.3).}$$

По рекомендации (4.5.26) принимаем  $\frac{\omega_0}{m} = 1,1$  или  $\omega_0 = 1,1 \cdot 0,8 = 0,88 \text{ мм}$ ; по данным, приведенным на стр. 168,  $\beta = 25^\circ$ .

С целью выбора варианта зацепления рассчитываем зацепления по (4.5.27)–(4.5.29).

Для первого варианта принимаем  $x_F = 3,5$ ;  $h_F = 2m = 1,6 \text{ мм}$ ;  $h_d = 1,6m$ .

Для второго варианта:  $x_F = 0$ ;  $h_F = 1,35m$ ;  $h_d = m$ .

2. Рассчитываем первый вариант зацепления. Уточняем  $z_F$  и  $z_C$  по условию нарезания при стандартном наборе шестерен зуборезного станка [18]. Возможны ближайшие сочетания:  $z_F = 200$ ;  $z_C = 202$  и  $z_F = 205$ ;  $z_C = 207$ .

Предварительно принимаем первое сочетание. Определяем толщину гибкого колеса  $h_1$  по условиям прочности. Для этого вначале приближенно по рекомендации п. 2.3 принимаем  $h_1 = 0,01 \cdot d_F = 0,01 \cdot 160 = 1,6 \text{ мм}$ .

При этом диаметр впадин  $d_{fF} = D + 2h_1 = 160 + 2 \cdot 1,6 = 163,2 \text{ мм}$ .

По формуле (4.5.33) уточняем  $x_F$ :

$$x_F = \frac{d_{fF}}{2m} - \frac{z_F}{2} + h_a^* + c^* = \frac{163,2}{2 \cdot 0,8} - \frac{200}{2} + 1 + 0,35 = 3,35$$

(в рекомендуемых пределах).

Следовательно,  $z_F$  выбрано правильно.

По формуле (4.5.13) при  $d_y = d_F$

$$\cos \alpha_y = \frac{m z_F \cos \alpha}{d_{fF}} = \frac{0,8 \cdot 200 \cdot \cos 20^\circ}{163,2} = 0,921274$$

или  $\alpha_y = 22^\circ 54'$ .

По таблицам находим  $\operatorname{inv} \alpha_y = 0,02277$ ,  $\operatorname{inv} \alpha = 0,014904$  и далее для первого варианта

$$s_{fF} = 163,2 \left( \frac{\pi}{2 \cdot 200} + \frac{2 \cdot 3,35 \cdot 0,3640}{200} + 0,01490 - 0,02277 \right) = 2 \text{ мм.}$$

По формуле (4.5.45) при  $K_s = \frac{2}{\pi 0,8} \approx 0,8$  и  $h_2 = 1,6 + 0,8 = 2,4 \text{ мм}$

$$Y = 1 - 0,8 \left\{ 1 - \frac{1}{1 + \frac{(2,4 - 1,6) \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 0,8 \pi \cdot 0,8} \left[ \frac{1,6}{2,4} + \left( \frac{1,6}{2,4} \right)^2 + \left( \frac{1,6}{2,4} \right)^3 - 3 \right]} \right\} = 0,437.$$

По формуле (4.5.46), принимая  $K_H = 1,1$ , и по табл. 4.49  $C_\sigma = 1,45$

$$\text{при } r = \frac{160 + 1,6}{2} = 80,8 \text{ мм}$$

$$\sigma_y = 1,1 \cdot 1,45 \frac{0,88 \cdot 1,6 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{80,8^2 \cdot 0,437} = 165 \text{ МПа.}$$

По формуле (4.5.47) при  $K_{kp} = 0,2$ ,  $h_{kp} = h_1 + 0,5m = 1,6 + 0,5 \cdot 0,8 = 2 \text{ мм}$

$$\tau_{kp} = \frac{800000}{0,2 \cdot 2\pi \cdot 80,8^2 \cdot 2} = 49,6 \text{ МПа.}$$

По формуле (4.5.50) при  $K_\sigma = 2$ ,  $K_\tau = 1,5$   $\sigma_d = \sigma_y = 165 \text{ МПа}; \tau_d = \tau_m = 0,5 \cdot 49,6 = 24,8 \text{ МПа.}$

Для гибкого колеса назначаем сталь 30ХГСА,  $HB 300-320$ .

По табл. 4.49  $\sigma_B = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_B \approx 45,5 \text{ МПа}; \tau_{-1} \approx 0,25\sigma_B \approx 275 \text{ МПа:}$

$$n_\sigma = \frac{455}{2 \cdot 165} = 1,375;$$

$$n_\tau = \frac{275}{1,5 \cdot 24,8 + 0,1 \cdot 24,8} = 6,9;$$

$$n = \frac{1,375 \cdot 6,9}{\sqrt{1,375^2 + 6,9^2}} = 1,34.$$

Для построения графика  $n = f\left(\frac{h_1}{r}\right)$  аналогично рассчитываем значения  $n$  при  $\frac{h_1}{r} = \frac{2h_1}{d_F} = 0,01$  и  $0,03$ . При этом значения коэффициента  $K_s$  можно сохранять постоянными ( $\sim 0,8$ ), так как ширина зуба при постоянном  $x_F$  практически не изменяется при изменении  $h_1$ .

В результате  $n = 1,5$  при  $\frac{h_1}{r} = 0,01$  и  $n \approx 1,2$  при  $\frac{h_1}{r} = 0,03$ . График изображен на рис. 4.28. По (4.5.50)  $n \geq 1,5$ , поэтому при геометрии зацепления по варианту 1 прочность гибкого колеса близка к предельно допустимой даже при  $h_1 \approx 0,8 \text{ мм}$ .

3. Рассчитываем вариант 2 зацепления. При  $h_1 = 1,6 \text{ мм}$  и  $d_{fF} = 163,2 \text{ мм}$  из формулы (4.5.33), оставляя  $x_F = 0$ , уточняем  $z_F$  (в этом варианте для ножки зуба  $h_a^* = 0$ )

$$z_F = \frac{d_{fF}}{m} + 2c^* = \frac{163,2}{0,8} + 2 \cdot 0,35 = 204,7.$$

По условиям нарезания (см. вариант 1) принимаем  $z_F = 205$ . Передаточное отношение  $i_{HF}^C = \frac{205}{2} = 102,5$  — отклонение в пределах допускаемых  $\pm 4 \%$ .

Уточняем

$$x_F = \frac{d_{fF}}{2m} - \frac{z_F}{m} + c^* = \frac{163,5}{2 \cdot 0,8} - \frac{205}{2} + 0,35 = -0,15,$$

Значение  $x_F$  находится в рекомендуемых пределах — см. формулу (4.5.29).

Далее, аналогично с вариантом I, находим  $K_s \approx 0,58$  и  $Y \approx 0,58$ ;

$$n \approx 1,8 \text{ при } \frac{h_1}{r} = 0,02;$$

$$n \approx 2,08 \text{ при } \frac{h_1}{r} = 0,015;$$

$$a \approx 2,44 \text{ при } \frac{h_1}{r} = 0,01.$$

Из графика (см. рис. 4.28) находим  $n_{\max} \approx 2,5$  при  $\frac{h_1}{r} = 0,009$ .

Отметим, что при втором варианте геометрии зацепления прочность гибкого колеса больше примерно в 1,5 раза по сравнению с первым вариантом. Принимаем второй вариант зацепления.

Если по условию  $n \approx n_{\max}$  принять  $\frac{h_1}{r} = 0,01$  или  $h_1 \approx 0,8$  мм,  $d_{fF} = 160 + 2 \cdot 0,8 = 161,6$  мм, то будет  $x_F = \frac{161,6}{2 \cdot 0,8} - \frac{205}{2} + 0,35 = -1,15$  — больше рекомендуемого — см. формулу (4.5.29).

При  $\frac{h_1}{r} \approx 0,015$  или  $h_1 \approx 1,2$  мм  $d_{fF} = 160 + 2 \cdot 1,2 = 162,4$  мм,  $x_F = \frac{162,4}{2 \cdot 0,8} - \frac{205}{2} + 0,35 = -0,65$  — в рекомендуемых пределах.

При этом  $2 = n > 1,5$ . Считаем такие размеры приемлемыми по условиям прочности и технологии.

Окончательно принимаем:  $z_F = 205$ ,  $x_F = -0,65$ , нарезание гибкого колеса долбяком с  $\alpha = 20^\circ$ , высотой головки зуба  $h_{0a}^* = 0,35$  и радиусом скругления вершин  $r_0^* = 0,2$ .

По табл. 4.47 назначаем долбяк  $m = 0,8$  мм,  $z_0 = 80$ ,  $d_{a0} = 66,66 - 2m = 65,06$  мм (новый стандартный долбяк со срезанными вершинами).

По формуле (4.5.40)

$$x_0 = \frac{65,06}{2 \cdot 0,8} - \frac{80 + 2 \cdot 0,35}{2} = 0,3125.$$

По формуле (4.5.39)

$$\operatorname{inv} \alpha_{w_0} = 2 \frac{-0,65 + 0,3125}{205 + 80} \operatorname{tg} 20^\circ + 0,014904 = 0,014042,$$

при этом  $\alpha_{w_0} = 19^\circ 37'$ .

По формуле (4.5.38)

$$a_{w_0} = \frac{0,8 (205 + 80) \cos 20^\circ}{2 \cdot \cos 19^\circ 37'} = 113,726 \text{ мм.}$$

По формуле (4.5.34)

$$d_{fF} = 2 (113,726 - 0,5 \cdot 65,06) = 162,39 \text{ мм.}$$

По формуле (4.5.36)

$$d_{fF} = 162,39 + 2 \cdot 1,35 \cdot 0,8 = 164,55 \text{ мм.}$$

Диаметры жесткого колеса при  $z_G = 207$ .

По формуле (4.5.12)

$$x_C = -0,65 - \frac{0,8 - 0,88}{0,8} = -0,55.$$

По формуле (4.5.39)

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega_0} = 2 \frac{-0,55 - 0,3125}{207 - 80} \operatorname{tg} 20^\circ + 0,014904 = 0,00996;$$

при этом  $\alpha_{\omega_0} = 17^\circ 33' 14''$ ;

$$a_{\omega_0} = \frac{0,8 (207 - 80) \cos 20^\circ}{2 \cdot \cos 17^\circ 33' 14''} = 50,068 \text{ мм.}$$

По формуле (4.5.35)

$$d_{fc} = 2 (50,068 + 0,5 \cdot 66,66) = 166,796 \text{ мм.}$$

По формуле (4.5.37) при  $h_d = m = 0,8$

$$d_{ac} = 164,55 + 2 \cdot 0,88 - 2 \cdot 0,8 = 164,71 \text{ мм.}$$

4. Проверяем отсутствие интерференции на переходных кривых. Для этого определяем диаметры окружностей граничных точек.

Для гибкого колеса по формулам (45, 41) — (4.5.43)

$$\cos \alpha_{a0} = \frac{0,8 \cdot 80 \cdot \cos 20^\circ}{65,06} = 0,92439 \text{ мм.}$$

$$\alpha_{a0} = 22^\circ 55' 20''; \quad \operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} 19^\circ 37' - \frac{80}{205} (\operatorname{tg} 22^\circ 25' 20'' - \operatorname{tg} 19^\circ 37') = 0,33448;$$

$$\alpha_l = 18^\circ 20' 40'';$$

$$d_{lF} = \frac{0,8 \cdot 205 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 18^\circ 20' 40''} = 162,503 \text{ мм.}$$

Для жесткого колеса по (4.5.43)

$$\cos \alpha_{a0} = \frac{0,8 \cdot 80 \cos 20^\circ}{66,66} = 0,902195 \text{ или}$$

$$\alpha_{a0} = 25^\circ 33' 7'';$$

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} 17^\circ 33' 14'' + \frac{80}{207} (\operatorname{tg} 25^\circ 33' 7'' - \operatorname{tg} 17^\circ 33' 14'') = 0,37885;$$

$$\alpha_l = 20^\circ 45'.$$

По (4.5.41)

$$d_{ic} = \frac{0,8 \cdot 207 \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ 45'} = 166,408 \text{ мм.}$$

По (4.5.36):  $164,55 \leqslant 166,408 - 2 \cdot 0,88 = 164,628$  — интерференции нет.

По неравенству (4.5.37):  $164,71 > 162,503 + 2 \cdot 0,88 = 164,283$  — интерференции нет.

5. Определяем остальные размеры гибкого колеса.

Ширина зубчатого венца:

$$\text{гибкого колеса } b_F = d_F \psi_d = 160 \cdot 0,2 = 32 \text{ мм};$$

$$\text{жесткого колеса } b_G = b_F + 5 = 37 \text{ мм.}$$

По формуле (4.5.52)

$$\frac{h_3}{r} = \sqrt{\frac{0,125 \cdot 0,2 \cdot 102,5 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,45 \cdot 2,1 \cdot 10^6}} = 0,00875$$

или  $h_3 \approx 0,00875 \cdot 80,6 \approx 0,7$  мм.

Определяем запас прочности в сечении II-II (см. рис. 2.25).

По формуле (4.5.46) при  $Y = 1$

$$\sigma_y = 1,1 \cdot 1,45 \frac{0,88 \cdot 0,7 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{80,35^2} = 32 \text{ МПа.}$$

По формуле (4.5.47) при  $K_{kp} = 1$

$$\tau_{kp} = \frac{800\,000}{2\pi \cdot 80,35^2 \cdot 0,7} = 28 \text{ МПа.}$$

По формуле (4.5.50) при  $K_\sigma = K_\tau = 1; \sigma_a = \sigma_y; \tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{kp} = 14 \text{ МПа};$

$$n_\sigma = \frac{455}{32} = 14,2; \quad n_\tau = \frac{275}{14 + 1,4} = 17,86;$$

$$n = \frac{14,2 + 17,86}{\sqrt{14,2^2 + 17,86^2}} = 11.$$

Учитывая большой запас прочности, по технологическим соображениям принимаем  $h_3 = 0,8$  мм. Проверяем  $h_1 - h_3 = 1,2 - 0,8 = 0,4$  — выход долбяка обеспечен. Определяем толщину  $h_4$  в сечении III-III (для варианта цилиндра с дном) при  $d_1 = 0,5D = 0,5 \cdot 160 = 80$  мм (см. параграф 2.3).

По формуле (4.5.50) при  $K_\tau = 1,5$  (галтельный переход) и  $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{kp}$  находим  $\tau_{kp} = \frac{\tau_{-1}}{0,8n_\tau}$ . Принимая  $n_\tau = 3$  и  $\tau_{-1} = 275$  МПа, получим  $[\tau]_{kp} = \frac{275}{0,8 \cdot 3} = 114,6$  МПа.

Из формулы (4.5.47) при  $K_{kp} = 1$

$$h_4 = \frac{M_2}{4\pi r^2 [\tau]_{kp}} = \frac{800\,000}{2\pi \cdot 40^2 \cdot 114,6} = 0,7 \text{ мм.}$$

По технологическим соображениям принимаем  $h_3 = h_4 = 0,8$  мм.

Определяем число и диаметр отверстий  $d_2$ .

Назначаем:  $d_2 = 15$  мм, радиус окружности центров отверстий  $R = 67,5$  мм. Необходимая сумма длин перемычек между отверстиями при том же  $[\tau]_{kp} = 114,6$  МПа:

$$l_2 = \frac{M_2}{R h_1 [\tau]_{kp}} = \frac{800\,000}{67,5 \cdot 0,8 \cdot 114,6} = 130 \text{ мм.}$$

Число отверстий

$$z_{\text{отв}} = \frac{2\pi R - l_2}{d_2} = \frac{2\pi \cdot 67,5 - 130}{15} \approx 20.$$

Ширина перемычек между отверстиями приблизительно равна 6,5 мм. Сравнительно малая ширина перемычек будет повышать концентрацию напряжений. Поэтому принимаем  $z_{\text{отв}} = 16$  (ширина перемычек равна 11,5 мм).

Рис. 4.30. Жесткое колесо

Другие размеры назначают в соответствии с рабочим чертежом гибкого колеса (рис. 4.30). Контрольные комплексы точности зубонарезания принимают по обычным нормам.

#### 4.6. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы редукторов можно подразделить на входные, выходные и промежуточные. Входные и выходные валы имеют консольные участки, предназначенные для насаживания полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес и др. Входной и промежуточный валы при малых диаметрах помещенных на них шестерен обычно выполняют за одно целое с шестернями. Валы передают крутящий момент и воспринимают поперечные усилия, возникающие в зацеплениях зубчатых колес и на консольных концах.

В планетарных редукторах и мотор-редукторах применяют также валы компенсирующих муфт, которые передают только крутящий момент, а для установки сателлитов используют оси, нагруженные лишь поперечными усилиями.

#### Особенности расчета валов редукторов общемашиностроительного применения

При расчетах валов редукторов общемашиностроительного применения учитывают: неопределенность условия работы — допустимые нагрузки могут быть постоянными и переменными как по величине, так и по направлению; работа непрерывная, длительная или с периодическими остановками, вращение валов в любую сторону с произвольной частотой;

неопределенность величины и направления консольной нагрузки, которые зависят от способа соединения редуктора с двигателем или приводимой машиной; наличие конструктивных особенностей вала одного и того же редуктора при различных вариантах сборок, различных формах концов, при разных передаточных числах.

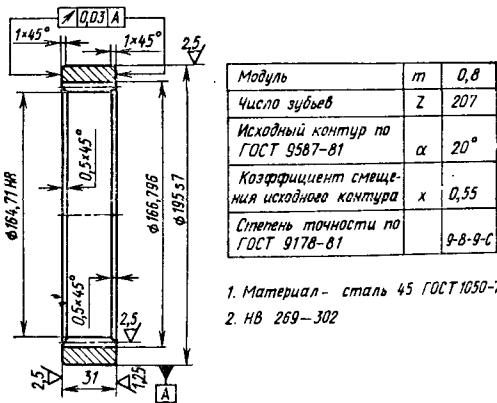
Для сравнения различных редукторов по показателям технического уровня, надежности и долговечности расчет валов обычно выполняется при постоянных нагрузках и частотах вращения. За расчетную принимают нагрузку из условия длительной выносивости зубчатых передач при частоте вращения входного вала редуктора 1500 об/мин.

#### Виды выполняемых расчетов

Расчет на статическую прочность — с целью проверки возможности восприятия максимальных нагрузок, время действия которых таково, что не может привести к усталостному разрушению.

Расчет на усталостную прочность — с целью проверки возможности восприятия длительно действующих нагрузок, при этом следует учитывать положение ГОСТ 16162—78 о том, что редуктор должен выдерживать двукратную перегрузку в течение срока, соответствующего  $3 \cdot 10^6$  оборотам быстроходного вала.

Расчет на жесткость — с целью определения прогибов вала и углов поворота во всех опасных сечениях.



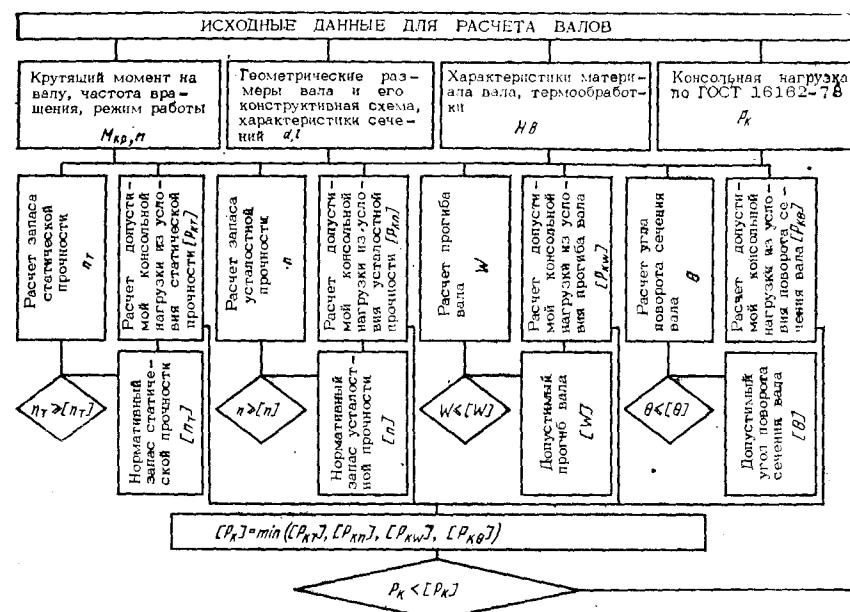


Рис. 4.31. Схема выполнения всех видов расчетов валов

Расчет допустимых консольных нагрузок из условий прочности и жесткости вала и сравнение с регламентированными значениями консольных нагрузок ГОСТ 16162—78.

Схема выполнения всех видов расчетов приведена на рис. 4.31.

### Расчетные нагрузки

На валы редукторов и мотор-редукторов действуют внешние крутящие моменты, консольные нагрузки и усилия в зацеплениях. Крутящий момент на валу определяется активным крутящим моментом двигателя или реактивным крутящим моментом приводимой машины. Для редукторов обычно задается крутящий момент на тихоходном валу  $M_t$ , для мотор-редукторов известна мощность электродвигателя  $N_{дв}$ , по которой определяют крутящий момент на быстроходном валу  $M_b$ :

$$M_b = 9550 \frac{N_{дв}}{n_b}, \quad (4.6.1)$$

где  $N_{дв} = N_b$  — мощность электродвигателя или мощность на быстроходном валу редуктора, кВт;  $M_b$  — момент на быстроходном валу, Н·м;  $n_b$  — частота вращения быстроходного вала, об/мин.

Консольная нагрузка на вал определяется способом соединения редуктора с двигателем и приводимой машиной и может задаваться радиальной или осевой силой, изгибающим моментом или их сочетанием. Осевая сила, приложенная соосно валу, на прочность практически не влияет, а приложенная эксцентрично — создает изгибающий момент, равный  $A_r r_k$ , где  $r_k$  — эксцентриситет приложения силы.

Для редукторов общего назначения радиальные консольные нагрузки, регламентированные ГОСТ 16162—78, приведены в табл. 4.50—4.52.

Усилия в зацеплении зависят от вида зацепления и направления вращения. Формулы для их определения приведены в табл. 4.53.

## 4.50. Значения консольных нагрузок (ГОСТ 16162—78)

Параметр	Обозна- чение	Расчетная формула, указания к расчету
1. Радиальная консоль- ная нагрузка на тихо- ходном валу, Н	$P_T$	Планетарные редукторы с передаточным числом $i \leq 12,5$ и другие одноступенчатые зубчатые редукторы: $P_T = 125 \sqrt{M_T}$ Остальные типы редукторов $P_T = 250 \sqrt{M_T}$
2. Радиальная консоль- ная нагрузка на быстро- ходном валу, Н	$P_B$	Одноступенчатые и многоступенчатые зубча- тые редукторы при $M_B \leq 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ $P_B = 50 \sqrt{M_B}$ . Многоступенчатые зубчатые редукторы с $25 \text{ Н}\cdot\text{м} < M_B \leq 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , червячные редукторы $P_B = 80 \sqrt{M_B}$ . Многоступенчатые зубчатые редукторы с $M_B > 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , планетарные редукторы всех типов $P_B = 125 \sqrt{M_B}$

## 4.51. Значения консольных нагрузок при передаче вращения муфтой

Тип муфты	Величина консольной нагрузки
Кулаково-дисковая муфта	$P_K = (0,3 \div 0,7) \frac{M_K}{D_M},$ где $D_M$ — наружный диаметр муфты, мм
Муфта с призматическим сухарем	$P_K = (0,2 \div 0,5) \frac{M_K}{B},$ где $B$ — длина площади контакта сухаря с полумуф- тами, мм
Втулочно-пальцевая муфта	$P_K = (0,4 \div 0,7) \frac{M_K}{D_H},$ где $D_H$ — диаметр расположения центров пальцев, мм

Продолжение табл. 4.51

Тип муфты	Величина консольной нагрузки
Зубчатая муфта	$P_K = \frac{0,3M_K}{l}$ , где $l$ — расстояние от зубчатого сочленения до торца муфты, мм
Кулачковая муфта	$P_K = \frac{2M_K}{D_K}$ , где $D_K$ — диаметр муфты, мм
Цепная муфта	$P_K = 0,67 \frac{M_K}{D_{3B}}$ , где $D_{3B}$ — диаметр звездочки, мм

Приложение. В формулах  $P_K$  — радиальная сила, Н;  $M_K$  — крутящий момент на валу, Н·мм.

#### 4.52. Значения консольных нагрузок при передаче вращения гибкой связью

Тип передачи	Величина консольной нагрузки $P_K$ , Н
Ременная	$\sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1S_2 \cos \alpha_p} \approx 2S_0 \cos \alpha_p$ , где $S_1$ — натяжение ведущей ветви; $S_2$ — натяжение ведомой ветви; $S_0$ — начальное натяжение ремня; $\alpha_p$ — угол между ветвями ремня
Плоскоременная	$(5 \div 6) \frac{M_K}{D_{ш}}$
Клиновременная	$(3,2 - 8,5) \frac{M_K}{D_{ш}}$ , где $D_{ш}$ — диаметр шкива, мм. Меньшие значения принимают при окружной скорости $v = 1 - 5$ м/с, большие — при $v = 25 - 30$ м/с
Цепная	$(2,3 \div 2,4) \frac{M_K}{D_{3B}}$ , где $D_{3B}$ — диаметр звездочки, мм. Меньшие значения принимают при вертикальных передачах, большие — при горизонтальных

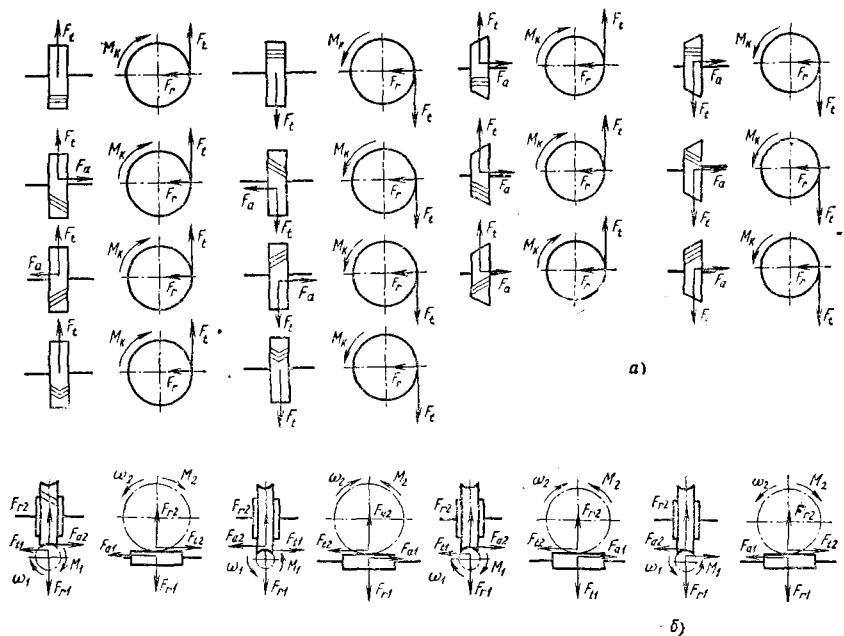


Рис. 4.32. Усилия в зацеплениях:

а — зубчатых; б — червячных

4.53. Формулы для расчета усилий в зацеплении (рис. 4.32)

Тип зубчатого колеса	Радиальное усилие $F_r, \text{Н}$	Осевое усилие $F_a, \text{Н}$
Цилиндрическое прямозубое	$F_t \operatorname{tg} \alpha$	0
Цилиндрическое косозубое правое	$F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos}$	$\pm F \operatorname{tg} \beta$
Цилиндрическое косозубое левое	$F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$	$\mp F \operatorname{tg} \beta$
Цилиндрическое шевронное	$F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$	0
Коническое прямозубое	$F_t \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta$	$F_t \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta$
Коническое с линией зуба правого направления	$\frac{F_t}{\cos \beta_{nm}} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \mp \sin \beta_{nm} \sin \delta)$	$\frac{F_t}{\cos \beta_{nm}} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \pm \sin \beta_{nm} \cos \delta)$

Продолжение табл. 4.53

Тип зубчатого колеса	Радиальное усилие $F_r$ , Н	Осевое усилие $F_a$ , Н
Коническое с линией зуба левого направления	$\frac{F_t}{\cos \beta_{nm}} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \pm \sin \beta_{nm} \sin \delta)$	$\frac{F_t}{\cos \beta_{nm}} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \mp \sin \beta_{nm} \cos \delta)$
Червячное колесо	$F_{r1} = F_{r2} =$	$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \mu)$
Червяк	$= \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_s}{1 - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \mu} \approx F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_s$	$F_{a1} = F_{t2} = F_{t1} \frac{\eta_p}{\operatorname{tg} \gamma}$

### Расчетная схема

При расчете вал представляют в виде балки, шарнирно закрепленной на двух опорах и нагруженной сосредоточенными силами.

Шарниры по длине вала располагают — при установке вала на радиальных подшипниках качения — в середине подшипника (рис. 4.33), а при установке вала на радиально-упорных подшипниках — в точке пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок тел качения, с осью вала, как показано на рис. 4.34. Расстояние между этой точкой и упорным торцом наружного кольца подшипника может быть приближенно определено по следующим формулам:

для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$h = 0,5 \left( B_{\Pi} + \frac{d_{\Pi} + D_{\Pi}}{2} \operatorname{tg} \beta_{\Pi} \right); \quad (4.6.2)$$

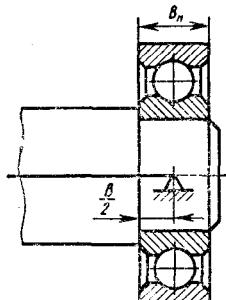


Рис. 4.33. Расположение шарниров при установке вала на радиальных подшипниках

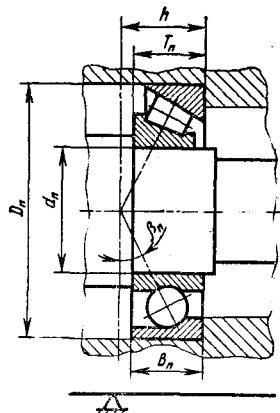


Рис. 4.34. Расположение шарниров при установке вала на радиально-упорных подшипниках

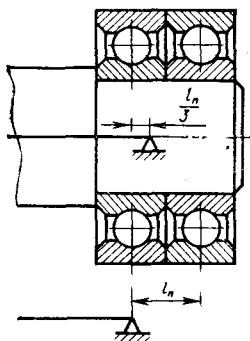


Рис. 4.35. Расположение шарниров при установке вала на сдвоенных подшипниках

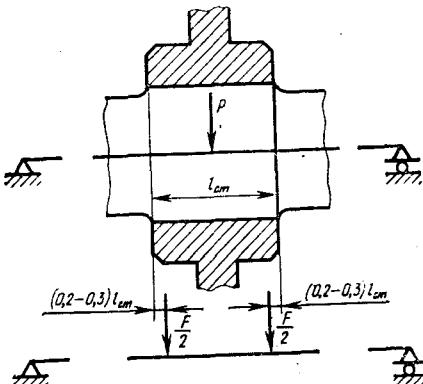


Рис. 4.36. Распределение усилий, передаваемых ступицей на вал

для однорядных конических роликоподшипников

$$h = 0,5 \left( T_u + \frac{d_n + D_n}{3} e \right). \quad (4.6.3)$$

При установке в опоре двух подшипников качения большую часть нагрузки воспринимает внутренний (ближайший к пролету) подшипник, поэтому условный шарнир располагают либо по внутреннему подшипнику, либо при расстоянии между подшипниками свыше половины диаметра вала в точке, находящейся на одной трети расстояния между подшипниками, ближе к внутреннему, как показано на рис. 4.35. В уточненных расчетах вал рассчитывают как многоопорную балку на упругих опорах с учетом осадки подшипников.

Силы, действующие на вал, считаются приложенными в полюсе зацепления, в середине обода шкива, венца зубчатого колеса или звездочки, а если размеры насадных элементов не определены, то в середине шейки посадочной части вала. В уточненных расчетах силы, распределенные по длине зуба, можно заменить на две сосредоточенные силы, приложенные на расстоянии  $(0,2-0,3) l_{ст}$  от кромок ступицы (рис. 4.36). Меньшие значения смещения точек приложения сил соответствуют жестким ступицам ( $\frac{D_{ст}}{d_{в}} > 2$ ) и неподвижным посадкам, большие — по-датливым ступицам ( $\frac{D_{ст}}{d_{в}} < 1,2$ ) и подвижным посадкам.

Усилия в зацеплениях, а также зависящие от них изгибающие моменты в сечениях и деформации вала рассматриваются в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через ось вала. Консольные нагрузки, если известно направление их действия, раскладывают на две составляющие и проектируют на плоскости. При расчете валов редукторов общемашиностроительного применения, когда направление консольных нагрузок неизвестно, принимают за плоскость действия консольной нагрузки плоскость суммарного изгибающего момента в сечении или деформации от действия усилий в зацеплении.

Массы деталей и центробежные силы не учитываются. Все составляющие усилий в зацеплении и консольные нагрузки учитываются в наихудшей комбинации для каждого вала отдельно.

Оевые силы считают приложенными на делительном цилиндре.

## Расчет на усталостную прочность

Цель расчета на усталостную прочность — определить коэффициент запаса прочности  $n_B$  и сравнить его с допустимым значением  $[n_B]$ . При этом для всех опасных сечений должно выполняться условие

$$n_B > [n_B].$$

Опасные сечения определяют путем сопоставления схематического чертежа вала с эпюрами результатирующих изгибающих моментов. В качестве возможных опасных сечений выбирают сечения, проходящие по галтелям, канавкам, отверстиям, местам выхода шпоночных пазов и шлицев, по краю посаженных деталей и др.

Коэффициент запаса прочности по пределу выносливости для пластичных материалов при совместном действии нормальных и касательных напряжений определяется по формуле

$$n_B = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (4.6.4)$$

а для непластичных материалов (чугун, низкоотпущеная высокопрочная сталь и т. д.) из уравнения

$$\left(\frac{n_B}{n_\sigma}\right)^2 (x - 1) + \left(\frac{n_B}{n_\tau}\right) (2 - x) + \left(\frac{n_B}{n_\tau}\right)^2 = 1, \quad (4.6.5)$$

где  $x = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}}$ .

Выбор величины  $[n_B]$  является ответственной задачей, поскольку надо обеспечить требуемую надежность при минимальных габаритах и массе валов и осей.

Значения  $[n_B]$  для различных режимов работы приведены в табл. 4.54.

Расчет на усталостную прочность проводится по наибольшим длительно действующим нагрузкам, все прочие длительно действующие нагрузки (повторяемость которых не менее  $10^3$  циклов) приводятся к наибольшей. Считают, что напряжения изгиба меняются по симметричному знакопеременному циклу, а напряжения кручения — по отнулевому циклу.

При реверсивной работе редуктора с частыми пусками и остановками принимают знакопеременный симметричный цикл изменения напряжений кручения. Порядок расчета  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  приведен в табл. 4.55.

### 4.54. Допустимые значения коэффициентов запаса прочности

Параметр	Обозначение	Режим работы				
		Н	ВТ	Т	С	Л
Запас прочности по пределу текучести:	$[n_T]$					
для сталей при $\frac{\sigma_B}{\sigma_T} \geqslant 1,4$		2,5	2,4	2,1	1,9	1,1
для сталей при $\frac{\sigma_B}{\sigma_T} < 1,4$		3	2,9	2,6	2,4	2,2
Запас прочности по пределу выносливости	$[n_B]$	2,5	2,0	1,9	1,7	1,5

4.55. Определение коэффициентов запаса прочности  $n_0$  и  $n_1$ 

Параметр	Обозна- чение	Формула и указания к расчету
1. Предел выносливости по касательным напряжениям, МПа	$\tau_{-1}$	Определяется по марочникам материалов. При отсутствии данных — по формулам: $\tau_{-1} \approx 0,25\sigma_b$ или $\tau_{-1} \approx (0,54 - 0,6)\sigma_{-1}$
2. Момент сопротивления сечения при кручении, мм <sup>3</sup>	$W_k$	Для круглых сплошных сечений определяется по формуле $W_k = \frac{\pi d^3}{16},$ где $d$ — диаметр сечения, мм. Для остальных сечений определяется по табл. 4.56
3. Крутящий момент в сечении, Н·мм	$M_k$	Величина крутящего момента для участков вала, передающих этот момент (между консольным концом и зубчатым колесом — для быстроходных и тихоходных валов, между зубчатыми колесами — для промежуточных валов), равна крутящему моменту на валу, для схем с раздвоенным шевроном между полушевронами — половине крутящего момента на валу. Для участков, не передающих крутящий момент, значение момента принимают равным нулю
4. Коэффициент концентрации касательных напряжений	$K_{\tau L}$	Определяют по таблицам и графикам, приведенным в работах [4, 22]
5. Коэффициент долговечности	$K_{\text{долг}}^{\tau}$	$K_{\text{долг}}^{\tau} = \sqrt[m_y]{\sum_i \frac{n_{\text{ц}} i}{N_0} \left( \frac{M_k i}{M_{k \max}} \right)^{m_y}},$ При постоянной нагрузке $K_{\text{долг}}^{\tau} = \sqrt[m_y]{\frac{60 n_L}{N_0}},$ где $n_{\text{ц}}$ — число циклов нагружения на $i$ -й ступени циклограммы; $M_{ki}$ — крутящий момент на $i$ -й ступени циклограммы нагружения, Н·мм; $M_{k \max}$ — максимальный длительно действующий момент, Н·мм; $m_y$ — показатель степени кривой усталости; $N_0$ — базовое число циклов кривой усталости; $n_L$ — срок службы редуктора, ч. Значения принимают в следующих пределах: $0,6 \leq K_{\text{долг}}^{\tau} \leq 1,0$

Продолжение табл. 4.55

Параметр	Обозна- чение	Формула указания к расчету
6. Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла касательных напряжений	$\psi_t$	Для углеродистых сталей $\psi_t = 0 - 0,05$ ; для легированных сталей $\psi_t = 0,05 - 0,10$
7. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	$n_t$	При отнулевом цикле изменения касательных напряжений определяется по формуле $n_t = \frac{2\tau_{-1} W_k}{M_k (K_{tD} K_{долг}^t + \psi_t)}$ При симметричном знакопеременном цикле изменения касательных напряжений (реверсивная работа с частыми пусками-остановками) определяется по формуле $n_t = \frac{\tau_{-1} W_k}{M_k K_{tD} K_{долг}^t}$ При $M_k = 0$ $n_t$ не определяют
8. Предел выносливости по нормальным напряжениям, МПа	$\sigma_{-1}$	Находят по марочникам материалов. При отсутствии данных — по формулам: $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b$ ; $\sigma_{-1} \approx 105 + 0,43\sigma_t$
9. Момент сопротивления сечения при изгибе, $\text{мм}^3$	$W_u$	Для круглых сплошных сечений определяют по формуле $W_u = \frac{\pi d^3}{32},$ для остальных сечений — по табл. 4.56
10. Коэффициент поверхностного упрочнения	$\beta_y$	По табл. 4.57
11. Изгибающий момент в сечении, Н·мм	$M_u$	При произвольном направлении консольной нагрузки $M_u = \sqrt{M_{ut}^2 + ( M_{ur}  +  M_{ia} )^2 +  M_{ирк} ^2},$ где составляющие изгибающих моментов $M_{ut}$ , $M_{ur}$ , $M_{ia}$ , $M_{ирк}$ определяются по табл. 4.59 в зависимости от расчетной схемы вала
12. Коэффициент концентрации нормальных напряжений	$K_{oD}$	Определяется по таблицам и графикам, приведенным в работах [4, 22]

Продолжение табл. 4.55

Параметр	Обозна- чение	Формула и указания к расчету
13. Коеффициент долговечности	$K_{\text{долг}}^{\sigma}$	$K_{\text{долг}}^{\sigma} = \sqrt[m_y]{\sum_i \frac{n_{\text{п}i}}{N_0} \left( \frac{M_{\text{п}i}}{M_{\text{п} \max}} \right)^{m_y}}$ <p>При постоянной нагрузке</p> $K_{\text{долг}}^{\sigma} = \sqrt[m_y]{\frac{60n t_L}{N_0}}$ <p>принимают</p> $0,6 \leq K_{\text{долг}}^{\sigma} \leq 1$
14. Коеффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	$n_{\sigma}$	<p>При симметричном знакопеременном цикле изменение нормальных напряжений определяется по формуле</p> $n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} W_{\text{п}} \beta_y}{M_{\text{п}} K_{\text{ долг}}}$

## 4.56. Формулы для определения моментов сопротивления сечений

Форма сечения	Эскиз	Момент сопротивления	
		изгибу $W_I$	кручению $W_R$
Круглое		$W_I = \frac{\pi}{32} D^3$	$W_R = \frac{\pi}{16} D^3$
Кольцевое		$W_I = \frac{\pi}{32} D^3 \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right)$	$W_R = \frac{\pi}{16} D^3 \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right)$
Круглое с по- перечным от- верстием		$W_I = \frac{\pi D^3}{32} \left( 1 - 1,7 \frac{d}{D} \right)$	$W_R = \frac{\pi D^3}{16} \left( 1 - 0,85 \frac{d}{D} \right)$

(Продолжение табл. 4.56)

Форма сечения	Эскиз	Момент сопротивления	
		изгибу $W_u$	кручению $W_K$
Со шпоночной канавкой		$W_u = \frac{\pi D^3}{32} - \frac{bh(2D-h)^2}{16D}$	$W_K = \frac{\pi D^3}{16} - \frac{bh(2D-h)^2}{16D}$
С двумя шпоночными канавками		$W_u = \frac{\pi D^3}{32} - \frac{bh(2D-h)^2}{8d}$	$W_K = \frac{\pi D^3}{16} - \frac{bh(2D-h)^2}{8D}$
С шлипами		$W_u = \frac{1}{32D} (\pi d^4 - b^2 \times (D-d)(D+d)^2)$	$W_K = \frac{1}{16D} (\pi d^4 - b^2 \times (D-d)(D+d)^2)$
С лысками		$W_u = 0,0938D^2S$	$W_K = 0,186D^2S$

#### 4.57. Коэффициент поверхностного упрочнения $\beta_y$

Вид термической или термохимической упрочняющей обработки	Гладкие валы	Валы с малой концентрацией напряжения	Валы с большой концентрацией напряжения
Поверхностный наклеп	1,2	1,6	1,9
Закалка ТВЧ	1,5	1,6	2,4
Азотирование	1,2	1,6	1,9
Цементация	1,5	2,0	2,4
Нитроцементация	1,8	—	—

#### Расчет на статическую прочность

Целью расчета на статическую прочность является сопоставление расчетного коэффициента запаса прочности по пределу текучести  $n_T$  с допускаемым  $[n_T]$ , при этом для всех опасных сечений должны выполняться условия

$$n_T > [n_T].$$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести для пластичных материалов определяется по формуле

$$n_T = \frac{n_{T0} n_{Tt}}{\sqrt{n_{T0}^2 + n_{Tt}^2}}, \quad (4.6.6)$$

а для непластичных материалов — из уравнения

$$\left(\frac{n_t}{n_{T\sigma}}\right)^2(x_t - 1) + \left(\frac{n_t}{n_{T_0}}\right)(2 - x_t) + \left(\frac{n_t}{n_{T_1}}\right)^2 = 1, \quad (4.6.7)$$

где  $x_t = \frac{\sigma_t}{\tau_t}$ .

Расчет на статическую прочность проводится по наибольшим кратковременным нагрузкам (включая пусковые и случайные перегрузки), если они превышают номинальные более чем в 2 раза:

$$n_{Tt} = \frac{\tau_t W_k}{M_{k \max}}; \quad (4.6.8)$$

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_t W_n}{M_{n \max}}. \quad (4.6.9)$$

Значения  $[n_t]$  для различных режимов работы — см. табл. 4.54.

### Расчет валов на жесткость

Целью расчета валов редукторов на жесткость является проверка условий

$$\omega \leq [w]; \quad (4.6.10)$$

$$\theta \leq [\theta]. \quad (4.6.11)$$

Значения прогиба вала  $\omega$  и угла поворота сечения  $\theta$  рассчитываются для сечений в месте посадки зубчатых колес, под подшипниками, на консолях.

За расчетный обычно принимается наименьший в пределах пролета диаметр вала  $d$ , исключая посадочные шейки под подшипниками. В уточненных расчетах вычисляют приведенный диаметр вала

$$d_{pp} = \sqrt[4]{\sum_i^l \frac{1}{d_i^4} \cdot \frac{l_i}{l}}, \quad (4.6.12)$$

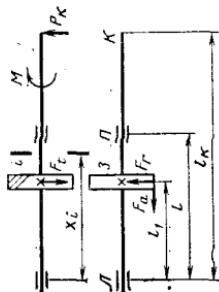
$$\omega = \sqrt{\omega_r^2 + (|\omega_r| + |\omega_a|)^2 + |\omega_{P_K}|}; \quad (4.6.13)$$

$$\theta = \sqrt{\theta_r^2 + (|\theta_r| + |\theta_a|)^2 + |\theta_{P_K}|}. \quad (4.6.14)$$

Значения составляющих определяют в зависимости от схемы вала (табл. 4.58). Момент инерции сечения

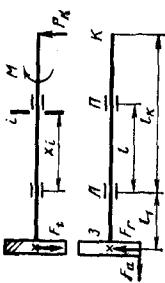
$$I = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (4.6.15)$$

## 4.58. Расчетные схемы валов



Участок	Значение координаты $x$	$M_{Ht}$	$M_{Hr}$	$M_{ia}$	$M_{K}$
$J - 3$	$0 < x < l_1$	$F_r(l - l_1)x_i/l$	$-F_r(l - l_1)x_i/l$	$-F_a dx_i/2l$	$P_K(l_K - l)x_i/l$
$3 - I$	$l_1 < x < l$	$F_t l_1(l - x_i)/l$	$-F_r l_1(l - x_i)/l$	$F_a d(l - x_i)/2l$	$P_K(l_K - l)x_i/l$
$I - K$	$l \leq x \leq l_K$	0	0	0	$P_K(l_K - x_i)$
Точка	Значение координаты $x$	$\theta_t$	$\theta_r$	$\theta_a$	$\theta_{PK}$
$J$	$x = 0$	$-\frac{F_t l_1}{6EI} (l - l_1)(2l - l_1)$	$\frac{F_r l_1}{6EI} (l - l_1)(2l - l_1)$	$-\frac{F_a d}{12EI} (2l^2 - 6l_1 + 3l_1^2)$	$-\frac{P_K l}{6EI} (l_K - l)$
$3$	$x = l_1$	$\frac{F_t l_1}{3EI} (l - l_1)(2l_1 - l)$	$\frac{F_r l_1}{3EI} (l - l_1)(l - 2l_1)$	$-\frac{F_a d}{12EI} (2l^2 - 6l_1 + 6l_1^2)$	$\frac{P_K}{6EI} (l_K - l)(3l_1^2 - l^2)$
$I$	$x = l$	$+\frac{F_t l_1}{6EI} (l^2 - l_1^2)$	$-\frac{F_r l_1}{6EI} (l^2 - l_1^2)$	$-\frac{F_a d}{12EI} (l^2 - 3l_1^2)$	$\frac{P_K l}{3EI} (l_K - l)$
$K$	$x = l_K$	$+\frac{F_t l_1}{6EI} (l^2 - l_1^2)$	$-\frac{F_r l_1}{6EI} (l^2 - l_1^2)$	$\frac{F_a d}{12EI} (l^2 - 3l_1^2)$	$\frac{P_K}{6EI} (l_K - l)(3l_1 - l)$

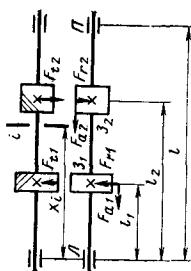
Точка	Значение координаты $x$	$w_I$	$w_T$	$w_2$	$w_{PK}$
$J$	$x = 0$	0	0	0	0
$J$	$x = l_1$	$-\frac{F_t l_1^2}{3EI} (l - l_1)^2$	$\frac{Fr l_1^2}{3EI} (l - l_1)^2$	$\frac{Fr d l_1}{12EI l} (2l^2 - 6l_1 + 4l_1^2)$	$\frac{P_k l_1}{6EI l} (l_K - l) (l_1^2 - l^2)$
$II$	$x = l$	0	0	0	0
$K$	$x = l_K$	$\frac{F_t l_1}{6EI l} (l_K - l) (l^2 - l_1^2)$	$\frac{Fr l_1}{6EI l} (l_K - l) (l^2 - l_1^2)$	$\frac{Fr d}{12EI l} (3l_1^2 l_K - 3l l_1^2 - l^3)$	$\frac{P_k l_K}{3EI l} (l_K - l)^2$



Участок	Значение координаты $x$	$M_{Ht}$	$M_{HT}$	$M_{H2}$	$M_{HK}$
$3 - J$	$-l_1 < x_i < 0$	$-F_t (l_1 -  x_i )$	$F_r (l_1 -  x_i )$	$F_a d/2$	0
$J - II$	$0 < x_i < l$	$-Fr l_1 (l - x_i)/l$	$Fr l_1 (l - x_i)/l$	$F_a d (l - x_i)/2l$	$P_k (l_K - l) x_i/l$
$II - K$	$l < x_i < l_K$	0	0	0	$P_k (l_K - x_i)$

Продолжение табл. 4.58

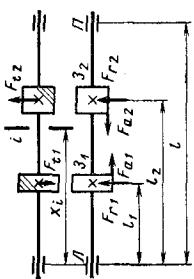
Точка	Значение координаты $x$	$\theta_t$	$\theta_r$	$\theta_a$	$\theta_{P_K}$
3	$x = -l_1$	$\frac{F_t l_1}{6EI} (3l_1 + 2l)$	$-\frac{F_r l_1}{6EI} (3l_1 + 2l)$	$-\frac{F_{ad}}{6EI} (3l_1 + l)$	$-\frac{P_{Kt}}{6EI} (l_K - l)$
J	$x = 0$	$\frac{F_t}{3EI} l_1$	$-\frac{F_r l}{3EI} l_1$	$-\frac{F_{ad}}{6EI} l$	$-\frac{P_{Kt}}{6EI} (l_K - l)$
I	$x = l$	$-\frac{F_t}{6EI} l_1$	$\frac{F_r}{6EI} l_1$	$\frac{F_{ad}}{12EI} l$	$\frac{P_{Kt}}{3EI} (l_K - l)$
r	$x = l_K$	$-\frac{F_t}{6EI} l_1$	$\frac{F_r}{6EI} l_1$	$\frac{F_{ad}}{12EI} l$	$\frac{P_{Kt}}{6EI} (l_K - l) (3l_K - l)$
Точка	Значение координаты $x$	$w_t$	$w_r$	$w_a$	$w_{P_K}$
3	$x = -l_1$	$-\frac{F_t l_1^2}{3EI} (l + l_1)$	$\frac{F_r l_1^2}{3EI} (l + l_1)$	$\frac{F_{ad} l_1}{12EI} (3l_1 - 2l)$	$\frac{P_{Kt} l_1}{6EI} (l_K - l)$
J	$x = 0$	0	0	0	0
I	$x = l$	0	0	0	0
K	$x = l_K$	$-\frac{F_t l_1}{6EI}$	$\frac{F_r l_1}{6EI}$	$\frac{F_{ad}}{12EI} (l_K - l)$	$\frac{P_{Kt} l_K}{3EI} (l_K - l)^2$

Здесь и далее в таблице  $x = x_i$ 

Уча- сток	Значение коорди- ната $x$	$M_{M_I}$	$M_{M_{II}}$	$M_{M_{III}}$
$J - 3_1$	$0 < x < l_1$	$(F_{t1}(l - l_1) + F_{t2}(l - l_2))x/l$	$-(F_{r1}(l - l_1) - F_{r2}(l - l_2))x/l$	$(-F_{ad1} + F_{ad2})x/2l$
$3_1 - 3_2$	$l_1 < x < l_2$	$(F_{t1}l_1(l - x) + F_{t2}(l - l_2)x)/l$	$-(F_{r1}(l - x)l_1 - F_{r2}(l - l_2)x)/l$	$[F_{ad1}(l - x) + F_{ad2}x]/2l$
$3_2 - II$	$l_2 < x < l$	$(F_{ad1} + F_{ad2})(l - x)/l$	$-(F_{rl}l_1 - F_{rl}l_2)(l - x)/l$	$(F_{ad1} - F_{ad2})(l - x)/2l$
Точка	Значение коорди- ната $x$	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$
$J$	$x = 0$	$-(F_{t1}l_1(l - l_1)(2l - l_1) + F_{t2}l_2(l - l_2)(2l - l_2))/6EI/l$	$(F_{r1}l_1(l - l_1)(2l - l_1) - F_{r2}l_2(l - l_2)(2l - l_2))/6EI/l$	$-(F_{ad1}(2l^2 - 6l_1 + 3l_1^2) - F_{ad2}(2l^2 - 6l_2 + 3l_2^2))/12EI/l$
$3_1$	$x = l_1$	$-(F_{t1}l_1(l - l_1)(l - 2l_1)2 + F_{t2}l_2(l - l_2)(2l_1 - l_2^2 - 3l_1^2))/6EI/l$	$(F_{r1}l_1(l - l_1)(l - 2l_1)2 - F_{r2}(l - l_2) \times (2l_1 - l_2^2 - 3l_1^2))/6EI/l$	$-(F_{ad1}(2l^2 - 6l_1 + 6l_1^2) - F_{ad2}(2l^2 - 6l_2 + 3l_2^2))/12EI/l$
$3_2$	$x = l_2$	$-(F_{t1}l_1(2l^2 + l_1^2 + 3l_2^2 - 6l_2) + F_{t2}l_2(l - l_2)(l - 2l_2)2)/6EI/l$	$(F_{r1}l_1(2l^2 + l_1^2 + 3l_2^2 - 6l_2) - F_{r2}l_2(l - l_2)(l - 2l_2))/6EI/l$	$-(F_{ad1}(2l^2 + 3l_1^2 + 3l_2^2 - 6l_2) - F_{ad2}(2l^2 - 6l_1 + 6l_2^2))/12EI/l$
$II$	$\infty$	$\mp \frac{F_{rl}l_1(l^2 - l_1^2)}{F_{rl}l_2(l_1^2 - l_2^2)} + \frac{F_{rl}l_1(l^2 - l_1^2)}{F_{rl}l_2(l_1^2 - l_2^2)}\{E/l\}$	$\mp \frac{F_{rl}l_1(l^2 - l_1^2)}{F_{rl}l_2(l_1^2 - l_2^2)} + \frac{(F_{ad1}(3l_1^2 - l_1^2) - F_{ad2}(3l_2^2 - l_2^2))}{F_{ad2}(l_1^2 - l_2^2)}\{E/l\}$	$- \frac{(F_{ad1}(3l_1^2 - l_1^2) - F_{ad2}(3l_2^2 - l_2^2))}{F_{ad2}(l_1^2 - l_2^2)}\{E/l\}$

Продолжение табл. 4.58

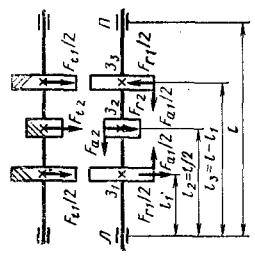
Точка	Значение координаты $x$	$w_t$	$w_r$	$w_a$
$J$	$x = 0$	0	0	0
$3_1$	$x = l_1$ $\times (2l_1 - l_2^2 - l_1^2)/6EI$	$(F_{t1}l_1^2(l-l_1)^2 + F_{t2}l_1(l-l_2) \times (2l_1 - l_2^2 - l_1^2)/6EI)$	$(F_{r1}l_1^2(2l^2 - 6l_1 + 4l_1^2) - F_{r2}l_1(l-l_2) \times (2l_1 - l_2^2 - l_1^2)/6EI) \times (2l^2 - 6l_1 + 3l_2^2 + l_1^2)/12EI$	$(F_{a1}d_1l_1(2l^2 - 6l_1 + 4l_1^2) - F_{a2}d_2l_1^2 \times (2l^2 - 6l_1 + 3l_2^2 + l_1^2))/12EI$
$3_2$	$x = l_2$ $\times (F_{t1}l_1(l_1 - l_2)(l_2^2 - 2l_1 + l_1^2) - F_{t2}l_2^2(l - l_2)^2)/6EI$	$(-F_{r1}l_1(l_1 - l_2)(l_2^2 - 2l_1 + l_1^2) - F_{r2}l_2^2(l - l_2)^2)/6EI$	$(-F_{a1}d_1l_2^2 - 3l_2^2 + (2l^2 + 3l_2^2)l_2 - 3l_1^2) - F_{a2}d_2l_2 \times (2l^2 - 6l_1 + 4l_2^2)/12EI$	$(-F_{a1}d_1l_2^2 - 3l_2^2 + (2l^2 + 3l_2^2)l_2 - 3l_1^2) - F_{a2}d_2l_2 \times (2l^2 - 6l_1 + 4l_2^2)/12EI$
$H$	$x = l$	0	0	0



Участок	Значение координаты $x$	$M_{Ht}$	$M_{Hr}$	$M_{Ha}$
$J-3_1$	$0 < x < l_1$	$(F_{r1}(l - l_1) - F_{t2}(l - l_2))x/l$	$-(F_{r1}(l - l_1) + F_{r2}(l - l_2))x/l$	$(+ F_{a1}d_1 - F_{a2}d_2)x/l$
$3_1-3_2$	$l_1 < x < l_2$	$(F_{t1}l_1(l - x) - F_{t2}(l - l_2)x/l$	$-(F_{r1}(l - x)l_1 + F_{r2}(l - l_2)x/l$	$(- F_{a1}d_1(l - x) - F_{a2}d_2x)/2l$
$3_2-H$	$l_2 < x < l$	$(F_{t1}l_1 - F_{t2}l_2)(l - x)/l$	$-(F_{r1}l_1 - F_{r2}l_2)(l - x)/l$	$(- F_{a1}d_1 + F_{a2}d_2)(l - x)/2l$

Точка	Значение координаты $x$	$w_I$	$w_r$	$\theta_r$
$J$	$x = 0$	$-(F_{t1}l_1(l - l_1)(2l - l_1) - F_{t2}l_2(l - l_2)(2l - l_2))/6EI$	$(F_{rl}l_1(l - l_1)(2l - l_1) - F_{r2}l_2(l - l_2)(2l - l_2))/6EI$	$-(F_{a1}d_1(2l^2 - 6l_1 + 3l_1^2) - F_{ad_2}(2l^2 - 6l_2 + 3l_2^2))/12EI$
$3_1$	$x = l_1$	$-(F_{t1}l_1(l - l_1)(l - 2l_1)2 - F_{t2}(l - l_2)(2l_2 - l_2^2 - 3l_1^2))/6EI$	$(F_{rl}l_1(l - l_1)(l - 2l_1)2 - F_{r2}(l - l_2)(2l_2 - l_2^2 - 3l_1^2))/6EI$	$-(F_{a1}d_1(2l^2 - 6l_1 + 6l_1^2) - F_{ad_2}(2l^2 - 6l_2 + 3l_2^2))/12EI$
$3_2$	$x = l_2$	$-(F_{t1}l_1(2l^2 + l_1^2 + 3l_2^2 - 6l_2) - F_{t2}l_2(l - l_2)(l - 2l_2)2)/6EI$	$(F_{rl}l_1(2l^2 + l_1^2 + 3l_2^2 - 6l_2) - F_{r2}l_2(l - l_2)(l - 2l_2))/6EI$	$-(F_{a1}d_1(2l^2 + 3l_1^2 + 3l_2^2 - 6l_1l_2) - F_{ad_2}(2l^2 - 6l_2 + 6l_2^2))/12EI$
$\Pi$	$x = l$	$(F_{t1}l_1(l^2 - l_1^2) - F_{t2}l_2(l^2 - l_2^2))/6EI$	$(-F_{rl}l_1(l^2 - l_1^2) + F_{r2}l_2(l^2 - l_2^2))/6EI$	$-(F_{a1}d_1(3l_1^2 - l^2) - F_{ad_2}(3l_2^2 - l^2))/12EI$
Точка	Значение координаты $x$	$w_I$	$w_r$	$\theta_r$
$J$	$x = 0$	$0$	$0$	$0$
$3_1$	$x = l_1$	$-(F_{t1}l_1^2(l - l_1)^2 - F_{t2}l_1(l - l_2)(2l_2 - l_2^2))/6EI$	$(F_{rl}l_1^2(l - l_1)^2 - F_{r2}l_1(l - l_2)(2l_2 - l_2^2))/6EI$	$-(F_{a1}d_1l_1(2l^2 - 6l_1 + 4l_1^2) - F_{ad_2}l_1(2l^2 - 6l_2 + 3l_2^2 + l_1^2))/12EI$
$3_2$	$x = l_2$	$(F_{t1}l_1(l - l_2)(l_2^2 - 2l_2 + l_1^2) + F_{t2}l_2^2(l - l_2)^2)/6EI$	$(-F_{rl}l_1(l_1 - l_2)(l_2^2 - 2l_2 + l_1^2) - F_{r2}l_2^2(l - l_2)^2)/6EI$	$-(F_{a1}d_1(l_2^2 - 3l_1^2 + 2l^2 + 3l_2^2 + l_1^2) - F_{ad_2}l_2^2(l^2 - 6l_2 + 4l_2^2))/12EI$
$\Pi$	$x = l$	$0$	$0$	$0$

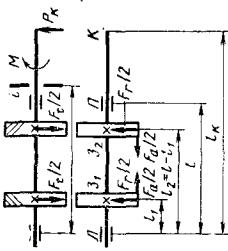
Продолжение табл. 4.58



Уча- сток	Значение коорди- наты $x$	$M_{ht}$	$M_{ir}$	$M_{ia}$
$J - 3_1$	$0 < x < l_1$	$(F_{t1} + F_{t2})x/2$	$-(F_{r1} - F_{r2})x/2$	$F_{a2}d_2x/2l$
$3_1 - 3_2$	$l_1 < x < l_2$	$(F_{t1}l_1 + F_{t2}x)/2$	$-(F_{r1}l_1 - F_{r2}x)/2$	$F_{a2}d_2x/2l - F_{a1}d_1/4$
$3_2 - 3_3$	$l_2 < x < l_3$	$(F_{t1}l_1 + F_{t2}(l - x))/2$	$-(F_{r1}l_1 - F_{r2}(l - x))/2$	$-(F_{a1}d_1/4 + F_{a2}d_2(l - x))/2l$
$3_3 - II$	$l_3 < x < l$	$(F_{t1} + F_{t2})(l - x)/2$	$-(F_{r1} - F_{r2})(l - x)/2$	$-F_{a2}d_2(l - x)/2l$
Точка	Значение коорди- наты $x$	$\theta_t$	$\theta_r$	$\theta_a$
$J$	$x = 0$	$-(F_{t1}l_1l_3/4 + F_{t2}l^2/16)/EI$	$(F_{r1}l_1l_3/4 - F_{r2}l^2/16)/EI$	$-\frac{F_{a1}d_1}{8EI}(l - 2l_1) - \frac{F_{a2}d_2l}{48EI}$
$3_1$	$x = l_1$	$-(F_{t1}l_1(l - 2l_1) + F_{t2}(l^2/4 - l_1^2))/4EI$	$(F_{r1}l_1(l - 2l_1) - F_{r2}(l^2/4 - l_1^2))/4EI$	$\frac{F_{a1}d_1}{8EI}(l - 2l_1) - \frac{F_{a2}d_3}{48EI}(l^2 + 12l_1^2)$
$3_2$	$x = l_2$	0	0	$-\frac{F_{a1}d_1}{8EI}(l - 2l_1) - \frac{F_{a2}d_2}{24EI}l$

$3_3$	$x = l_3$	$\begin{aligned} - (F_{t1}l_3(l - 2l_3) + \\ + F_{t2}(3l^2/4 + l_3^2 - 2l_1))/4EI \end{aligned}$	$\begin{aligned} (F_{t1}l_3(l - 2l_3) - F_{t2}(3l^2/4 + \\ + l_3^2 - 2l_1))/4EI \end{aligned}$	$\begin{aligned} - \frac{F_{al}d_1}{8EI}(l - 2l_1) - \frac{F_{a2}d_2}{12EI} \times \\ \times (2,75l^2 + 3l_3^2 - 6l_1l_3) \end{aligned}$
$II$	$x = l$	$-(F_{t1}l_1l_3 + F_{t2}3/2l^2)/4EI$	$(F_{t1}l_1l_3 - F_{t2}3/2l^2)/4EI$	$-\frac{F_{al}d_1}{8EI}(l - 2l_1) - \frac{F_{a2}d_2}{48EI}l$
Точка	Значение координаты $x$	$w_t$	$w_r$	$w_a$
$II$	$x = 0$	0	0	0
$3_1$	$x = l_1$	$\begin{aligned} -\frac{F_{t1}l_1^2}{12EI}(3l - 4l_1) - \\ -\frac{F_{t2}l_1}{12EI}\left(\frac{3}{4}l^2 - l_1^2\right) \end{aligned}$	$\begin{aligned} \frac{F_{r1}l_1^2}{12EI}(3l - 4l_1) - \\ -\frac{F_{r2}l_1}{12EI}\left(\frac{3}{4}l^2 - l_1^2\right) \end{aligned}$	$\begin{aligned} \frac{F_{al}d_1l_1}{8EI}(l - 2l_1) + \\ + \frac{F_{ad}d_2l_1}{12EI}\left(\frac{l^2}{4} - l_1^2\right) \end{aligned}$
$3_2$	$x = l_2$	$-\frac{F_{t1}}{12EI}(l - l_1)\left(2l_1 - l_1^2 - \frac{l^2}{4}\right) -$	$\frac{F_{r1}}{12EI}(l - l_1)\left(2l_1 - l_1^2 - \frac{l^2}{4}\right) -$	$\frac{F_{ar}d_1}{8EI}\left(\frac{l^2}{4} - l_1^2\right)$
$3_3$	$x = l_3$	$-\frac{F_{t1}l_3^2}{12EI}(3l - 4l_1) -$	$\frac{F_{r1}l_3^2}{12EI}(3l - 4l_1) - \frac{F_{r2}l_1}{12EI} \times$	$\frac{F_{al}d_1}{8EI}l_1(l - 2l_1) + \frac{F_{ad}d_1}{12EI} \times$
$II$	$x = l$	0	0	0

Продолжение табл. 4.58



Уча-сток	Значение координаты $x$	$M_{Wt}$	$M_{Wa}$	$M_{WPK}$
$\eta - 3_1$	$0 < x < l_1$	$F_t \left( l - \frac{l_1 + l_2}{2} \right) x/l$	$-F_r \left( l - \frac{l_1 + l_2}{2} \right) x/l$	$P_K (l_K - l) x/l$
$3_1 - 3_2$	$l_1 < x < l_2$	$F_t (l_1 + (l - l_1 - l_2) x/l)/2$	$-F_r (l_1 + (l - l_1 - l_2) x/l)/2$	$P_K (l_K - l) x/l$
$3_2 - \Pi$	$l_2 < x < l$	$F_t \frac{l_1 + l_2}{2} (l - x)/l$	$-F_r \frac{l_1 + l_2}{2} (l - x)/l$	$P_K (l_K - l) x/l$
$\Pi - K$	$l < x < l_K$	0	0	$P_K (l_K - l) x/l$
Точка	Значение координаты $x$	$\theta_t$	$\theta_r$	$\theta_{PK}$
$\eta$	$x = 0$	$-\frac{F_t}{4EI} l_1 l_2$	$\frac{F_r}{4EI} l_1 l_2$	$-\frac{F_{Rd}}{8EI} (l - 2l_1)$
$3_1$	$x = l_1$	$-\frac{F_t l_1 (l - 2l_1)}{4EI}$	$\frac{F_r l_1}{4EI} (l - 2l_1)$	$\frac{F_{Rd}}{8EI} (l - 2l_1)$
				$-\frac{P_K l}{6EI} (l_K - l)$
				$\frac{P_K (l_K - l)}{6EI} (3l_1^2 - l^2)$

$\beta_2$	$x = l_2$	$-\frac{F_t l_2 (l - 2l_2)}{4EI}$	$\frac{F_r (l - 2l_2)}{4EI}$	$-\frac{F_a d}{8EI} (l - 2l_1)$	$\frac{P_k (l_k - l)}{6EI} (3l_2^2 - l^2)$
$\Pi$	$x = l$	$-\frac{F_t}{4EI} l_1 l_2$	$\frac{F_t l_1 l_2}{4EI}$	$-\frac{F_a d}{8EI} (l - 2l_1)$	$-\frac{P_k l}{3EI} (l_k - l)$
$K$	$x = l_k$	$-\frac{F_t l_1 l_2}{4EI}$	$\frac{F_t l_1 l_2}{4EI}$	$-\frac{F_a d}{8EI} (l - 2l_1)$	$\frac{P_k}{6EI} (l_k - l) (3l_k^2 - l^2)$
Точка координаты $x$	Значение	$w_t$	$w_r$	$w_a$	$w_{P_k}$
$\eta$	$x = 0$	0	0	0	0
$\beta_1$	$x = l_1$	$-\frac{F_t l_1^2}{12EI} (3l - 4l_1)$	$\frac{F_t l_1^2}{12EI} (3l - 4l_1)$	$\frac{F_a d}{8EI} l_1 (l - 2l_1)$	$+\frac{P_k (l_k - l)}{6EI} (3l_1^2 - l^2)$
$\beta_2$	$x = l_2$	$-\frac{F_t l_1^2}{12EI} (3l - 4l_1)$	$-\frac{F_t l_1^2}{12EI} (3l - 4l_1)$	$\frac{F_a d}{8EI} l_1 (l - 2l_1)$	$\frac{P_k (l_k - l)}{6EI} (3l_2^2 - l^2)$
$\Pi$	$x = l$	0	0	0	0
$K$	$x = l_k$	$\frac{F_t (l_k - l)}{4EI} (l - l_1) l_1$	$-\frac{F_r}{4EI} (l_k - l) (l - l_1) l_1$	$-\frac{F_a d}{8EI} (l_k - l) (l - 2l_1)$	$\frac{P_k (l_k - l)}{6EI} (3l_k - l)$

## Определение допустимой радиальной консольной нагрузки из условия прочности вала

За допустимую принимают такую консольную нагрузку, которая в сочетании с заданным крутящим моментом на валу и усилиями в зацеплении обеспечивает нормативный коэффициент запаса прочности во всех опасных сечениях.

Расчет допустимой радиальной консольной нагрузки из условия усталостной прочности вала во всех опасных сечениях проводится по табл. 4.59. Из полученных значений выбирается меньшее.

## Определение допустимой радиальной консольной нагрузки из условия жесткости вала

За допустимую принимают такую консольную нагрузку, которая в сочетании (при совместном действии) с крутящим моментом и зависящими от него усилиями в зацеплении создает деформации вала, равные допустимым:

$$P_{Kw} = \frac{[w] - \sqrt{w_t^2 + (|w_r| + |w_a|)^2}}{\bar{w}_{P_K}}, \quad (4.6.16)$$

$$P_{K\theta} = \frac{[\theta] - \sqrt{\theta_t^2 + (|\theta_r| + |\theta_a|)^2}}{\bar{\theta}_{P_K}}. \quad (4.6.17)$$

### 4.59. Порядок расчета $[P_{KB}]$

Параметр	Обозначение	Формула, указания к расчету
1. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	$n_1$	Определяют по табл. 4.55
2. Допустимый коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	$[n_\sigma]$	$[n_\sigma] = \frac{[n_B] n_T}{\sqrt{n_1^2 - [n_B]^2}}.$ Для сечений на участках вала, не передающих крутящий момент, $[n_\sigma] = [n_B]$
3. Допустимый изгибающий момент в сечении, Н·мм	$[M_H]$	$[M_H] = \frac{c_1 W_u^2}{K_\sigma D K_{\text{долг}}^2 [n_\sigma]}.$ Величины, входящие в формулу, определяют по табл. 4.55
4. Изгибающий момент в сечении от действия единичной консольной нагрузки, Н·мм/Н	$\bar{M}_{HPK}$	Определяют по табл. 4.58 в зависимости от расчетной схемы при значениях $\bar{P}_K = 1\text{Н}$
5. Допускаемая консольная нагрузка из условия прочности, Н	$[P_{KB}]$	$[P_{KB}] = \frac{[M_H] - \sqrt{M_{Ht}^2 + ( M_{Hr}  +  M_{Ha} )^2}}{\bar{M}_{HPK}}$

Расчет проводят по (4.6.16), (4.6.17) для прогиба в сечении под зубчатым колесом и для углов поворота сечений на опорах. Из полученных значений выбирается меньшее.

Составляющие деформации определяют в зависимости от расчетной схемы вала (см. табл. 5.48).

$w_{P_k}$  и  $\theta_{P_k}$  — деформации от действия единичной консольной нагрузки, определяют по табл. 4.58 при подстановке  $P_k = 1$  Н.

Допустимые значения прогибов валов принимаются равными

$$[w] = (0,0002 \div 0,0003) l, \quad (4.6.18)$$

где  $l$  — длина пролета вала между опорами,  
или  $[w] = (0,01 \div 0,03) m$ ,

где  $m$  — модуль передачи.

Допустимые значения угла поворота сечений в опорах качения принимаются по табл. 4.60.

### Расчет допустимой радиальной консольной нагрузки из условия долговечности подшипников

Целью расчета является определение величины радиальной консольной нагрузки, которая в сочетании с усилиями в зацеплении обеспечивает долговечность подшипников не ниже заданной согласно ГОСТ 16162—78. Долговечность подшипников на частоте вращения быстроходного вала  $25 \text{ с}^{-1}$  (1500 об/мин) на номинальном передаточном числе должна быть не менее 10 000 ч, а для червячных редукторов — 5000 ч.

Для подшипника, примыкающего к консоли, в большинстве случаев наиболее нагруженным является вариант, при котором осевая сила направлена в сторону консоли, а консольная нагрузка противоположна радиальной реакции от действия усилий в зацеплении на той же опоре.

Для другого подшипника наиболее нагруженным является вариант, когда осевая сила направлена от консоли. Расчетное направление консольной нагрузки и ее допускаемая величина определяются приближенными методами. Порядок расчета допускаемой радиальной консольной нагрузки при заданной долговечности подшипников приведен в табл. 4.61.

### 4.61. Порядок расчета $[P_k]$

Параметр	Обозначение	Формула, указания к расчету
1. Допустимая приведенная нагрузка подшипника на правой опоре, Н	$[Q_n]$	Определяется по формуле $[Q_n] = C_n \left( \frac{10^n}{L_h 60 n} \right)^{\frac{1}{\alpha}},$ где $C_n$ — динамическая грузоподъемность подшипника на опоре $n$ , Н; $L_h$ — номинальная долговечность подшипников, ч; $n$ — частота вращения вала, об/мин; $\alpha$ — показатель степени; для шариковых подшипников $\alpha = 3$ ; для роликовых подшипников $\alpha = 10/3$

### 4.60. Допустимые значения угла поворота $[\theta]$

Тип подшипника	$[\theta]$ , рад
Шариковые однорядные	0,005
Шариковые сферические	0,05
Роликовые цилиндрические	0,0025
Роликовые конические	0,0016
Роликовые конические двухрядные	0,001

Продолжение табл. 4.61

Параметр	Обозначение	Формула и указания к расчету
2. Допустимая приведенная нагрузка подшипника на левой опоре, Н	$[Q_{\text{л}}]$	$[Q_{\text{л}}] = [Q_{\text{п}}] \frac{C_{\text{л}}}{C_{\text{п}}}$
3. Реакция на правой опоре от действия усилий в зацеплении, Н	$R_{\text{зп}}$	$R_{\text{зп}} = \sqrt{R_{tn}^2 + ( R_{rп}  +  R_{an} )^2}$
3.1. Реакция на правой опоре от действия окружной силы, Н	$R_{tп}$	$R_{tn} = \pm \frac{F_t l_1}{l}$ . Верхний знак при направлении крутящего момента по часовой стрелке, нижний знак — при крутящем моменте против часовой стрелки
3.2. Реакция на правой опоре от действия радиальной силы	$R_{rп}$	$R_{rп} = -\frac{F_r l_1}{l}$
3.3. Реакция на правой опоре от действия осевой силы, Н	$R_{aп}$	Для правых колес (червяков) $R_{ap} = \mp F_a \frac{d}{2l}$ . Для левых колес $R_{ap} = \pm \frac{F_ad}{2l}$
4. Допустимая реакция на правой опоре от действия консольной нагрузки, Н	$[R_{P_{Kп}}]$	$[R_{P_{Kп}}] = [Q_{\text{п}}] \frac{1}{K_{\text{к}} K_{\text{б}} K_{\text{т}}} - R_{\text{зп}}$ . Значения коэффициентов $K_{\text{к}}$ , $K_{\text{б}}$ и $K_{\text{т}}$ принимаются из справочной литературы по подшипникам
5. Допустимая радиальная консольная нагрузка, Н (кгс)	$(P_{\text{к}})$	$(P_{\text{к}}) = [R_{P_{Kп}}] \frac{l}{l_{\text{к}}}$

#### 4.7. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Соединение цилиндрических и конических поверхностей с гарантированным натягом широко используют в редукторостроении. При этой посадке обычно дополнительно используют призматические шпонки, однако применяют и соединения без шпонок, т. е. с передачей крутящего момента только силами сцепления сопряженных поверхностей.

Расчет посадок с натягом выполняют с целью обеспечить выполнение двух условий: прочности соединений, т. е. отсутствия смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочности сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяют минимально допустимый натяг  $[N_{\min}]$ , необходимый для восприя-

## 4.62. Пример расчета соединения с натягом

Параметр	Обозна- чение	Расчетная формула и указания к расчету
<b>Исходные данные</b> (техническое задание ТЗ)		
1. Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м	$M_{K \max}$	$M_{K \max} = 4000$
2. Диаметр соединения, мм	$d$	$d = 70$
3. Длина соединения, мм	$L_{ct}$	$L_{ct} = 70$
4. Наружный диаметр охватывающей детали, мм	$d_2$	$d_2 = 110$
5. Внутренний диаметр охватываемой детали, мм	$d_1$	$d_1 = 0$
6. Материал:		
охватываемой детали	—	Сталь 40Х ГОСТ 4543—71
охватывающей детали	—	Сталь 20ХН2М ГОСТ 4543—71
7. Предел текучести материала, МПа:	$\sigma_t$	
охватываемой детали		$\sigma_{t1} = 650$
охватывающей детали		$\sigma_{t2} = 850$
8. Модуль упругости, МПа:	$E$	
охватываемой детали		$E_1 = 2,14 \cdot 10^5$
охватывающей детали		$E_2 = 2,1 \cdot 10^5$
9. Коэффициент Пуассона для детали:	$\mu$	
охватываемой		$\mu_1 = 0,3$
охватывающей		$\mu_2 = 0,3$
10. Коэффициент трения [5, табл. 11.4]	$f$	При сборке запрессовкой $f = 0,08$
11. Шероховатость поверхности:	—	
вала		$R_a 1,25; R_z 6,3$
отверстия		$R_a 2,5; R_z 10$

Продолжение табл. 4.62

Параметр	Обозна- чение	Расчетная формула и указания к расчету
<b>Расчет предельных натягов [5]</b>		
12. Вспомогательный коэффициент	$C$	$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0}{70}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{70}\right)^2} - 0,3 = 0,7;$ $C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{70}{100}\right)^2}{1 - \left(\frac{70}{100}\right)^2} + 0,3 = 2,661$
13. Минимальное допустимое давление на контактных поверхностях соединения, МПа	$[p_{\min}]$	$[p_{\min}] = \frac{2000 M_{k \max}}{\pi d^2 L_{ctf}} = \frac{2000 \cdot 4000}{\pi \cdot 70^2 \cdot 70 \cdot 0,08} = 92,8$
14. Наименьший расчетный натяг, мкм	$[N'_{\min}]$	$[N'_{\min}] = [p_{\min}] d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) 10^3 = 92,8 \cdot 70 \left( \frac{0,7}{2,14 \cdot 10^5} + \frac{2,661}{2,1 \cdot 10^5} \right) 10^3 = 103,6$
15. Поправка на обмятие микронеровностей, мкм	$\gamma_{\text{ш}}$	$\gamma_{\text{ш}} = 1,2 (R_{zd} + R_{ad}) = 1,2 (6,3 + 10) = 19,6;$ $\gamma_{\text{ш}} = 5 (R_{ad} + R_{zd}) = 5 (1,25 + 2,5) = 18,8;$ $\gamma_{\text{ш}} \approx 19$
16. Минимально допустимый натяг, мкм	$[N_{\min}]$	$[N_{\min}] = [N'_{\min}] + \gamma_{\text{ш}} = 103,6 + 19 = 123$
17. Максимально допустимое давление на контактных поверхностях соединения, МПа	$p$	$p_1 = 0,5 \sigma_{T1} \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 650 \left[ 1 - \left( \frac{0}{70} \right)^2 \right] = 325;$ $p_2 = 0,5 \sigma_{T2} \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 253;$ $[p_{\max}] = \min (p_1, p_2) = 253$
18. Максимальный расчетный натяг, мкм	$[N_{\max}]$	$[N_{\max}] = [p_{\max}] d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) 10^3 = 253 \cdot 70 \left( \frac{0,7}{2,14 \cdot 10^5} + \frac{2,661}{2,1 \cdot 10^5} \right) 10^3 = 282,2$
19. Максимально допустимый натяг, мкм	$[N_{\max}]$	$[N_{\max}] = [N_{\max}] + \gamma_{\text{ш}} = 282,2 + 19 = 301$

Продолжение табл. 4.62

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к расчету
Выбор посадки [5]		
Вариант 1		
20. Посадка		$H8/x7$
21. Верхнее отклонение отверстия, мкм	$ES$	$ES = 46$
22. Нижнее отклонение отверстия, мкм	$EI$	$EI = 0$
23. Верхнее отклонение вала, мкм	$es$	$es = 176$
24. Нижнее отклонение вала, мкм	$ei$	$ei = 146$
25. Допуск отверстия, мкм	$T_D$	$T_D = ES - EI = 46 - 0 = 46$
26. Допуск вала, мкм	$T_d$	$T_d = es - ei = 176 - 146 = 30$
27. Максимальный натяг, мкм	$N_{\max}$	$N_{\max} = es - EI = 176 - 0 = 176$
28. Минимальный натяг, мкм	$N_{\min}$	$N_{\min} = ei - ES = 146 - 46 = 100$
29. Средний натяг, мкм	$N_c$	$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{176 + 100}{2} = 138$
30. Допуск натяга, мкм	$T_N$	$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 176 - 100 = 76$
31. Проверка условия прочности деталей	—	$N_{\max} = 176 < [N_{\max}] = 301.$ Условие прочности выполняется
32. Проверка условия прочности соединения	—	$N_{\min} = 100 \nRightarrow [N_{\min}] = 123.$ Прочность соединения не гарантирована
33. Вероятностный допуск нагтяга, мкм	$T_N^B$	$T_N^B = \sqrt{T_d^2 + T_D^2} = \sqrt{30^2 + 46^2} = 54,9$
34. Вероятностный максимальный натяг, мкм	$N_{\max}^B$	$N_{\min}^B = N_c + \frac{T_N^B}{2} = 138 + \frac{54,9}{2} = 165,5$
35. Вероятностный минимальный натяг, мкм	$N_{\min}^B$	$N_{\max}^B = N_c - \frac{T_N^B}{2} = 138 - \frac{54,9}{2} = 110,5$
36. Вероятностная проверка условия прочности соединения		$N_{\min}^B = 110,5 \nRightarrow [N_{\min}] = 123$ Вероятность нарушения прочности соединения выше 0,135 %
37. Вспомогательный коэффициент	$K$	$K = \frac{N_c - [N_{\min}]}{T_N^B} = \frac{138 - 123}{54,9} = 0,273$

Продолжение табл. 4.62

Параметр	Обозна- чение	Расчетная формула и указания к расчету
38. Вероятность нарушения прочности соединения	$\bar{P}$	$\bar{P} = 0,051$ (рис. 4.37)
39. Минимальный расчетный натяг, мкм	$N'_{\min}$	$N'_{\min} = N_{\min} - \gamma_w = 100 - 19 = 81$
40. Минимальное давление на контактных поверхностях соединения, МПа	$d_{\min}$	$\rho_{\min} = \frac{N_{\min} 10^3}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} =$ $= \frac{81 \cdot 10^3}{10 \left( \frac{0,7}{2,14 \cdot 10^5} + \frac{2,661}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 72,6$
41. Допускаемый крутящий момент в соединении, Н·м	$[M_K]_n$	$[M_K]_n = \frac{P_{\min} \pi d^2 L_{ct}}{2000} = \frac{72,6 \cdot \pi \cdot 70^2 \cdot 70 \cdot 0,08}{2000} = 3128$

## Расчет шпоночного соединения [24]

42. Применяемая шпонка	—	Шпонка 3—20×12×56 ГОСТ 23360—78
43. Высота шпонки, мм	$h$	$h = 12$
44. Глубина паза в валу, мм	$t$	$t = 7,5$
45. Длина шпонки, мм	$l$	$l = 56$
46. Допустимое напряжение смятия, МПа	$[\sigma_{cm}]$	$[\sigma_{cm}] = 180$
47. Рабочая длина шпонки, мм	$l_p$	Для исполнения 3
48. Допустимый крутящий момент, Н·м	$[M_K]_W$	$l_p = l - B/2 = 56 - 20/2 = 46$ $[M_K]_W = l_p d (h - t) [\sigma_{cm}] / 2000 = 46 \cdot 70 (12 - 7,5) \cdot 180 / 2000 = 1304$
49. Допустимый крутящий момент при сочетании посадки и шпонки, Н·м	$[M_K]$	$[M_K] = [M_K]_W + [M_K]_n = 1304 + 3128 = 4430$

## Вариант 2 [5]

50. Посадка		$H7/x7$
51. Верхнее отклонение отверстия, мкм	$ES$	$ES = 30$
52. Нижнее отклонение отверстия, мкм	$EI$	$EI = 0$
53. Верхнее отклонение вала, мкм	$es$	$es = 176$

Продолжение табл. 4.62

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к расчету
54. Нижнее отклонение вала, мкм	$ei$	$ei = 146$
55. Допуск отверстия, мкм	$T_D$	$T_D = ES - EI = 30 - 0 = 30$
56. Допуск вала, мкм	$T_d$	$T_d = es - ei = 176 - 146 = 30$
57. Максимальный натяг, мкм	$N_{\max}$	$N_{\max} = es - EI = 176 - 0 = 176$
58. Минимальный натяг, мкм	$N_{\min}$	$N_{\min} = ei - ES = 146 - 30 = 116$
59. Средний натяг, мкм	$N_c$	$N_c = \frac{N_{\min} + N_{\max}}{2} = \frac{176 + 116}{2} = 146$
60. Допуск натяга, мкм	$T_N$	$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 176 - 116 = 60;$ $N_{\max} = 176 < [N_{\max}] = 301$
61. Проверка условия прочности деталей	—	Условие прочности выполняется
62. Проверка условия прочности соединения	—	$N_{\min} = 116 \geq [N_{\min}] = 123.$ Прочность соединения не гарантирована
63. Вероятностный допуск натяга, мкм	$T_N^B$	$T_N^B = \sqrt{T_d^2 + T_D^2} = \sqrt{30^2 + 30^2} = 42,4$
64. Вероятностный максимальный натяг, мкм	$N_{\max}^B$	$N_{\max}^B = N_c + \frac{T_N^B}{2} = 146 + \frac{42,4}{2} = 167,2$
65. Вероятностный минимальный натяг, мкм	$N_{\min}^B$	$N_{\min}^B = N_c - \frac{T_N^B}{2} = 146 - \frac{42,4}{2} = 124,8$
66. Вероятностная проверка условия прочности соединения	—	$N_{\min}^B = 124,8 > [N_{\min}] = 123$ Нарушение прочности соединения маловероятно ( $\bar{P} \leq 0,135\%$ )

## Вариант 3 [5]

67. Посадка	—	$H8/z7$
68. Верхнее отклонение отверстия, мкм	$ES$	$ES = 46$
69. Нижнее отклонение отверстия, мкм	$EI$	$EI = 0$
70. Верхнее отклонение вала, мкм	$es$	$es = 240$
71. Нижнее отклонение вала, мкм	$ei$	$ei = 210$
72. Допуск отверстия, мкм	$T_D$	$T_D = ES - EI = 46 - 0 = 46$

Продолжение табл. 4.62

Параметр	Обозна- чение	Расчетная формула и указания к расчету
73. Допуск вала, мкм	$T_d$	$T_d = es - ei = 240 - 210 = 30$
74. Максимальный натяг, мкм	$N_{\max}$	$N_{\max} = es - EI = 240 - 0 = 240$
75. Минимальный натяг, мкм	$N_{\min}$	$N_{\min} = ei - ES = 210 - 46 = 164$
76. Средний натяг, мкм	$N_c$	$N_c = \frac{N_{\min} + N_{\max}}{2} = \frac{240 + 164}{2} = 202$
77. Допуск натяга, мкм	$T_N$	$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 240 - 164 = 76$
78. Проверка условия прочности деталей	—	$N_{\max} = 240 < [N_{\max}] = 301$ Условие прочности выполняется
79. Проверка условия прочности соединения	—	$N_{\min} = 164 > [N_{\min}] = 123$ Условие прочности выполняется

## Расчет конического соединения (ТЗ, [13])

80. Диаметр вала наружный, мм	$d$	$d = 70$
81. Длина конусной части вала	$l_{\text{ст}}$	$l_{\text{ст}} = 100$
82. Конусность вала	$K$	$K = 1 : 10; \alpha = 2^\circ 51' 45''; \operatorname{tg} \alpha = 0,05;$ $\cos \alpha = 0,99875; \sin \alpha = 0,04994$
83. Диаметр резьбы, мм	$d_1$	$d_1 = M48 \times 3$
84. Диаметр проточки, мм	$d_0$	$d_0 = 43,5$
85. Коэффициент трения	$f$	$f = 0,12$
86. Средний диаметр вала, мм	$d_{\text{ср}}$	$d_{\text{ср}} = d_{\text{в}} - l_{\text{ст}} \operatorname{tg} \alpha = 70 - 100 \cdot 0,05$
87. Усилие затягивания, Н	$Q_0$	$Q_0 = \frac{2000M_{\max}(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{d_{\text{ср}}f} =$ $= \frac{2 \cdot 4000(0,04994 + 0,12 \cdot 0,99875)}{65 \cdot 0,12} =$ $= 174\,000$
88. Напряжение в сечении по проточке, МПа	$\sigma$	$\sigma = \frac{4Q_0 \cdot 1,3}{\pi d_0^2} = 152$
89. Коэффициент запаса прочности	$n_{\sigma_T}$	$n_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{650}{152} = 4,2$

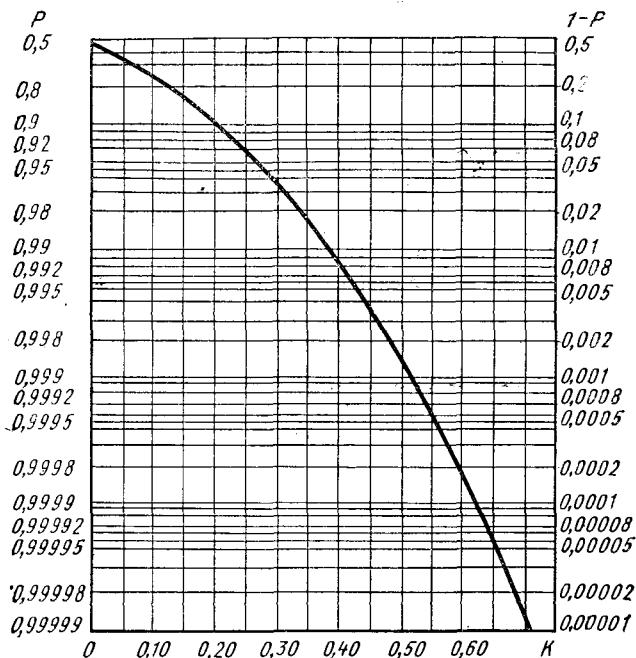


Рис. 4.37. График для определения вероятности посадки в зависимости от коэффициента

$$K = \frac{N_c - [N_{\min}]}{T_N^B} \text{ или } K = \frac{[N_{\max}] - N_c}{T_N^B}$$

тия и передачи внешних нагрузок, или по известному минимальному натягу  $N_{\min}$  определяют допустимую внешнюю нагрузку.

Исходя из второго условия, определяют максимальный допустимый натяг  $[N_{\max}]$ , при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации, или допустимую нагрузку при известном максимальном натяге  $N_{\max}$ . По значениям максимального и минимального натягов подбирается посадка в соединении.

Если выбранная по конструктивным и технологическим соображениям посадка не удовлетворяет одному из вышеуказанных условий, проверяют вероятность  $P$  выполнения этого условия.

Удовлетворительной считается вероятность

$$P > 0,99865; \quad [(1 - P) < 0,00135].$$

Если вероятность выполнения условия прочности деталей ниже 0,99865, следует применить другую посадку с меньшим максимальным натягом. Если вероятность выполнения условия прочности соединения менее 0,99865, применяется посадка с большим минимальным натягом или определяется допустимый крутящий момент посадки. Разница между крутящими моментами, передаваемым соединением и допустимым из условия прочности соединения, должна быть воспринята шпоночным соединением.

Пример полного расчета соединения с натягом с учетом и без учета шпоночного соединения приведен в табл. 4.62.

## 5. ИСПЫТАНИЯ РЕДУКТОРОВ

Как и любой вид машиностроительной продукции, редукторы подвергают испытаниям на всех стадиях постановки изделия на производство. При разработке технического задания и технического проекта, а при необходимости и на более поздних стадиях освоения проводят **исследовательские испытания** узлов и редуктора в целом. Для контроля качества изготовления опытных образцов, установочных серий и изделий серийного производства отдел технического контроля (ОТК) предприятия-изготовителя выполняет **приемо-сдаточные испытания**. Опытные образцы редукторов (мотор-редукторов) подвергают **предварительным и приемочным испытаниям**, по результатам которых изделия рекомендуют или не рекомендуют для серийного производства, а также производят корректировку конструкторской документации с присвоением ей литеры «О». Редукторы установочной серии подвергают **эксплуатационным испытаниям**, по результатам которых принимают решение о серийном производстве и корректировке технической документации с присвоением ей литеры «А» или дооснащения технологического процесса изготовления и выпуска дополнительной серии изделий по документации с литерой «О<sub>1</sub>» («О<sub>2</sub>» и т. д.). Серийно изготовленные редукторы подвергают **периодическим, аттестационным и типовым испытаниям**. Виды испытаний определяют ГОСТ 16504—81 и ГОСТ 15.001—73.

### 5.1. ПРИЕМО-СДАТОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Приемо-сдаточные испытания являются окончательной операцией в технологическом цикле изготовления редукторов (мотор-редукторов) и проводятся ОТК на стенах, установленных рядом с конвейером сборки. Стенды должны быть оборудованы устройствами для заправки редукторов маслом и сбора сливаемого масла, быстроустранимым нагружающим устройством, приборами для замера уровня шума и частоты вращения валов. Приемо-сдаточным испытаниям подвергают каждый изготовленный редуктор. Испытываемый редуктор устанавливают на стенде, заполняют маслом, количество и марка которого указаны в паспорте. Рекомендуется совмещать процесс приемо-сдаточных испытаний и процесс внутренней консервации редуктора. В этом случае тип масла и количество присадки «Акор» указывают в технических условиях или специальной инструкции. Редуктор испытывают без нагрузки и под нагрузкой. Время проведения испытаний и величина нагрузки указаны технических условиях на редукторы конкретных типов. Обычно время испытания без нагрузки составляет 2—3 мин (при вращении в одну и другую сторону), под нагрузкой — 15—30 мин и определяется необходимостью проконтролировать следующие параметры:

уровень шума (для червячных редукторов не определяют);

пятно контакта (проверяется преимущественно у червячных редукторов и редукторов с передачами типа Новикова);

передаточное отношение для редукторов или частоту вращения вала для мотор-редукторов;

течь масла в местах соединений и через уплотнения.

Если в процессе испытаний обнаружены дефекты, их устраняют, и испытания повторяются в полном объеме. Результаты повторных испытаний являются окончательными. На этом первый цикл приемо-сдаточных испытаний заканчивается, масло из редуктора сливают и редуктор отправляют на окраску, после которой ОТК проверяет: внешний вид лакокрасочных покрытий, консервацию изделия, комплектность поставки.

При положительных результатах приемо-сдаточных испытаний на изделие заполняют свидетельство о приемке, входящее в состав паспорта. Другим видам испытаний подвергают только те редукторы, которые выдержали приемо-сдаточные испытания.

## 5.2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ И ПРИЕМОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА

Наиболее сложны и включают большой объем работ предварительные и приемочные испытания опытного образца. По программе этого вида испытаний не реже одного раза в три года проводят и периодические испытания серийной продукции, цель которых проверить соответствие параметров готового изделия указанным в технической документации. Если в конструкцию изделия или в технологию его изготовления вносят изменения, влияющие на конечные параметры редуктора, то в целях оценки эффективности и целесообразности этих изменений по отдельным разделам программы приемочных испытаний и с учетом характера внесенных изменений проводят типовые испытания продукции. Аттестационные испытания проводятся для оценки качества изделий при их аттестации на категорию качества. Однако при аттестации могут быть использованы результаты приемочных или периодических испытаний.

Редукторы (мотор-редукторы), подвергаемые испытаниям, должны преверяться и приниматься ОТК в соответствии с рабочими чертежами и техническими условиями; покупные изделия должны подвергаться входному контролю на соответствие их стандартам или технической документации предприятия-изготовителя.

Перед проведением предварительных испытаний на основные детали опытных образцов редукторов (корпусные детали, зубчатые колеса, вал-шестерни, валы, крышки с расточкиками под подшипники) должны быть составлены паспорта контрольной проверки, в которые вносят результаты контроля размеров и взаимного расположения основных посадочных поверхностей и элементов зубчатого зацепления. Паспорта на детали, твердость которых оговаривается, должны содержать данные по фактической твердости и отметку о соблюдении режима термообработки. Химический состав материала валов, червячных и зубчатых пар должен подтверждаться сертификатом, а при его отсутствии — химическим анализом материала, проведенным при обработке указанных деталей.

В процессе испытаний проверяют и определяют следующие параметры редукторов (мотор-редукторов): крутящий момент, консольную нагрузку на выходных валах, передаточное отношение (частоту вращения выходного вала для мотор-редуктора), температуру масла, коэффициент полезного действия, уровень шума, удельную материаломкость, работоспособность при кратковременных двукратных перегрузках (только для редукторов), девяностопроцентный ресурс передач и подшипников, температуру корпуса, устойчивость к воздействию климатических факторов.

Кроме того в ходе испытаний проверяют эффективность принятого способа смазывания и отсутствие течи масла в местах соединений и уплотнений, оценивают работоспособность подшипниковых узлов, прочность валов, шпоночных и резьбовых соединений и других нагруженных деталей. В зависимости от типа редуктора, его конструктивного исполнения, передаваемой им мощности и крутящего момента на тихоходном валу при испытаниях используют стенды различной конструкции с замкнутым или открытым потоком мощности.

На рис. 5.1 представлена схема стенд для испытания редукторов по замкнутому потоку мощности, на рис. 5.2 и 5.3 — схемы для испытания редукторов по открытому потоку мощности. Имеются и другие способы нагружения стендов (с неуравновешенной массой, при помощи генератора, за счет незначительной разницы в передаточных отношениях или введения промежуточного вариатора и др.). При любой схеме нагружения конструкция стендов должна обеспечивать возможность измерения и определения всех контролируемых параметров. Перед проведением испытаний, а также после каждой разборки и сборки стендов в ходе испытаний, рекомендуется проводить тарировку нагружающих устройств стендов, которые должны обеспечивать стабильность нагрузки в процессе испытаний (отклонение от стабильности допускается в пределах  $\pm 5\%$ ), а также возможность проведения периодического контроля величины

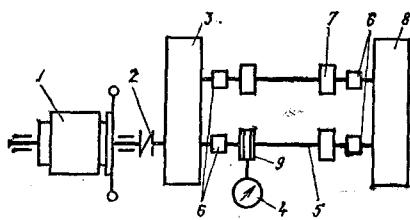


Рис. 5.1. Стенд для испытаний редукторов по замкнутому потоку мощности:

1 — баланс-мотор; 2 и 7 — муфты; 3 и 8 — редукторы; 4 — динамометр; 5 — тормозной вал; 6 — устройство для задания и контроля консольных нагрузок; 9 — муфта нагружения

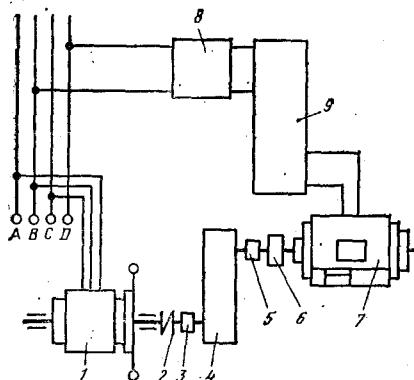


Рис. 5.2. Стенд для испытания цилиндрических редукторов по открытому потоку мощности:

1 — баланс-мотор; 2 и 6 — муфты; 3 и 5 — устройство для задания и контроля консольных нагрузок; 4 — редуктор; 7 — тормоз типа ПТ ... М; 8 — редуктор; 9 — выправитель

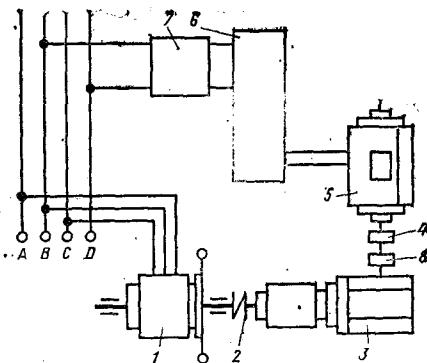


Рис. 5.3. Стенд для испытания червячных редукторов по открытому потоку мощности:

1 — баланс-мотор; 2 и 4 — муфты; 3 — редуктор; 5 — тормоз типа ПТ ... М; 6 — выпрямитель; 7 — стабилизатор напряжения; 8 — устройство для задания и контроля консольной нагрузки

нагрузок. В случае применения балансирных двигателей (баланс-моторы) их предварительно уравновешивают на холостом ходу. В целях увеличения точности определения момента балансирного двигателя рекомендуется устанавливать подшипники опор на валу ротора.

При испытаниях на стенах с замкнутым потоком крутящий момент создается закруткой тorsiонного вала. Величина нагрузки постоянно контролируется специальными устройствами, например, тензорезисторами или ежесуточной тарировкой торсиона. При испытаниях на стенах с открытым потоком мощности величина крутящего момента определяется индикаторным устройством на электромагнитном тормозе типа ПТ ... М или динамометром на тормозах других видов.

Консольная нагрузка на валах создается устройством, с помощью которого нагружается грузом или пружиной через подшипник; контроль величины консольной нагрузки осуществляется взвешиванием груза или динамометром, установленным в систему нагружения. Допускается использование других способов приложения и контроля консольных нагрузок. Тарировка стенда и методы создания стабильной нагрузки осуществляются по техдокументации завода—изготовителя стенда. Для оснащения стендов рекомендуется использовать оборудование и аппаратуру, приведенные в табл. 5.1.

Работа на испытательных стенах должна быть безопасной. Для этого: пространство, занимаемое врачающимися частями двигателя, редуктора, муфт и других деталей, должно быть ограждено предохранительными кожухами и перилами;

двигатели и стенд должны быть заземлены;

**5.1. Оборудование и аппаратура, рекомендуемые для проведения испытаний редукторов (мотор-редукторов)**

Наимено-вание	Тип, марка, ГОСТ, ТУ	Краткая техниче-ская характе-ристика	Точность показаний	Назначение обо-рудования и приборов
Баланс-мотор Тормоз порошковый	Серии А02; 4А ПТ2,5М ... ПТ250М	Мощность 0,8—19 кВт Тормозной момент 25—2500 Н·м	— 2 %	Создание нагрузки Создание тормоз-ного момента
Стабили-затор напряжения	C0,1 ... C0,75	Напряжение в се-ти 127/220 В; в стабилизаторе — 220 В	—	—
Выпрями-тель	BCA-5к, BCA-111к	Напряжение на входе 220 В, вы-прямленное на-пряжение 0—65 В, выпрямленная си-ла тока 0—12 А	—	Питание электро-магнитного тормо-за ПТ ... М
Измеритель-ный ком-плект	K-505, K-506	Пределы измере-ний: номинальный ток 0,5—600 А, напряжение 30—600 В, мощность до 360 кВт	Кл. 2	Измерение элек-трической мощ-ности, потребляе-мой электродви-гателем при испы-таниях по откры-той схеме нагру-жения
Термопара, термометр сопротивле-ния или термометр стеклянный жидкостный	ГОСТ 9177—74	Пределы измере-ний: 0—100 °С, 0—150 °С	—	Измерение темпе-ратуры
Шумомер	Каталож-ный номер 00017, PS1202 (ГДР); Ш-3М, Ш-71, АШ-2М		—	Измерение шумо-вых характери-стик
Динамометр	ДПУ-001-2	Предел измере-ния — до 10 кгс, цена деления 0,1 кгс	—	Измерение реак-тивного момента статора электро-двигателя
Набор грузов 1—75 кг	—	—	—	Создание задан-ного крутящего момента в замкну-том контуре
Весы общего назначения	—	—	0,1 кг	Определение мас-сы редуктора

Продолжение табл. 5.1

Наимено-вание	Тип, марка, ГОСТ, ТУ	Краткая техниче-ская характеристика	Точность показаний	Назначение оборудования и приборов
Рычаги до 1,5 м	—	—	—	Для создания заданного крутящего момента, определенного реактивного момента
Индикатор часового типа	ГОСТ 577-68	Цена деления 0,01	0,01	Входит в комплект тормоза ПТ ... М
Устройство для создания радиальной нагрузки	—	—	—	—
Стробоскоп	СТ-5	Пределы измерений 300—3000 об/мин	—	Определение частоты вращения
Тахометр	ИО-30, ГОСТ 21339-75	Пределы измерений 30—3000 об/мин	—	То же
Линейка измерительная	ГОСТ 427-75	Предел измерения до 500 мм	1 мм	Измерение размеров
Штангенциркуль	ШЦ-2-0-250 ГОСТ 166-80	Предел измерения до 250 мм	0,05 мм	То же
Микрометр гладкий	ГОСТ 6507-78	Предел измерения до 250 мм	0,01 мм	—

Приложение. Допускается применение других приборов, обеспечивающих соответствующую точность измерений.

расстояние между стендами, а также между стендом и стенками лаборатории должно быть не менее 1 м, а проходы не загромождены;

в процессе испытаний должны соблюдаться действующие правила по технике безопасности для тяжелых, слесарных и сварочных работ;

в процессе испытаний должны соблюдаться действующие правила по технике безопасности при работе с электрооборудованием (ГОСТ 12.3.002-75, ГОСТ 12.3.009-76, ГОСТ 12.3.003-75, ГОСТ 12.2.007.1-75, ГОСТ 12.2.007.0-75, ГОСТ 19 523-81);

возможность безопасного контроля уровня смазки, заливки масла и слива отработанного масла в испытуемых редукторах.

### Проведение испытаний

Пуск стендов осуществляют после его надежного закрепления на станине или фундаменте. Заливку масла, слив отработанного масла и контроль его уровня проводят при полной остановке редуктора (мотор-редуктора). Перед разборкой редуктора (мотор-редуктора) снимают действие всех нагрузок (крутящего момента, консольных нагрузок).

Испытываемый редуктор (мотор-редуктор) устанавливают на стенд, обеспечив совмещение соединяемых валов с точностью, установленной нормативно-технической документацией. Контроль осуществляют с помощью линейки и щупов. Червячные

универсальные редукторы и мотор-редукторы следует испытывать под нагрузкой в положении «вал червячный под колесом» и «вал червячный над колесом». Начинают испытания червячных одноступенчатых универсальных редукторов и мотор-редукторов с положения «вал червячный под колесом», а червячных двухступенчатых — «вал червячный над колесом» (вторая ступень).

Непосредственно перед испытаниями в редуктор необходио залить масло, марка которого указана в паспорте; уровень заливки контролировать по маслоуказателю или контрольной пробке.

Испытания проводят по следующей программе:

1. Редукторы (мотор-редукторы) испытывают без внутренней расконсервации и обкатки; валы врачаются в одну (любую) сторону при крутящем моменте, радиальной нагрузке и частоте вращения, указанных в технических условиях; режим работы — продолжительный (*S1* по ГОСТ 183—74). Испытания редукторов при двойных перегрузках проводят по режиму *S1*, допускается проводить испытания по режиму *S4*.

2. При предварительных испытаниях с паспортной нагрузкой, если температура масла в корпусе при картерном смазывании редуктора превысит допустимую, нагрузку необходимо снизить на 10—15 % и продолжать испытания до стабилизации температуры в пределах допустимой, но не менее 24 ч. Температура считается стабилизированной, если колебания разности температуры масла в редукторе и окружающей среды не превышают 2 °C за 4 ч. После этого увеличивают нагрузку до паспортной. Если при этом температура масла снова превысила допустимую, то предыдущую ступень нагружения считать паспортной нагрузкой.

С испытаний снимают образцы, у которых уровень шума превышает допустимый (ОГСТ 1189-5—79), разность температур масла в корпусе редуктора и окружающего воздуха более 60 °C (для червячных 75 °C), температура масла в корпусе более 80 °C (для червячных 95 °C, а при использовании легированных масел серии ИГП и манжет из резины соответствующей группой 110 °C), имеется течь масла в местах соединений и уплотнений. Во время испытаний следует вести журнал испытаний, в котором фиксируют результаты замеров каждые 2 ч.

3. Паспортная нагрузка считается подтвержденной, если не менее двух образцов прошли испытания в полном объеме. Если один из испытуемых образцов не выдержал испытания, то проводят испытания еще двух образцов. Результаты повторных испытаний являются окончательными.

4. Замену масла производят согласно паспорту на редуктор.

5. В процессе испытаний периодически осматривают зацепления через каждые 25 % заданного времени испытаний; в журнале делают отметку об осмотре.

6. Продолжительность испытаний цилиндрических, конических, коническо-цилиндрических, планетарных и волновых редукторов (мотор-редукторов) определяют временем, необходимым для достижения базового числа циклов ( $N_{H0}$ ) перемены напряжений наиболее нагруженного звена передачи; но продолжительность испытаний не должна быть менее 500 ч.

В табл. 5.2 приведены базовые числа циклов  $N_{H0}$  перемены напряжений (в соответствии с ГОСТ 21354—75) для лимитированных контактной выносливостью зубчатых передач редукторов (мотор-редукторов) в зависимости от вида термообработки.

Базовое число циклов перемены напряжений для зубчатых передач редукторов, лимитированных выносливостью при изгибе, составляет  $10^7$  циклов.

7. Для сокращения продолжительности испытаний их проводят с нагрузками, превышающими паспортные, при этом эквивалентное число циклов перемены напряжений определяют по формуле

$$N_3 = N_{H0}/n^3,$$

## 5.2. Базовое число циклов перемены напряжений в зависимости от вида термообработки

Термо-обработка	Твердость поверхности	$N_{H0}$
Улучшение Азотирование, закалка ТВЧ	$HB \leq 280$ $HRC \leq 56$	$2,2 \cdot 10^7$ $11,5 \cdot 10^7$
Цементация, нитро-прементация	$HRC \leq 63$	$12 \cdot 10^7$

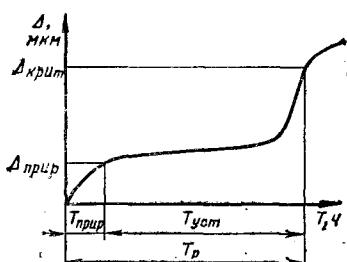


Рис. 5.4. Ориентировочный график процесса изнашивания зубьев червячного колеса:  
 $\Delta$  — величина изнашивания;  $T$  — время изнашивания

где  $n$  — коэффициент перегрузки (относительно паспортной нагрузки), который не должен превышать величину запаса прочности, определяемую расчетом на прочность.

При ускоренных испытаниях мотор-редукторов возможна установка более мощных двигателей.

8. Продолжительность испытания редукторов (мотор-редукторов), имеющих горизонтальное и вертикальное исполнение, определяется временем, необходимым для достижения базового числа циклов, а для вертикального исполнения продолжительность испытания должна быть не менее 100 ч, если редуктор испытан в горизонтальном положении.

9. Для трехступенчатых цилиндрических редукторов, у которых зубчатые пары промежуточной и тихоходной ступеней заимствованы из двухступенчатых редукторов, если их работоспособность подтверждена испытаниями базовых типоразмеров, число циклов перемены напряжений принимают по быстроходной ступени.

10. Испытания червячных редукторов (мотор-редукторов) проводят в длительном режиме до стабилизации процесса износа зубьев колеса, позволяющего прогнозировать долговечность передачи, но не менее 600 ч. Для универсальных червячных редукторов испытания проводят по следующей схеме: 500 ч — в положении «вал червячный под колесом», 100 ч — в положении «вал червячный над колесом». Ресурс червячной передачи определяют по темпу изнашивания. Для определения долговечности (ресурса) передачи червячного редуктора необходимо зафиксировать момент завершения приработочного изнашивания и его период ( $T_{\text{прир}}$ ). Окончание приработочного изнашивания при паспортной нагрузке соответствует установившейся температуре масла в корпусе и установившемуся значению КПД редуктора. Ориентировочный график процесса изнашивания зубьев червячного колеса показан на рис. 5.4.

Для червячных передач критическая величина износа составляет 0,25 толщины зуба колеса по начальной окружности. Принимая первоначальную толщину зуба по начальной окружности равной  $0,5m$  ( $1,57m$ ), получаем ориентированную величину критического износа:

$$\Delta_{\text{крит}} = 0,25 \cdot 1,57m = 0,3925m \approx 0,4m,$$

где  $\Delta_{\text{крит}}$  — критический износ колеса, мм;  $m$  — модуль передачи, мм.

Темп изнашивания (мм/ч) в период установившегося износа для ресурса передачи 20 000 ч определяют из соотношения

$$K_{\text{аксп}} = (0,4m - \Delta_{\text{прир}})/(20000 - T_{\text{прир}}),$$

где  $\Delta_{\text{прир}}$  — приработочный износ, мм;  $T_{\text{прир}}$  — время приработочного изнашивания.

Определив темп изнашивания  $K_{\text{аксп}}$ , прогнозируют ресурс по зависимости

$$T_{\text{п}} = \frac{0,4m - \Delta_{\text{прир}}}{K_{\text{аксп}}} + T_{\text{прир}},$$

где  $T_{\text{п}}$  — ресурс передачи, ч.

**Пример расчета.** Износ передачи редуктора Ч-80-31,5 ( $m = 4$  мм) составляет при приработке 0,2 мм за 200 ч; при установившемся режиме работы составил 0,068 мм за 1000 ч.

Темп износа в период установившегося режима работы равен

$$K_{\text{аксп}} = \frac{0,068}{1000} = 0,000068 \text{ мм/ч};$$

$$\text{Ресурс передачи } T_{\text{п}} = \frac{0,4 \cdot 4 - 0,2}{0,000068} + 200 = 20788 \text{ ч.}$$

Измерение износа зубьев колеса проводится микрометром или оптическим методом. Допускается измерение износа производить любым другим методом с погрешностью измерения не более 0,005 мм. При измерении износа нарушение взаимного расположения червяка и колеса не допускается.

11. Продолжительность испытаний редукторов при перегрузках, в 2 раза превышающих номинальные, в соответствии с ГОСТ 16162—78 составляет  $3 \cdot 10^6$  циклов нагружения быстроходного вала.

При условиях, указанных выше, для редукторов (мотор-редукторов) определяют крутящий момент и консольную нагрузку на выходных валах. Эти параметры считаются подтвержденными, если редукторы выдержали испытания в течение времени, необходимого для реализации числа циклов нагружения, приведенного в табл. 5.2, при нагрузках, указанных в технической документации. Параметры считаются не подтвержденными, если за время испытаний вышли из строя зубчатые передачи, валы, подшипники, шпоночные соединения. Критерием выхода из строя зубчатых передач является одно из следующих повреждений:

поломка зубьев цилиндрических конических зубчатых колес, гибкого колеса (гибкого подшипника) волновой передачи, витков червячного вала, зубьев червячного колеса или появление усталостных трещин на них; поломка зубьев (витков) может быть признана критерием выхода из строя передачи лишь в том случае, если она не является следствием случайных перегрузок, скрытых или местных дефектов материала, механической и термической обработки;

усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев; критерием выхода из строя передачи по усталостному выкрашиванию является поражение свыше 20 % площади рабочей поверхности наиболее пораженного зуба колеса;

заедание и интенсивный износ рабочих поверхностей зубьев (свыше 1,0 % толщины зуба за время испытания — для цилиндрических редукторов, для волновых передач — 5 % толщины зуба за базовое число циклов, для червячных — 15 % от  $t$  за 500 ч);

пластическая деформация поверхностей зубьев, признаком которой служит появление заусенцев у вершин зубьев и их увеличение в процессе испытаний.

## Определение параметров редукторов

**Передаточное отношение.** Фактическое передаточное отношение определяют расчетом или из отношения

$$i = n_b/n_t.$$

Фактическую частоту вращения выходного вала мотор-редуктора находят в процессе испытаний с точностью  $\pm 1\%$ .

**Температура масла.** Для измерения температуры масла в отверстие маслосливной пробки устанавливают штуцер термопары или термометр (ГОСТ 9177—74) с пределом измерений 0—150 °C. Допускается установка указанных приборов в других местах редукторов, а также измерение температуры масла другими способами с точностью  $\pm 2\%$ . Максимальная температура масла в корпусе редуктора (мотор-редуктора) допускается не более 80 °C (для червячных 95 °C, а при использовании легированных масел серии ИГП — 110 °C).

**Коэффициент полезного действия** определяют без приложения консольных нагрузок. При определении КПД редуктора необходимо обеспечить устойчивый режим его работы после приработки рабочих поверхностей зубьев. Для увеличения точности определения КПД моменты измеряют непосредственно на быстроходном и тихоходном валах с точностью не ниже 0,5 и 1,0 % соответственно. При измерении КПД редукторов (мотор-редукторов), передающих крутящий момент до 100 Н·м, рекомендуется учитывать также дополнительные потери в нагружающем и приводном устройствах.

Метод определения КПД редуктора зависит от схемы нагружения — замкнутой или открытой. При испытаниях на стендах с замкнутым потоком мощности раздельная оценка КПД одного из редукторов связана со значительным усложнением конструкции стендса, поэтому допускается определять КПД исходя из его общего значе-

ния для двух редукторов, образующих замкнутый контур. Значение КПД при замкнутом потоке мощности определяют по одной из приведенных ниже формул в зависимости от направления потока мощности в замкнутом контуре. Если ближайший к двигателю редуктор работает в режиме редуктора, то средний КПД каждого из редукторов

$$\eta_{ср} = \sqrt{M_n / (M_n + M_d)},$$

где  $M_d$  — момент на двигателе, Н·м;  $M_n$  — момент на нагружающем устройстве, Н·м.

Если ближайший к двигателю редуктор работает в режиме ускорителя, то

$$\eta_{ср} = \sqrt{\frac{M_n - M_d}{M_n}}.$$

При открытой схеме нагружения КПД определяют по формуле

$$\eta = \frac{M_n}{M_d i},$$

где  $i$  — передаточное отношение редуктора (фактическое).

Формула дана без учета потерь в соединительных муфтах.

При открытой схеме нагружения КПД редукторной части мотор-редуктора определяется по формуле

$$\eta_p = \frac{M_n \eta_d}{9550 N_p \eta_d i},$$

где  $n_d$  — частота вращения вала электродвигателя, об/мин;  $\eta_d$  — КПД двигателя (паспортный).

Соответствие КПД двигателя паспортному значению достигается при нагрузках, величина которых не менее 70 % от номинальной. При использовании в качестве нагружающего устройства поршневого тормоза типа ПТ ... М тормозной момент определяют непосредственно на тормозе путем перевода показаний индикатора в Н·м. Применение тормозов типа ПТ ... М рекомендуют при испытании редукторов (мотор-редукторов), имеющих выходной момент до 2500 Н·м.

При открытой схеме нагружения КПД редукторной части мотор-редуктора можно определить с применением балансирного двигателя. Для этого к валу двигателя мотор-редуктора присоединяется балансирный двигатель (для присоединения снимается кожух и вентилятор двигателя). При этом необходимо учитывать потери в опорах ротора двигателя мотор-редуктора. Допускается определять КПД редукторов (мотор-редукторов) другими методами.

При наличии между редуктором (мотор-редуктором) и нагружающим устройством, а также между редуктором и двигателем соединительных звеньев (муфт, передач и т. п.) и дополнительных подшипниковых опор, если затруднительно производить замеры моментов непосредственно на валах редуктора (мотор-редуктора), необходимо учитывать потери в этих звеньях и опорах. Следовательно, нагружающий момент

$$M_n = M_n' + \Delta M_n,$$

где  $M_n'$  — момент, замеряемый на нагружающем устройстве;  $\Delta M_n$  — момент от потери в соединительных звеньях и дополнительных опорах между редуктором и нагружающим устройством, определяемый расчетным путем по нормативно-технической документации соединительных звеньев и опор.

Момент на быстроходном валу определяется по формуле

$$M_p = M_n - \Delta M_n,$$

где  $M_n$  — момент, замеряемый на двигателе;  $\Delta M_n$  — потери момента между двигателем и редуктором в соединительных звеньях и дополнительных опорах, определяемые

расчетным путем по нормативно-технической документации соединительных звеньев и опор.

**Шумовая характеристика.** Шумовую характеристику определяют в соответствии с ОСТ2 Н89-5—79. Уровень звуковой мощности  $L_{PA}$  и октавные уровни звуковой мощности  $L_p$  испытуемых образцов должны быть не выше технических норм, указанных в ОСТ2 Н89-5—79, и служат основанием для последующего установления гарантированных шумовых характеристик редукторов (мотор-редукторов) данного типа.

На стендах с замкнутым потоком мощности измерение уровня шума производится для двух редукторов. Уровень шума одного из редукторов определяется по формуле

$$L_{\text{ред}} = L - 3gBA,$$

где  $L$  — общий уровень шума двух редукторов.

**Удельную материалоемкость** определяют как отношение массы  $m$  собранного редуктора (мотор-редуктора), определенной с точностью  $\pm 2\%$ ; к крутящему моменту на тихоходном валу ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ ), подтвержденному для передаточного отношения, оговоренного ГОСТ 16162—78. Массу определяют взвешиванием.

**Работоспособность при кратковременных двукратных перегрузках.** Этот параметр оценивается при нагружении редуктора двукратным крутящим моментом (по сравнению с паспортным при режиме работы  $S1$ ) в течение  $3 \cdot 10^4$  циклов нагружения быстроходного вала. Для редукторов, испытываемых при частоте вращения быстроходного вала 1500 об/мин, время нагружения примерно равно 35 ч. Испытания проводят в переменных режимах, при этом необходимо строго следить за нагрузкой (не должна превышать  $2M_T$ ) и за временем нагружения. Менее строгими, но допустимыми будут испытания редуктора в режиме  $S1$  в течение 35 ч при нагрузке, равной  $2M_T$ .

**Ресурс передач и подшипников.** Ресурс передач предварительно определяется при испытании редуктора в течение времени, соответствующего числу циклов нагружения, приведенному в табл. 5.2, и подтверждается на представителях изделий, испытываемых по специальной программе ресурсных испытаний. Ресурс подшипников в процессе испытаний не оценивается, а гарантируется их выбором по методике, разработанной ВНИИПП.

**Температура корпуса** редуктора определяется в процессе испытаний термопарой или другим прибором, имеющим точность замера  $\pm 2^\circ\text{C}$ . Температура корпуса редуктора не должна превышать  $70^\circ\text{C}$ . Отдельные части корпуса могут иметь более высокую температуру.

## Устойчивость к воздействию климатических факторов

Испытания редукторов и мотор-редукторов исполнений У и Т категорий размещения 1—4 по ГОСТ 15150—69 на устойчивость к воздействию климатических факторов проводят при предварительных, приемочных и периодических испытаниях. Типовые испытания на устойчивость к воздействию климатических факторов проводят с учетом характера изменений, внесенных в конструкцию изделий.

Климатическим испытаниям подвергают не менее одного представителя ряда однотипных изделий. Число образцов для испытаний на устойчивость к воздействию климатических факторов — не менее двух, при испытаниях на грибоустойчивость число образцов определяет ГОСТ 9.050—75. Виды испытаний изделий и их распределение на различных этапах разработки и освоения в промышленном производстве в зависимости от макроклиматических районов и категорий размещения устанавливаются ГОСТ 15150—69 и ГОСТ 15151—69. Виды испытаний изделий в зависимости от этапа разработки и макроклиматического района приведены в табл. 5.3.

**Испытание на теплоустойчивость при эксплуатации.** Цель испытания — проверить параметры редукторов, устойчивость покрытий наружных поверхностей изделий в условиях воздействия повышенной температуры при эксплуатации. Испытание проводят в камере тепла при температуре воздуха:  $(40 \pm 3)^\circ\text{C}$  для исполнения У,  $(45 \pm 3)^\circ\text{C}$  для исполнения Т. Влажность не нормируется, нагрузка соответствует паспортной, режим работы продолжительный  $S1$  по ГОСТ 183—74. Продолжительность испытаний 4 ч при установленной температуре масла в корпусе изделия. В случае, если при указанной нагрузке температура масла в корпусе превысила допу-

**5.8. Виды испытаний изделий в зависимости от типа производства и макроклиматического района. Исполнение У и Т**

Вид испытания	Опытные образцы				Изделия серийного производства			
	$\frac{Y_1}{T_1}$	$\frac{Y_2}{T_2}$	$\frac{Y_3}{T_3}$	$\frac{Y_4}{T_4}$	$\frac{Y_1}{T_1}$	$\frac{Y_2}{T_2}$	$\frac{Y_3}{T_3}$	$\frac{Y_4}{T_4}$
На теплоустойчивость при эксплуатации	+	+	+	+	+	+	+	+
На холодаустойчивость при эксплуатации	+	+	+	+	+	+	+	+
На холодаустойчивость при транспортировании и хранении	+	+	+	+	—	—	—	—
На влагоустойчивость:								
длительный режим	+	+	+	+	—	—	—	—
ускоренный режим	+	—	—	—	+	+	+	+
На воздействие солнечной радиации	+	—	—	—	—	—	—	—
На брызгозащищенность	+	—	—	—	—	—	—	—
На динамическое воздействие пыли	—	—	—	—	—	—	—	—
На работоспособность изделий при статическом воздействии пыли	—	—	—	—	—	—	—	—
На грибоустойчивость	—	—	—	—	—	—	—	—

П р и м е ч а н и я: 1. Знак «+» означает, что испытания проводятся.

2. Допускается не проводить климатические испытания, если соответствие изделия предъявленным к нему требованиям гарантировано конструкцией (что подтверждается испытаниями самого изделия в процессе разработки или же при эксплуатации, а также испытаниями его конструктивно-технологических аналогов), о чем должно быть указано в стандартах на изделия.

3. Допускается климатические испытания изделий проводить в условиях эксплуатации установленного климатического исполнения.

4. Испытания на воздействие солнечной радиации, на грибоустойчивость проводить на изделиях или их частях, которые не подвергаются другим видам климатических испытаний.

5. Испытания на холодаустойчивость при транспортировании и хранении, на воздействие солнечной радиации, динамического воздействия пыли и на грибоустойчивость допускается проводить на частях изделий, которые подвергаются воздействию перечисленных климатических факторов.

стимую, нагрузку необходимо снижать ступенчато на 10 % в каждой ступени и продолжать испытания до стабилизации температуры масла в пределах допустимой не менее 4 ч. Зафиксированная нагрузка является предельно допустимой для данного типоразмера и передаточного отношения и должна быть подтверждена не менее чем на двух идентичных образцах. Если нет необходимости снижать паспортную нагрузку, она фиксируется в журнале наблюдений, и испытания ограничиваются одним образцом. Изделие считается выдержавшим испытание на теплоустойчивость при эксплуатации, если в период испытания подтверждены параметры, а внешний вид его соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

**Испытание изделий на холодоустойчивость при эксплуатации** проводят с целью проверить параметры изделий при отрицательной температуре воздуха (нижнем предельном значении) и после воздействия этой температуры. Изделие помещают в камеру холода и устанавливают температуру ( $-45 \pm 3$ ) °С. Допускается помещать изделие в камеру, температура которой установлена заранее. Изделие выдерживают в нерабочем состоянии в течение времени, достаточного для охлаждения всего объема изделия, но не менее чем 4 ч. Затем проводят испытание изделия при паспортной нагрузке и продолжительном режиме работы S1 по ГОСТ 183-74. Если испытания опытных образцов при паспортной нагрузке вызывают затруднения, нагрузку снижают на 50 или 25 % или определяют оптимальные ступени нагружения при эксплуатации в условиях отрицательных температур. Продолжительность испытания определяется временем, необходимым для достижения паспортных нагрузок в условиях низких температур, но не менее 4 ч. Изделие считается выдержавшим испытание на холодоустойчивость при эксплуатации, если в период испытания подтверждены его параметры, а внешний вид соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

**Испытание изделий на холодоустойчивость при транспортировании и хранении.** Испытания проводят с целью проверить способность изделий выдержать воздействие отрицательной температуры окружающего воздуха (нижнего предельного значения) при транспортировании и хранении. Изделия помещают в камеру холода, после чего устанавливают в камере температуру, равную нижнему значению температуры окружающего воздуха при транспортировании и хранении ( $-50 \pm 3$ ) °С. Допускается помещать изделия в камеру, температура которой установлена заранее. Изделия выдерживают в нерабочем состоянии в течение времени, достаточного для охлаждения всего объема изделия, но не менее 4 ч. Затем температуру в камере повышают до нормальной, и изделия извлекают из камеры. Допускается извлекать изделия без повышения температуры в камере до нормальной. Испытание на холодоустойчивость при транспортировании и хранении иногда совмещают с испытанием на холодоустойчивость при эксплуатации. Изделие считают выдержавшим испытание на холодоустойчивость при транспортировании и хранении, если внешний вид его соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

**Испытание изделий на влагоустойчивость.** Испытание проводят с целью проверить способность изделия сохранять внешний вид в условиях длительного воздействия повышенной влажности. Испытания проводят в камере влажности по режиму с конденсацией влаги (длительный или ускоренный циклический режим) в соответствии с ГОСТ 15151-69. Изделие считается выдержавшим испытание на влагоустойчивость, если внешний вид его соответствует требованиям по устойчивости покрытий.

**Испытание изделий на воздействие солнечной радиации.** Испытание проводят с целью проверить сохранение внешнего вида изделия или его отдельных деталей при воздействии ультрафиолетовой части спектра солнечной радиации. Испытание изделий или их отдельных деталей проводят в камере с источниками инфракрасного и ультрафиолетового излучения в соответствии с ГОСТ 15151-69. Изделие считается выдержавшим испытания на воздействие солнечной радиации, если его внешний вид после испытания соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

**Испытание изделий на динамическое воздействие пыли.** Испытание проводят с целью проверить устойчивость изделий к разрушающему (абразивному) воздействию пыли. Изделие помещают в камеру пыли в положении, установленном для изделия при эксплуатации. Испытания проводят в соответствии с ГОСТ 15151-69. Изделие считают выдержавшим испытание на динамическое воздействие пыли, если внешний вид его после испытания соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

**Испытание изделий на работоспособность при статическом воздействии пыли.** Испытание проводят с целью подтвердить способность изделий сохранять свои параметры в среде с повышенным содержанием пыли. Изделие помещают в камеру пыли в положении, установленном для изделия при эксплуатации. Испытание проводят в соответствии с ГОСТ 15151—69. После окончания испытания изделие извлекают из камеры и подвергают проверке работоспособности при паспортной нагрузке в течение 8 ч. Изделие считается выдержавшим испытание, если после выдержки в камере пыли его параметры подтверждены.

**Испытание изделия на грибостойчивость.** Испытание проводят с целью определить способность изделия или его деталей (сборочных единиц) противостоять развитию грибковой плесени. Испытание проводят на изделии или его деталях (образцах) в соответствии с ГОСТ 15151—69, ГОСТ 9.048—75, ГОСТ 9.050—75. Изделие считаются выдержавшим испытание, если после испытаний оно отвечает требованиям ГОСТ 15151—69, ГОСТ 9.048—75, ГОСТ 9.050—75.

**Испытание изделия на брызгозащищенность.** Испытание проводят с целью проверить устойчивость изделий к воздействию дождя. Изделие размещают под дождевальной установкой в положении, установленном для изделия при эксплуатации. Испытание проводят в соответствии с ГОСТ 15151—69. Изделие считают выдержавшим испытание, если анализ масла в нем не содержит воду до и после испытаний совпадают, а внешний вид его соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

**Устойчивость покрытий.** Устойчивость покрытий определяют визуально. Воздух или отслаивание покрытий, а также наличие коррозии в месте разрушившегося покрытия не допускается.

При испытании на грибостойчивость возможны отдельные мелкие вздутия лакокрасочных покрытий, исчезающие после 12—14 ч выдержки в нормальных климатических условиях, или отдельные очаги коррозии, не влияющие на работоспособность и надежность изделия и не ухудшающие внешнего (товарного) вида.

При испытании на грибостойчивость покрытия должны соответствовать ГОСТ 15151—69, ГОСТ 9.048—75, ГОСТ 9.050—75.

### Проверка дополнительных параметров

Принятый способ смазывания считается эффективным, если образцы прошли испытания в полном объеме с положительными результатами. Отсутствие течи масла в местах соединений и уплотнений определяют визуально в процессе испытания. Возможно подтекание масла через манжеты без каплеобразования. Допустимая удельная утечка и расчет удельной утечки должны соответствовать ГОСТ 8752—79. Объем утечки определяют с помощью фитиля или другим способом с точностью  $\pm 5\%$ .

Прочность валов, шпоночных, резьбовых соединений и других нагруженных деталей, работоспособность подшипниковых узлов определяют внешним осмотром после испытаний. Поворот внутренних колец подшипников, а также шестерен (колес) при бесшпоночных соединениях на валах не допустим. Контроль осуществляют с помощью рисок. Работа редуктора считается стабильной, если в процессе испытаний не происходит увеличения уровня шума или перепада температуры масла в корпусе по сравнению с окружающей средой. Проверку удобства обслуживания включается в удобстве залива, слива и контроля уровня масла, подключения питания электродвигателя. Удобство проведения ремонта определяют при сборке, разборке и монтаже редуктора. Редуктор должен разбираться, собираться и устанавливаться без доработок.

**Соответствие требованиям техники безопасности.** Проверку соответствия редуктора (мотор-редуктора) требованиям техники безопасности проводят визуально в соответствии с требованиями техдокументации.

### 6.3. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ УСТАНОВОЧНОЙ СЕРИИ

Установочную серию редукторов (мотор-редукторов) подвергают эксплуатационным испытаниям, которые проводят в режиме подконтрольной эксплуатации в соответствии с ГОСТ 16504—70 в период гарантийного срока эксплуатации. При этом контролируют: уровень нагрузки; продолжительность эксплуатации, отсутствие течи

масла; удобство монтажа и обслуживания; изменение шумовых характеристик.

Правила и порядок проведения эксплуатационных испытаний излагаются в программе-методике предприятия-изготовителя редукторов, согласованной с разработчиком техдокументации и организацией, проводящей испытания.

#### 5.4. ОФОРМЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

По окончании испытаний составляют протокол. Протоколы приемочных и периодических испытаний составляют по формам, рекомендованным ГОСТ 15.001—73. При положительных результатах предварительных (заводских) испытаний кроме протокола в соответствии с ГОСТ 15.001—73 составляют акт приемки изделия заводской комиссией, после чего оно передается на приемочные испытания. Материалы приемочных и периодических испытаний оформляются в соответствии с ГОСТ 15.001—73 и ОСТ2 НО 2-3—81.

При получении неудовлетворительных результатов разрабатывают мероприятия, направленные на устранение выявленных недостатков. Если паспортная нагрузка не может быть достигнута на каком-либо типоразмере редуктора (мотор-редуктора), разрабатывают предложения по ее уточнению. Результаты эксплуатационных испытаний установочной серии редукторов (мотор-редукторов) оформляются протоколом, подписываемым изготовителем и потребителем редукторов. Выводы, сделанные при анализе результатов испытаний, служат основанием для внесения изменений в конструкцию редуктора (мотор-редуктора) при корректировке техдокументации.

#### 5.5. ОЦЕНКА УРОВНЯ ШУМА РЕДУКТОРОВ И МОТОР-РЕДУКТОРОВ ОБЩЕМАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Редукторы и мотор-редукторы, общемашиностроительного применения— относят к агрегатам, создающим повышенный шум. В связи с этим возникает необходимость измерений и нормирования уровня шума. ВНИИредуктор разработал отраслевой стандарт «Редукторы и мотор-редукторы общего назначения. Допустимые уровни шума» ОСТ2 Н89-5—79.

В отраслевом стандарте приведены уровни шума для конкретных типов редукторов и мотор-редукторов, которые можно принять за исходные данные при разработке мероприятий по их снижению. Разработана также методика определения шумовых характеристик для редукторов и мотор-редукторов общемашиностроительного применения, которая является дополнением к разработанному стандарту.

Для оценки уровня шума редукторов и мотор-редукторов в отраслевом стандарте включены в качестве нормируемых следующие величины: октавные уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) и корректированный уровень звуковой мощности  $L_{pA}$  (дБА). В стандарте приведены предельные значения нормируемых величин для разных типов редукторов и мотор-редукторов.

#### Предельные значения нормируемых величин

Предельные октавные уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) и корректированный уровень звуковой мощности  $L_{pA}$  (дБА) устанавливают для конкретного типа редукторов и мотор-редукторов в зависимости от номинальной передаваемой мощности при частоте вращения входного вала 1500 об/мин. Значения уровней звуковой мощности предельных октавных и корректированного для разных типов редукторов приведены в табл. 5.4—5.10.

Минимальное расстояние рабочего места от контура редукторов мотор-редуктора, шумовые характеристики которого превышают величины, установленные ГОСТ 12.1.003—76 определяют по графику (рис. 5.5).

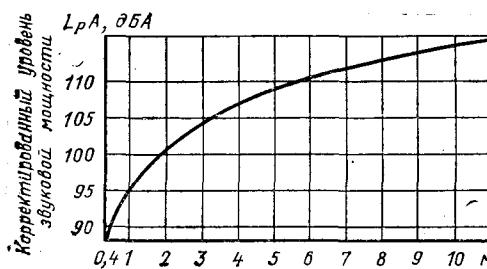


Рис. 5.5. Уровень звуковой мощности

В конструкциях машин с встраиваемыми редукторами (мотор-редукторами) необходимо предусматривать меры по снижению шума для обеспечения на рабочих местах требований, соответствующих ГОСТ 12.1.003—76.

Значения шумовых характеристик должны указываться в технической документации на редуктор (мотор-редуктор).

#### 5.4. Октаавные уровни звуковой мощности $L_p$ (дБ) для планетарных редукторов

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Дэ 1,5	76	79	82	85	87	85	81	76	88
Св. 1,5 до 4	79	82	85	87	90	88	84	79	91
» 4 » 12	82	85	88	91	94	92	88	83	95
» 12 » 22	86	89	92	95	98	96	92	87	100

#### 5.5. Октаавные уровни звуковой мощности $L_p$ (дБ) для цилиндрических мотор-редукторов

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
До 1,5	76	79	82	85	88	86	82	77	90
Св. 1,5 до 4	79	82	85	88	91	89	85	80	93
» 4 » 12	81	84	88	92	95	93	89	84	97
» 12 » 22	87	90	93	96	99	97	93	88	102

#### 5.6. Октаавные уровни звуковой мощности $L_p$ (дБ) для одноступенчатых цилиндрических и конических редукторов

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
До 12	90	91	93	95	96	95	91	87	93
Св. 12 до 40	93	94	96	98	99	97	94	90	102
» 40 » 125	97	98	100	102	103	101	98	94	106
» 125 » 200	101	102	104	106	107	105	102	98	110
» 200 » 400	105	107	109	111	112	110	107	103	115

**5.7. Октаавные уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) для двухступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов**

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
До 1,5	79	81	83	85	87	84	80	75	89
Св. 1,5 до 4	83	85	87	89	91	88	84	79	93
» 4 » 12	88	90	92	94	96	93	89	84	98
» 12 » 40	94	96	98	100	102	99	95	90	104
» 40 » 125	100	102	104	106	108	105	101	96	110
» 125 » 400	106	108	110	112	114	111	107	102	116

**5.8. Октаавные уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) для трехступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов**

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
До 1,5	77	78	80	82	84	81	77	72	86
Св. 1,5 до 4	79	82	84	86	88	85	81	76	90
» 4 » 12	86	87	89	91	93	90	86	81	95
» 12 » 40	91	93	95	97	99	96	92	87	101
» 40 » 125	99	100	102	104	106	103	99	94	108

**5.9. Октаавные уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) для червячных редукторов**

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
До 1,5	73	76	79	82	81	79	75	70	84
Св. 1,5 до 4	76	79	82	85	84	82	78	73	87
» 4 » 12	80	83	86	90	88	86	82	77	91
» 12 » 40	85	88	91	95	93	91	87	82	96
» 40 » 125	91	94	97	101	99	97	93	88	102

**5.10. Октаавные уровни звуковой мощности  $L_p$  (дБ) для червячных мотор-редукторов**

Номинальная передаваемая мощность при паспортных нагрузках, кВт	Среднегеометрические частоты октаавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности $L_{pA}$ , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
До 1,5	74	77	80	83	82	80	76	71	85
Св. 1,5 до 4	77	80	83	86	85	83	79	74	88
» 4 » 12	81	84	87	90	89	87	83	78	92
» 12 » 40	86	89	92	95	94	92	88	83	97

## Подготовка и условия проведения измерений шумовых характеристик редукторов и мотор-редукторов

Для определения шумовой характеристики редукторов и мотор-редукторов применяют ориентировочный метод измерения шумовых характеристик на расстоянии 1 м от наружного контура редуктора или мотор-редуктора.

При проведении измерений должно учитываться влияние помех. Если разность между измеренными суммарным уровнем (уровнем, создаваемым редуктором, мотор-редуктором плюс уровень помех) и уровнем помех (измеренным при неработающем редукторе, мотор-редукторе) больше или равна 10 дБ, то влияние помех на результаты измерения можно не учитывать. Если эта разность составляет 9—10 дБ, то из измеренного суммарного уровня следует вычесть 0,5 дБ, при разности 6—8 дБ следует вычесть 1 дБ. Если эта разность равна или меньше 3 дБ или уровень помех сильно колеблется во времени, то проведение измерений недопустимо.

Аппаратура, применяемая для измерения шумовых характеристик, должна соответствовать требованиям ГОСТ 2.1.028—80.

### Измерение шумовых характеристик

Для редукторов и мотор-редукторов серийного производства выборочно проверяют шумовые характеристики. Объем выборки устанавливается технической документацией предприятия-изготовителя. Редуктор (мотор-редуктор) должен быть установлен так, чтобы его наружная поверхность находилась не ближе 2 м к отражающим звук поверхностям (стены, колонны). Точки измерения располагают равномерно на измерительной поверхности, близкой по форме к наружному контуру редуктора (мотор-редуктора), отстоящей от него на расстояния  $d = 1^{+0,5}_{-0,1}$  м. Высота микрофона над полом должна быть не менее 1,5 м.

Число точек измерения при испытаниях выбирают так, чтобы разность уровней в соседних точках не превышала 5 дБ, но не менее пяти точек. По полученным результатам измерений октавных уровней звукового давления и уровней звука необходимо вычислить:

октавные уровни звуковой мощности  $L_p$ , дБ;

корректированный уровень звуковой мощности  $L_{pA}$ , дБА.

Октаавный уровень звуковой мощности  $L_p$  (дБ) вычисляют по формуле

$$L_p = L_{m_1} + L_s,$$

где  $L_{m_1}$  — средний октавный уровень звукового давления в данной октаве на измерительной поверхности, расположенной на расстоянии 1 м от наружного контура редуктора (мотор-редуктора), дБ;  $L_s$  — слагаемое, учитывающее размеры измерительной поверхности (табл. 5.11).

Корректированный уровень звуковой мощности  $L_{pA}$  (дБА) вычисляют аналогично;  $L_{m_1}$  в этом случае означает средний уровень звука на измерительной поверхности (дБА).

Систематические погрешности средств измерений шумовых характеристик, определяемые по результатам градуировки, должны суммироваться алгебраически с учетом их знаков и исключаться из результатов измерений.

#### 5.11. Значение слагаемого $L_s$ в зависимости от величины измерительной поверхности

$L_s = \ln(b + c)^*$

Величина измерительной поверхности $S, m^2$	$L_s, dB$
Св. 7 до 9	9
» 9 » 11	10
» 11 » 14	11
» 14 » 18	12
» 18 » 22	13

\* Величины  $a$ ,  $b$ ,  $c$  вычисляются по формуле:

$$a = 0,6l_1 + a_1, \quad b = 0,5l_2 + d; \\ c = l_3 + d_1$$

где  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  — основные габаритные размеры (длина, ширина, высота) редуктора (мотор-редуктора), м.

Оценка шумовой характеристики редуктора (мотор-редуктора) должна осуществляться путем сравнения вычисленных результатов с величинами, приведенными в табл. 5.4—5.10.

**Оформление результатов измерений.** Результаты измерения шумовых характеристик опытных образцов при типовых испытаниях должны быть оформлены в виде протокола. Для наглядности на диаграмме протокола строятся две кривые октавных уровней звуковой мощности: первая — по фактическим результатам измерений, вторая — в соответствии с табл. 5.4—5.10.

## Основные термины и определения

Уровень звукового давления определяют по формуле

$$L = 20 \lg \frac{P}{P_0},$$

где  $L$  — уровень звукового давления, дБ;  $P$  — среднеквадратичное значение звукового давления в точке измерения, Па ( $\text{Н}\cdot\text{м}^{-2}$ );  $P_0$  — пороговая величина звукового давления, равная  $2 \cdot 10^{-5}$ , Па.

Уровень шума (или уровень звука) в точке измерения есть общий уровень звукового давления, частотный спектр которого откорректирован в соответствии с кривой коррекции  $A$  шумометра. Уровень звука  $L_A$  измеряют шумометром с включенной относительной частотной характеристикой  $A$ .

Средний уровень (по энергии) звукового давления вычисляют по формуле

$$L_m = 10 \lg \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_i} \right) - K,$$

где  $L_i$  —  $i$ -й уровень из усредняемых, дБ;  $K$  — постоянная, учитывающая влияние отраженного звука, определяется по ГОСТ 12.1.026—80 или ГОСТ 12.1.028—80.

Если разность между наибольшим и наименьшим уровнями не превышает 5 дБ, то средний уровень  $L_m$  приближенно равен среднему арифметическому значению всех уровней  $L_i$

$$L_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i - K.$$

Уровень звуковой мощности (дБ) — величина, вычисляемая по формуле:

$$L_p = L_m + 10 \lg S/S_0,$$

где  $S$  — площадь измерительной поверхности,  $\text{м}^2$ ;  $S_0 = 1 \text{ м}^2$ .

Корректированный уровень звуковой мощности  $L_{pA}$  — уровень звуковой мощности, вычисленный с учетом частотной характеристики шумометра  $A$  в соответствии с ГОСТ 17187—71.

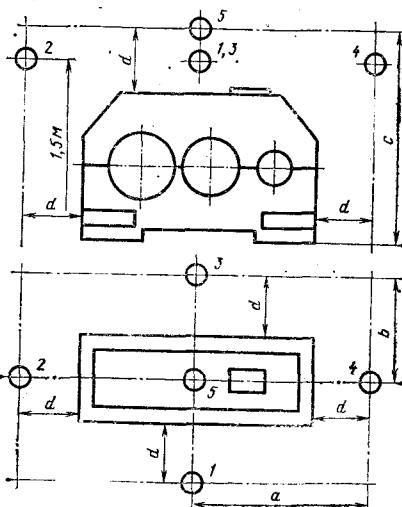


Рис. 5.6. Пример расположения точек измерений вокруг редуктора на расстоянии 1 м

**Стабильный** (стационарный) шум — шумовой сигнал, среднеквадратичное значение которого постоянно в пределах  $+3$  дБ за период наблюдения.

**Шум, колеблющийся во времени**, — шумовой сигнал, среднеквадратичное значение которого изменяется более, чем на  $+3$  дБ за период наблюдения.

**Импульсный шум** — шумовой сигнал в виде импульсов продолжительностью 1—20 мс или импульсов, следующих один за другим в интервалах более 10 мс и воспринимаемых, например, человеческим ухом, как следующие один за другим удары.

**Тональный шум** — шумовой сигнал, частотный спектр которого содержит одну из составляющих, превышающую уровни во всех других полосах частот на 10 дБ и более.

### Определение измерительной поверхности и расположение точек измерения

**Измерительная поверхность** — воображаемая поверхность, окружающая редуктор (мотор-редуктор), на которой проводят измерения согласно принятой методике. Измерительная поверхность может быть сферической, полусферической или повторять контур редуктора (мотор-редуктора) на расстоянии 1 м от него.

В настоящих рекомендациях измерительную поверхность выбирают по форме, близкой к наружному контуру редуктора (мотор-редуктора), отстоящей от него на расстоянии  $d = 1^{+0,5}_{-0,1}$  м.

Форма измерительной поверхности должна быть простой, удобной для определения ее площади и равномерного распределения точек измерения.

Пример измерительной поверхности с указанием расположения точек измерения приведен на рис. 5.6.

## 6. МЕТОДИКА ВЫБОРА РЕДУКТОРОВ (МОТОР-РЕДУКТОРОВ) В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАГРУЗКИ

Редуктор (мотор-редуктор) выбирают по каталогу в несколько этапов:  
выбор типа редуктора (мотор-редуктора),  
определение типоразмера,  
проверка консольных нагрузок,  
проверка отсутствия перегрева.

### 6.1. ВЫБОР ТИПА РЕДУКТОРА

Тип редуктора определяют по следующим признакам: типу использованных передач (цилиндрических, червячных, конических, планетарных, комбинированных), взаимному расположению передач, количеству ступеней, расположению валов в пространстве.

Пример условного обозначения редуктора в каталоге:

Ц3У-200-125-12КУ2,

где Ц3У — тип редуктора (цилиндрический, трехступенчатый, универсальный); 200 — межосевое расстояние тихоходной ступени, мм; 125 — номинальное передаточное число; 12 — вариант сборки; К — конический конец выходного вала; У — климатическое исполнение; 2 — категория размещения.

Для выбора типа редуктора необходимы следующие данные: передаточное число  $\mu$ , максимальный крутящий момент  $T_{max}$ , режим эксплуатации, конструктивные и эксплуатационные особенности привода (компактность, взаимное расположение валов, уровень шума и т. д.).

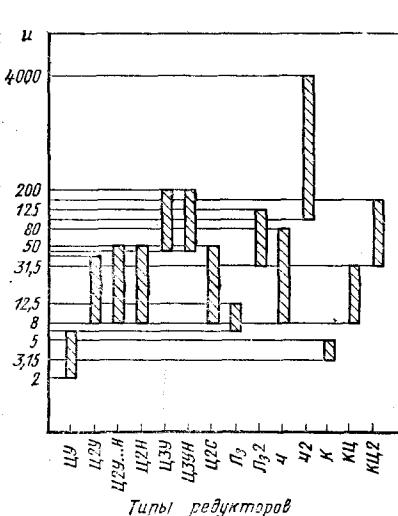


Рис. 6.1. Распределение типов редукторов по передаточным числам

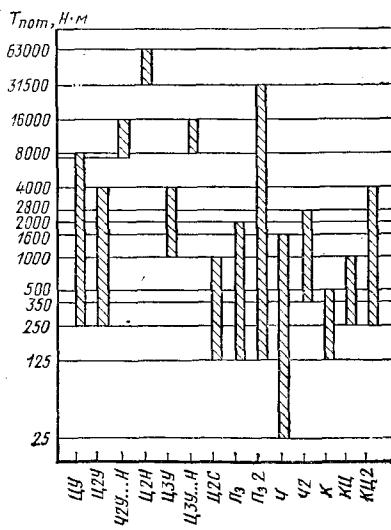


Рис. 6.2. Распределение типов редукторов по крутящим моментам на тихоходном валу

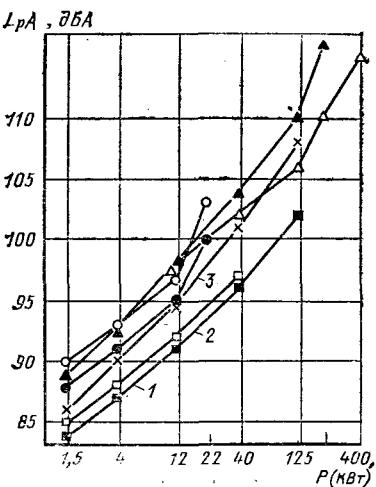


Рис. 6.3. Уровень шума редукторов и мотор-редукторов по ОСТ 2-Н89-5-79:  
 ● — планетарных мотор-редукторов; ○ — цилиндрических мотор-редукторов; Δ — одноступенчатых цилиндрических и конических редукторов; ▲ — двухступенчатых цилиндрических и конических-цилиндрических редукторов; × — трехступенчатых цилиндрических и конечно-цилиндрических редукторов; ■ — червячных редукторов; □ — червячных мотор-редукторов

Предварительный выбор типа редуктора. По диаграмме, приведенной на рис. 6.1, отбирают типы редукторов, передаточное число которых соответствует заданному, а по диаграмме, приведенной на рис. 6.2, — типы редукторов, передающие заданный крутящий момент.

Окончательный выбор типа редуктора. Для окончательного выбора типа редуктора необходимо учесть следующие отличительные особенности каждого типа.

Относительное расположение осей входного и выходного валов: одноступенчатые и червячно-цилиндрические

перекрещивающиеся (червячные редукторы);

пересекающиеся (конические и конечно-цилиндрические редукторы);  
параллельное (цилиндрические и червячные двухступенчатые редукторы);  
соосное (планетарные и соосные редукторы).

Уровень шума (рис. 6.3): наиболее низкий — у червячных редукторов; наиболее высокий — у цилиндрических и конических редукторов, зубья передач которых имеют высокую твердость поверхностей.

Коэффициент полезного действия: наиболее высокий — у планетарных и одноступенчатых цилиндрических; наиболее низкий — у червячных (особенно у двухступенчатых) редукторов.

Из-за относительно невысоких значений КПД червячные и глобоидные редукторы предпочтительнее использовать в повторно-кратковременных режимах эксплуатации.

Материалность (в соответствии с ГОСТ 16162—78 для одних и тех же значений крутящего момента на тихоходном валу): наиболее высокая — у конических редукторов, наиболее низкая — у планетарных одноступенчатых.

Габаритные размеры при одних и тех же передаточных числах и крутящих моментах: наибольшие осевые — у соосных и планетарных, наибольшие в направлении, перпендикулярном осям, — у цилиндрических трехступенчатых, наименьшие радиальные — у планетарных редукторов.

Относительная стоимость, руб/(Н·м), при одних и тех же значениях главного параметра редукторов:

при  $\mu \leq 63$  — низкая у цилиндрических, выше у планетарных, наиболее высокая — у конических;

при  $\mu > 63$  — более высокая стоимость у червячных двухступенчатых редукторов, ниже — у планетарных.

## 6.2. ВЫБОР ТИПА МОТОР-РЕДУКТОРА

Тип мотор-редуктора определяют так же, как и тип редуктора. Пример условного обозначения мотор-редуктора в каталоге:

МПз-63-180-ЦТЗ,

где МПз — тип мотор-редуктора (планетарный зубчатый); 63 — радиус водила, мм; 180 — номинальная частота вращения тихоходного вала, об/мин; Ц — цилиндрический конец тихоходного вала; Т — климатическое исполнение; З — категория размещения.

Рис. 6.4. Распределение типов мотор-редукторов:

*a* — по частотам вращения тихоходного вала; *b* — по крутящим моментам на тихоходном валу

Для выбора мотор-редуктора необходимы следующие данные: частота вращения тихоходного вала  $n_T$ ; значение максимального крутящего момента  $T_{\max}$ ; режим эксплуатации; конструктивные и эксплуатационные особенности привода.

Предварительный выбор типа мотор-редуктора выполняется аналогично выбору редуктора по диаграмме (рис. 6.4, *a*, *b*).

Окончательный выбор типа мотор-редуктора выполняется так же, как и редуктора, но с учетом отличительных особенностей мотор-редукторов.

Зубчатые мотор-редукторы рекомендуется использовать при продолжительной работе (режим S1 по ГОСТ 183—74), червячные мотор-редукторы — при повторно-кратковременном режиме работы.

### 6.3. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА РЕДУКТОРА (МОТОР-РЕДУКТОРА)

Выбор типоразмера редуктора (мотор-редуктора) сводится к определению по каталогу его главного параметра:

межосевого расстояния  $a_w$  для цилиндрических и червячных одноступенчатых редукторов;

внешнего делительного диаметра конического колеса  $d_{e2}$  — для конических; радиуса водила  $R_h$  — для планетарных.

При выборе типоразмера многоступенчатого редуктора параметры  $a_w$ ,  $d_{e2}$  и  $R_h$  определяются для тихоходной ступени.

Параметры выбираемого редуктора (мотор-редуктора) должны удовлетворять следующим условиям:

$$T_{\text{ном}} \geq T_{HE}; \quad (6.1)$$

$$T_{HE} = K_{\text{реж}} T_{\max}; \quad (6.2)$$

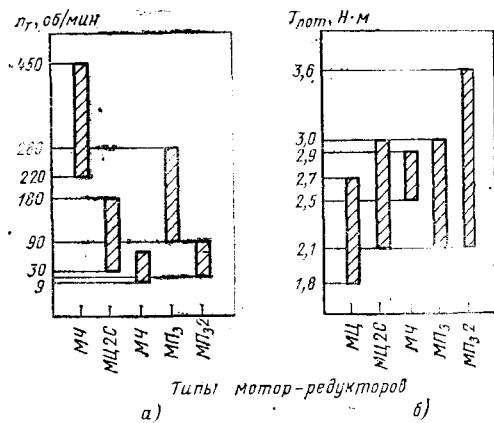
$$F_{t \text{ nom}} \geq K_{\text{реж}} F_{t \text{ max}}; \quad (6.3)$$

$$F_{b \text{ nom}} \geq K_{\text{реж}} F_{b \text{ max}}; \quad (6.4)$$

$$\text{Отсутствие перегрева} \quad (6.5)$$

где  $K_{\text{реж}}$  — коэффициент режима работы;  $T_{\text{ном}}$  — момент на тихоходном валу приводимый в каталоге, для продолжительной работы редуктора при постоянной нагрузке;  $T_{HE}$  — момент постоянной величины на тихоходном валу, разрушающее воздействие которого эквивалентно воздействию реального переменного момента;  $T_{\max}$  — наибольший из крутящих моментов на тихоходном валу при нормально протекающем технологическом процессе;  $F_{t \text{ nom}}$ ,  $F_{t \text{ max}}$  — значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов (мотор-редукторов), приводимые в каталоге и соответствующие  $T_{\text{ном}}$ ;  $F_{t \text{ max}}$ ,  $F_{b \text{ max}}$  — наибольшие значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов (мотор-редукторов) при нормально протекающем технологическом процессе.

Для выбора типоразмера по (6.2) подсчитывают  $T_{HE}$ , затем по каталогу подбирают ближайшее к расчетному  $T_{HE}$  значение  $T_{\text{ном}}$ , удовлетворяющее условию (6.1).



а) б)

### Определение коэффициента режима работы $K_{\text{реж}}$

Существуют два способа определения  $K_{\text{реж}}$  — при полной и неполной информации о выбирамом редукторе. Первый способ является предпочтительным.

**Способ 1 (предпочтительный).** При полной информации об уровнях нагрузок, времени их действия и о некоторых характеристиках редукторов (мотор-редуктора) коэффициент режима работы находят из уравнения

$$K_{\text{реж}} = K_d, \quad (6.6)$$

где  $K_d$  — коэффициент долговечности.

Исходные данные при расчете этим способом: тип редуктора; передаточное число  $u$ ; вариант сборки по ГОСТу; формы концов валов; средняя твердость рабочих поверхностей зубьев тихоходной шестерни  $H_1$  (табл. 6.1);  $T_{\max}$ ,  $F_{T\max}$ ,  $F_{B\max}$  и места их приложения, класс нагрузки,  $t_z$ , ч; нагрузка реверсивная или нереверсивная;  $P_B$ , %;  $K_B$ ;  $P_{\text{терм}}$ ;  $t_B$ .

Определение числа циклов перемены напряжений для тихоходной шестерни зубчатых редукторов: при нереверсивной нагрузке

$$N_z = 60t_z n_6 \frac{\mu_t}{u} C; \quad (6.7)$$

при реверсивной нагрузке

$$N_z = 30t_z n_6 \frac{\mu_t}{u} C, \quad (6.8)$$

где  $C = 3$  для трехсателлитных планетарных редукторов;  $C = 1$  для остальных редукторов;  $\mu_t$  — передаточное число тихоходной ступени; если оно неизвестно, его принимают равным 5.

Базовое число циклов перемены контактных напряжений для зубчатых редукторов определяют по графику (рис. 6.5).

Определение коэффициента долговечности:

#### 6.1. Ориентировочные данные о средней твердости рабочих поверхностей зубьев тихоходной шестерни

Тип редуктора	Предприятие-изготовитель	Средняя твердость $H_1$
ЦУ; Ц2У; ЦЗУ	Ижевское ПО «Редуктор»	$HRC 60$ ( $HB 614$ )
Ц2У ... Н, Ц2Н, Ц3У ... Н	Майкопский редукторный завод	$HB 286$
К; КЦ; КЦ2	—	$HRC 60$ ( $HB 614$ )
МЦ2С	Псковский завод зубчатых колес	$HRC 60$ ( $HB 614$ )
	Киевский опытно-показательный редукторный завод	$HRC 60$ ( $HB 614$ )
	Псковский завод зубчатых колес	$HB 286$
Пз; Пз2; МПз; МГз2	Волжский завод планетарных зубчатых редукторов и мотор-редукторов Киевский опытно-показательный редукторный завод	$HV > 542$ ( $HB > 486$ ) $HRC 59$ ( $HB 600$ ) $HV > 542$ ( $HB > 486$ )

Рис. 6.5. Зависимость базового числа циклов от твердости поверхности зубьев

для зубчатых редукторов (мотор-редукторов)

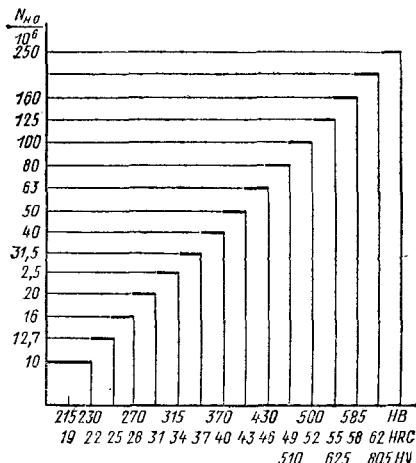
$$K_d = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N_E}{N_{H_0}}}; \quad (6.9)$$

для червячных редукторов (мотор-редукторов) и глобоидных редукторов

$$K_d = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{t_\Sigma}{20000}}. \quad (6.10)$$

Значения  $K_d$  находятся в пределах

$$\frac{1}{K_{Pi}} \leq K_d \leq 1, \quad (6.11)$$



где  $K_d$  — коэффициент перегрузочной способности, определяемый по каталогу. Для предварительного расчета могут быть приняты следующие ориентировочные значения этого коэффициента:

#### Ориентировочные значения коэффициента перегрузочной способности $K_d$

Редукторы с передачами Новикова (Ц2У ... Н, ЦОН, Ц2УН, ЦЗУ ... Н)	1,0
Планетарные редукторы (Пз, Пз2)	1,25
Червячные редукторы	1,4
Одноступенчатые цилиндрические редукторы с эвольвентным зацеплением	1,6
Двух- и трёхступенчатые цилиндрические редукторы с эвольвентным зацеплением	2,0
Глобоидные редукторы	2,5

Коэффициент переменности нагрузки  $K_{HE}$  определяют по формуле

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{t_\Sigma}}, \quad (6.12)$$

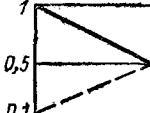
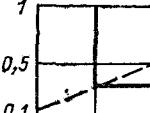
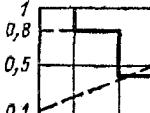
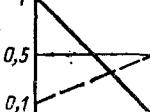
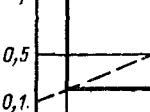
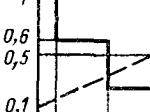
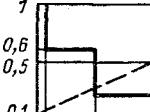
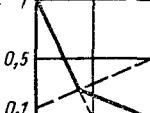
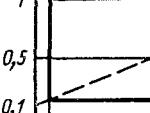
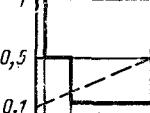
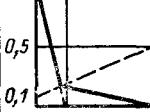
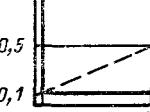
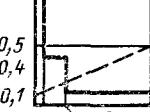
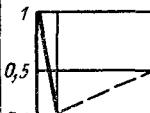
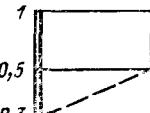
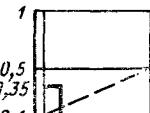
где  $T_i$  — текущий крутящий момент на тихоходном валу редуктора;  $T_{\max}$  — наибольший крутящий момент на тихоходном валу редуктора при нормально протекающем технологическом процессе;  $i$  — время действия момента  $T_i$ ;  $t_\Sigma$  — машинное время работы за весь срок службы редуктора.

При определении  $K_{HE}$  учитывают все действующие нагрузки, кроме тех, которые лежат ниже линии 0,1—0,5 (рис. 6.6), так как эти нагрузки, накапливаясь за весь срок службы редуктора, не вызывают повреждений. Коэффициент  $K_{HE}$  является численной характеристикой класса нагрузки, т. е. интенсивности использования редуктора по нагрузке в течение всего срока службы.

Определение  $K_{HE}$  с помощью графиков нагрузки, которые строят для реальной нагрузки в относительных координатах  $T_i/T_{\max}$  и  $t_i/t_\Sigma$  с одинаковыми масштабами по осям.

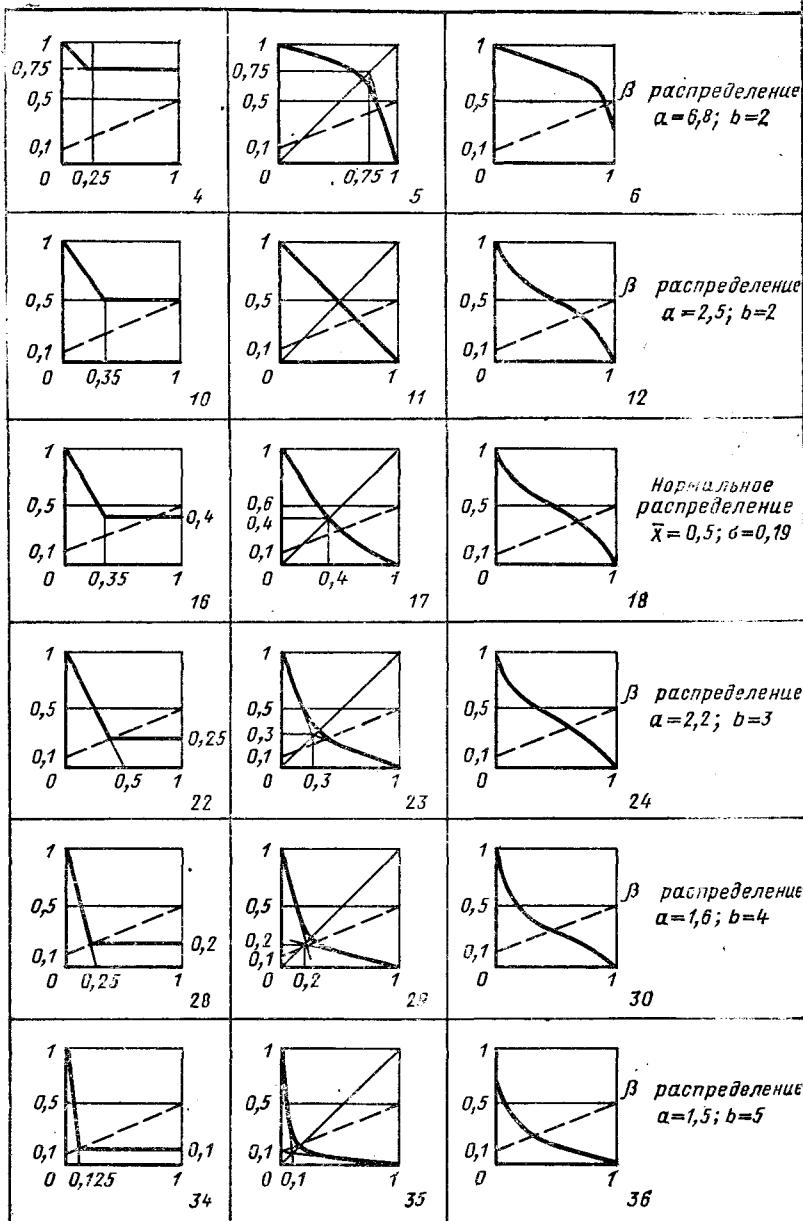
Типовые графики нагрузки (см. рис. 6.6) — самая простая форма определения значений коэффициента переменности нагрузки  $K_{HE}$ . Графики нагрузки, эквивалентные по значениям  $K_{HE}$  типовым, приведены в табл. 6.2. Если реальный график нагрузки близок к одному из типовых или эквивалентных, то принимается соответствующее значение  $K_{HE}$ . В сомнительных случаях принимают большее значение  $K_{HE}$ .

6.2. Эквивалентные графики нагрузки

<i>Номер режима</i>	<i>Класс нагрузки</i>	<i>K<sub>НЕ</sub></i>	<i>Типовой график</i>	<i>Эквивалентные</i>		
<b>II</b>	<i>H 0,600</i>	-				
		<i>0,600</i>	<i>0,5</i>		<i>0,3</i>	
			<i>0,1</i>			
			<i>0</i>			
			<i>1</i>			
<b>III</b>	<i>H 0,630</i>	<i>0,630</i>				
			<i>0,5</i>		<i>0,2</i>	
			<i>0,1</i>			
			<i>0</i>			
			<i>1</i>			
			<i>7</i>		<i>8</i>	<i>9</i>
<b>IV</b>	<i>H 0,560</i>	<i>0,560</i>				
			<i>0,5</i>		<i>0,15</i>	
			<i>0,1</i>			
			<i>0</i>			
			<i>0,7</i>		<i>13</i>	<i>14</i>
			<i>1</i>			
<b>V</b>	<i>H 0,500</i>	<i>0,500</i>				
			<i>0,5</i>		<i>0,15</i>	
			<i>0,1</i>			
			<i>0</i>			
			<i>0,5</i>			
			<i>19</i>		<i>20</i>	<i>21</i>
<b>VI</b>	<i>H 0,400</i>	<i>0,400</i>				
			<i>0,5</i>		<i>0,1</i>	
			<i>0,1</i>			
			<i>0</i>			
			<i>0,25</i>		<i>25</i>	<i>26</i>
			<i>1</i>			
<b>VII</b>	<i>H 0,315</i>	<i>0,315</i>				
			<i>0,5</i>		<i>0,1</i>	
			<i>0,3</i>			
			<i>0</i>			
			<i>0,126</i>		<i>31</i>	<i>32</i>
			<i>1</i>			
						<i>33</i>

Примечание. На графиках 6, 12, 24, 30, 36 и в табл. 6 — параметры β-распределения:

з р а ф и к и



на графиках 18:  $x$  — математическое ожидание,  $\sigma$  — среднее квадратическое отклонение.

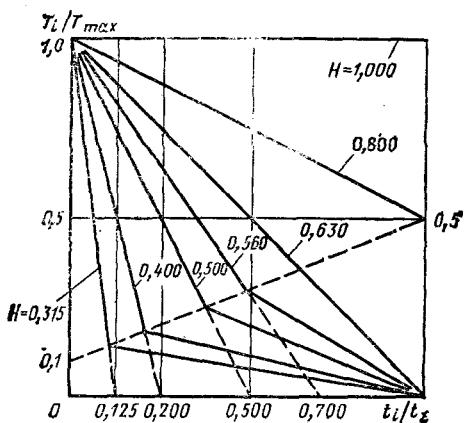


Рис. 6.6. Типовые графики нагрузки

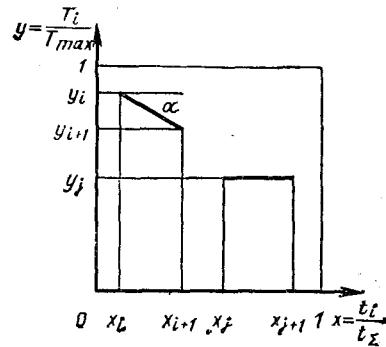


Рис. 6.7. Пример полигона нагрузки

Если реальный график нагрузки не может быть сведен ни к одному из типовых эквивалентных, то он может быть аппроксимирован полигоном, состоящим из наклонных и горизонтальных линий.

Для полигона коэффициент перемежности нагрузки определяется по формуле

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \frac{y_i^3 - y_{i+1}^3}{4(\lg \alpha_i)} + \sum_{j=1}^k y_j^3 (x_{j+1} - x_j)}, \quad (6.13)$$

где суммирование по  $i$  выполняют для всех наклонных участков полигона; суммирование по  $j$  — для всех горизонтальных участков полигона.

**Способ 2.** Определение коэффициента режима работы при **неполной информации**. Исходные данные при неполной информации: тип редуктора;  $T_{max}$ ; наличие перегрузок, толчков; вид двигателя; ПВ %; время работы в сутки; вид приводимой машины; реверсивность или нереверсивность нагрузки;  $F_{tmax}$ ;  $F_{bmax}$ ,  $P_{term}$ .

Значение  $K_{реж}$  для зубчатых редукторов (мотор-редукторов) находят из зависимости

$$K_{реж} = K_{дв} K_{ПВ} K_c K_H K_{рев}; \quad (6.14)$$

для червячных редукторов (мотор-редукторов)

$$K_{реж} = K_{дв} K_{ПВ} K_c K_H K_{рев} K_{ч}, \quad (6.15)$$

где  $K_{дв}$  — коэффициент, величина которого зависит от группы двигателя (табл. 6.3).

К группе 1 относят электродвигатели, многоцилиндровые (не менее 8 цилиндров) двигатели внутреннего сгорания, турбины газовые или гидравлические; к группе 2 — четырех- и шестицилиндровые двигатели внутреннего сгорания, паровые турбины; к группе 3 — одно- и двухцилиндровые двигатели внутреннего сгорания.

Определение  $K_{ПВ}$  для зубчатых редукторов (мотор-редукторов) проводят по табл. 6.4, для червячных — по табл. 6.5, для глобоидных типов  $\Psi_g$  и  $\Psi_{ог}$  в соответствии с ГОСТ 21164—75, ГОСТ 21165—75 и по табл. 6.6.

Определение коэффициентов  $K_c$  и  $K_M$ . Значения  $K_c$  в зависимости от продолжительности работы редуктора в течение суток приведены в табл. 6.7, в табл. 6.8 даны значения  $K_M$ . Величина этого коэффициента зависит от группы приводимых машин.

**6.3. Коэффициент  $K_{\text{дв}}$** 

Группа двигателя	1	2	3
$K_{\text{дв}}$	1,0	1,2	1,4

**6.4. Коэффициент для зубчатых редукторов  $K_{\text{ПВ}}$** 

ПВ, %	100	60	40	25	15
$K_{\text{ПВ}}$	1,00	0,90	0,80	0,70	0,67

**6.5. Коэффициент  $K_{\text{ПВ}}$  для червячных редукторов**

ПВ, %	100	60	40	25	15
$K_{\text{ПВ}}$	1,00	0,80	0,7	0,6	0,5

Существуют следующие группы машин.

Группа 1. Работа без толчков, нагрузка почти не изменяется, 4—10 пусков в час

$$T_{\text{пуск}}/T_{\text{max}} = 1,5 \div 2,0.$$

К этой группе машин относят электрические генераторы, ленточные, пластинчатые и шнековые конвейеры, легкие подъемники, электротельферы, легкие вентиляторы, турбовоздуходувки, центробежные компрессоры, мешалки и смесители для веществ равномерной плотности, разливочные и упаковочные машины, зубчатые насосы, приводы подачи станков и т. п.

Группа 2. Работа с легкими и умеренными толчками, нагрузка в течение цикла меняется незначительно, число пусков в час — 20—60:

$$T_{\text{пуск}}/T_{\text{max}} = 1,8 \div 2,0.$$

К этой группе машин относят тяжелые вентиляторы, поворотные устройства подъемных кранов, мешалки и смесители веществ с неравномерной плотностью, поршневые насосы с несколькими цилиндрами, главные приводы станков, деревообрабатывающие станки, центробежные насосы, оборудование мукомольных заводов и т. п.

Группа 3. Работа с сильными толчками, количество пусков в час до 120:

$$T_{\text{пуск}}/T_{\text{max}} = 2,2 \div 3,0.$$

К этой группе машин относят одноцилиндровые компрессоры, штампы, ножницы гильотинные, приводы механизмов доменных печей, резиносмесители, шлифовальные и протяжные станки, грохоты, тяжелые центрифуги, блоки, зуборезные стаки, вибрационные механизмы, цементные мельницы, гидропульты, ударные дробилки, сукновальные машины, брикетные прессы, машины для изготовления кирпича, вращающиеся трубчатые печи, вытяжные вентиляторы шахт, аппараты для размешивания химически кристаллизуемых объектов и т. п. Использование мотор-редукторов с машинами групп 2 и 3 не рекомендуется.

**6.6. Коэффициент  $K_{\text{ПВ}}$  для гипоидных редукторов типа Ч<sub>р</sub> и Ч<sub>ог</sub>**

ПВ, %	100	63	40	25	16
$K_{\text{ПВ}}$	1,00	0,80	0,63	0,50	0,40

**6.7. Коэффициент  $K_{\text{с}}$** 

$t, \text{ ч}$	До 1	1—3	8—12	24
$K_{\text{с}}$	0,7	0,8	1,0	1,2

**6.8. Коэффициент  $K_{\text{м}}$** 

Группа приводимых машин	1	2	3
$K_{\text{м}}$	1,0	1,2	1,4

Определение коэффициента реверсивности  $K_{рев}$ : для нереверсивной работы  $K_{рев} = 1,00$ , для реверсивной  $K_{рев} = 0,75$ .

Коэффициент  $K_q$  вводится для червячных редукторов (мотор-редукторов). При расположении червяка под колесом  $K_q = 1,0$ , над колесом —  $K_q = 1,2$ , сбоку колеса —  $K_q = 1,1$ .

### Проверка консольных нагрузок

Значения радиальных консольных нагрузок проверяются по уравнениям (6.3) и (6.4). В случае их невыполнения следует перейти к большему типоразмеру.

Осевые консольные нагрузки в каталогах не регламентируются. Заключение об их допустимых значениях требует специальных расчетов.

### Проверка отсутствия перегрева

Отсутствие перегрева в редукторах приводов, работающих в продолжительном режиме, устанавливают по выполнению условия:

$$P_{\max} \leq P_{\text{терм}} \frac{90 - t_B}{65}. \quad (6.16)$$

Проверку на перегрев редукторов без вентиляторов, используемых в приводах машины, работающих в повторно-кратковременных режимах, выполняют по одному из условий:

при полной информации об уровнях нагрузок

$$P_{\max} \leq \frac{P_{\text{терм}}}{K_{HE} \sqrt{\pi B}} \frac{90 - t_B}{65}; \quad (6.17)$$

при неполной информации

$$P_{\max} \leq \frac{P_{\text{терм}}}{K_{\text{реж}}} \frac{90 - t_B}{65}. \quad (6.18)$$

Проверку на перегрев редукторов, имеющих вентилятор и приводящие машины, работающие в повторно-кратковременных режимах, проводят по одному из условий:

при полной информации

$$P_{\max} \leq \frac{P_{\text{терм}}}{K_{HE} \sqrt[4]{\pi B^3}} \frac{90 - t_B}{65}; \quad (6.19)$$

при неполной информации

$$P_{\max} \leq \frac{P_{\text{терм}}}{K_{\text{реж}}} \sqrt[4]{\pi B} \frac{90 - t_B}{65}. \quad (6.20)$$

При несоблюдении условий (6.16)–(6.20) следует перейти к большему типоразмеру или предусмотреть дополнительные меры по охлаждению редуктора.

Редукторы, для которых в каталогах не приводится  $P_{\text{терм}}$ , на отсутствие перегрева не проверяются.

### Пример выбора редуктора

Подобрать редуктор для поворотного устройства подъемного крана.

Выбор типа редуктора. Исходные данные:  $u = 31,5$ ;  $T_{\max} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; работа с частыми пусками и остановками; компактность, уровень шума, материалоемкость

и габариты решающих значений не имеют; расположение осей входного и выходного валов параллельное; КПД не менее 0,9; желательна сравнительно невысокая цена.

**Предварительный выбор типа редуктора.** По диаграмме (см. рис. 6.1) заданному передаточному числу удовлетворяют редукторы Ц2У, Ц2Н, Ц2С, Пз2, КЦ2. По диаграмме (см. рис. 6.2) заданный крутящий момент могут передавать редукторы Ц2У, Пз2, Ч, КЦ2. Редукторы Ч, Пз2, КЦ2 не рассматриваем, как не имеющие требуемого расположения осей валов.

Окончательно останавливаемся на редукторе типа Ц2У.

**Выбор типоразмера при полной информации.** Исходные данные: тип редуктора — Ц2У;  $i = 31,5$ ; вариант сборки по ГОСТ 20373—74 — 11; конец тихоходного вала — конический;  $H_1 = HRC 60$ ;  $T_{\max} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $F_{t\max} = 15000 \text{ Н}$ , приложена в середине посадочной части вала; класс нагрузки  $H = 0,630$ ;  $K_{HE} = 0,63$ ;  $t_{\Sigma} = 8000 \text{ ч}$ ;  $n_6 = 960 \text{ об}/\text{мин}$ ; нагрузка реверсивная;  $PB = 25\%$ ;  $K_H = 2$ ;  $P_{\text{терм}}$  не задано.

Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_{\Sigma} = 30 \cdot 8000 \cdot \frac{960}{31,5} \cdot 5 = 36,5 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов перемены контактных напряжений (см. рис. 6.5)

$$N_{H_0} = 200 \cdot 10^6;$$

$$K_d = 0,63 \sqrt[3]{\frac{36,5 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 0,36.$$

По условию (6.11) принимаем  $K_d = 0,5$ , поскольку  $\frac{1}{K_{II}} = 0,5$ ;

$$K_{\text{реж}} = K_d = 0,5;$$

$$T_{HE} = 3000 \cdot 0,5 = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По условию (6.1) из каталога выбираем редуктор Ц2У-200 с номинальным крутящим моментом  $T_{\text{ном}} = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

**Проверка консольной нагрузки на тихоходном валу.**

$$F_{t\max} K_{\text{реж}} = 15000 \cdot 0,5 = 7500 \text{ Н}; F_{t\text{ном}} = 11200 \text{ Н},$$

$$7500 \text{ Н} < 11200 \text{ Н}, \text{ т. е. условие (6.3) соблюдается.}$$

**Проверку на нагрев не проводят, поскольку в каталоге номинальная термическая мощность не указана.**

**Выбор типоразмера при неполной информации.** Исходные данные: тип редуктора — Ц2У;  $T_{\max} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; работа с частыми пусками и остановками (до 120 в час), возможны толчки; используется асинхронный электродвигатель;  $PB = 25\%$ ; продолжительность работы — 8 ч в сутки; приводимая машина — поворотный механизм крана; нагрузка реверсивная;  $F_{t\max} = 15000 \text{ Н}$ .

**Определение  $K_{\text{реж}}$ .** По табл. 6.3  $K_{d\text{в}} = 1,0$ ; по табл. 6.4  $K_{PB} = 0,7$ ; по табл. 6.7  $K_C = 1,0$ ; по табл. 6.8  $K_m = 1,2$ ;  $K_{\text{рев}} = 0,75$ ;

$$K_{\text{реж}} = 1,0 \cdot 0,7 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 0,75 = 0,63;$$

$$T_{HE} = 3000 \cdot 0,63 = 1890 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По условию (6.1) из каталога выбираем редуктор Ц2У-200 с номинальным крутящим моментом  $T_{\text{ном}} = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

**Проверка консольной нагрузки на тихоходном валу**

$$F_{t\max} K_{\text{реж}} = 15000 \cdot 0,63 = 9450 \text{ Н};$$

$$9450 \text{ Н} \leqslant 11200 \text{ Н}, \text{ т. е. условие (6.3) соблюдается.}$$

Отсутствие перегрева не проверяют.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волновые зубчатые передачи/Под ред. Д. П. Волкова, А. Ф. Крайнева. Киев: Техника, 1976. 224 с.
2. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. Л.: Машиностроение, 2-е изд., перераб. и доп. 5.: Машиностроение, 1969. 432 с.
3. Гинзбург Е. Г. Волновые зубчатые передачи. Л.: Машиностроение, 1969. 158 с.
4. Детали машин: Расчет и конструирование: Справочник. Т. 1/Под ред. П. С. Ачеркана, 3-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1968. 440 с.
5. Допуски и посадки: Справочник. Ч. 1/Под ред. В. Д. Мягкова, 5-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. 544 с.
6. Журавлев В. Н., Николаева В. И. Машиностроительные стали: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. 392 с.
7. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высшая школа, 1981. 184 с.
8. Иванов М. Н., Митрофович В. Д., Шувалов С. А. Расчет относительного положения зубьев в волновой передаче. — Изв. вузов. Машиностроение, 1969, № 11, с. 75—81.
9. Иванов М. Н., Шейко В. В. О расчете напряженного и деформированного состояния гибкого колеса волновой передачи. — Изв. вузов. Машиностроение, 1969, с. 61—67.
10. Иванов М. Н., Шейко В. В. Форма деформации гибкого колеса волновой передачи при генераторе с двумя большими роликами. — Изв. вузов. Машиностроение, 1970, № 11, с. 32—36.
11. Иванов М. Н., Шувалов С. А., Митрофович В. Д. К вопросу о выборе параметров зацепления волновых зубчатых передач. — Изв. вузов. Машиностроение, 1979, № 1, с. 46—52.
12. Иванов М. Н., Шувалов С. А., Финогенов В. А. Экспериментальное определение количества одновременно зацепляющихся зубьев и величин их деформаций в волновой передаче. — Изв. вузов. Машиностроение, 1968, № 9, с. 37—40.
13. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов: Справ. пособие/Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
14. Марочник: литьевых цветных сплавов. М.: ЦНИИМаш, 1972. 172 с.
15. Методы построения параметрических и типоразмерных рядов систем машин: Рекомендации. М.: ВНИИМаш, 1977. 31 с.
16. Мотор-редукторы и редукторы: Каталог в 2-х ч. М.: НИИмаш, 1980—1981. 124 с.
17. Передачи зубчатые планетарные с цилиндрическими колесами. Расчет на прочность основных типов. Рекомендации. М.: ВНИИМаш, 1981. 71 с.
18. Петрик М. И., Шишков В. А. Таблицы для подбора зубчатых колес. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1973. 528 с.
19. Планетарные передачи: Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
20. Подшипники качения: Каталог-справочник. В 2-х ч. М.: НИИНавтопром, 1972. 470 с.
21. РТМ 2-056-6—80. Редукторы общего назначения. Методика выбора редукторов и мотор-редукторов. М.: НИИмаш. 1980. 23 с.
22. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справ. пособие/Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

23. Снесарев Г. А. Методические основы конструирования редукторов. М.: Машиностроение, 1974. 78 с.
24. Справочник металлиста. Т. 1/Под ред. С. А. Чернавского и В. Ф. Решикова. М.: Машиностроение, 1976. 768 с.
25. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач/Т. П. Болотовская, И. А. Болотовский, Г. С. Бочаров и др.: Под ред. И. А. Болотовского. М.: Машгиз, 1963. 472 с.
26. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн./Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978—1979. 760 с.
27. Финогенов В. А. О к. п. д. редукторов волновых передач. — Изв. вузов. Машиностроение, 1972, № 6.
28. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением: Зубчатые и червячные. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1969. 488 с.
29. Шувалов С. А., Волков А. Д. Деформации гибкого зубчатого колеса волновой передачи с двумя дисками. — Изв. вузов. Машиностроение, 1971, № 10, с. 44—49.
30. Шувалов С. А., Финогенов В. А. Напряжение в гибком колесе волновой передачи в динамике. — Изв. вузов. Машиностроение, 1970, № 7, с. 33—37.
31. Эффективность применения новых легированных индустриальных масел в червячных редукторах/Л. И. Бершадский, В. Е. Солодарь, Э. Б. Иванкина и др.— Вестник машиностроения, 1977, № 9, с. 51—54.
32. Schröder W., Leimann D. — O. Ermittlung der betriebeverlustung. Ant, 19 (1980), Nr 11.
33. Winter H., Michaelis K. — Untersuchungen zum wärmehausheit von betrieben. Ant, 20 (1981), Nr 3, S. 70—74.