

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «Основы конструирования машин»

Маньшин Ю. П. Маньшина Е.Ю.

Конструирование червячных передач

Учебно-методическое пособие

**Ростов-на-Дону
2016**

Авторы: к.т.н. Ю.П. Маньшин, Е.Ю Маньшина.

Конструирование червячных передач: учебно - методическое пособие по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». – Ростов-на-Дону: ЦДО ДГТУ, 2016. – 69 с.

Приведены основы расчета и конструирования червячных передач с цилиндрическими червяками. Обновлено представления о внешних воздействиях на передачи. Содержатся расчеты передач с нелинейчатыми червяками. В качестве расширения методики добавлен расчет червячной передачи в графической интерпретации, позволяющей визуальный обзор множества вариантов для быстрого выбора наиболее соответствующего техническому заданию. Справочные данные и конструктивные нормы размещены на 26 рисунках и в 21 таблице.

Для студентов технических специальностей, выполняющих расчетно-графические и контрольные работы, занятых курсовым проектированием по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования», а также при выполнении выпускных квалификационных работ. Магистранты, аспиранты и специалисты могут использовать пособие для инженерного анализа приводов при техническом проектировании.

Содержание

№	Раздел	с.
	Содержание	4
1	Общая характеристика червячных передач	5
2	Исходные данные для проектирования червячных передач	7
3	Материалы червячных передач	10
4	Геометрические и кинематические параметры червячных передач с цилиндрическим червяком	15
	4.1. Геометрические параметры	16
	4.2. Кинематические параметры	19
	4.3. Допуски червячного зацепления	20
	4.4. Коэффициент полезного действия	22
	4.5. Самоторможение передачи	23
5	Векторы сил в червячном зацеплении	23
6	Расчеты червячных передач на долговечность и прочность	23
	6.1. Проверочный расчет на контактную выносливость.	20
	6.2. Проектный расчет на контактную выносливость	23
	6.2.1. Для проведения проектного расчета	23
	6.2.2. Графики $a_w(T_2)$	28
	6.2.3. Алгоритм проектного расчета по графикам $a_w(T_2)$	29
	6.3. Проверочный расчет на выносливость при изгибе зуба колеса	30
	6.4. Проверочные расчеты прочности передачи при действии максимальных нагрузок	31
7	Проверка прогиба червяка по условию жесткости	31
8	Расчет редуктора на нагрев [2, гл.2.2]	32
9	Смазка червячной передачи	34
10	Компоновка червячного редуктора	37
	Список литературы	50
	Приложение 1.	51
	Приложение 2.	64
	Приложение 3.	66
	Приложение 4.	68

Конструирование червячных передач

1. Общая характеристика червячных передач

Червячная передача предназначена для преобразования вращательного движения между скрещивающимися валами. Состоит из червяка, витки которого подобны однозаходной или многозаходной резьбе, и находящегося с червяком в зацеплении зубчатого венца на стальном или чугунном центре. Форма червячного колеса подобна зубчатому колесу с углом наклона зубьев равным углу подъема витков червяка, но отличается охватом по окружности червяка (рис. 1). Угол скрещивания валов 90° в большинстве передач.

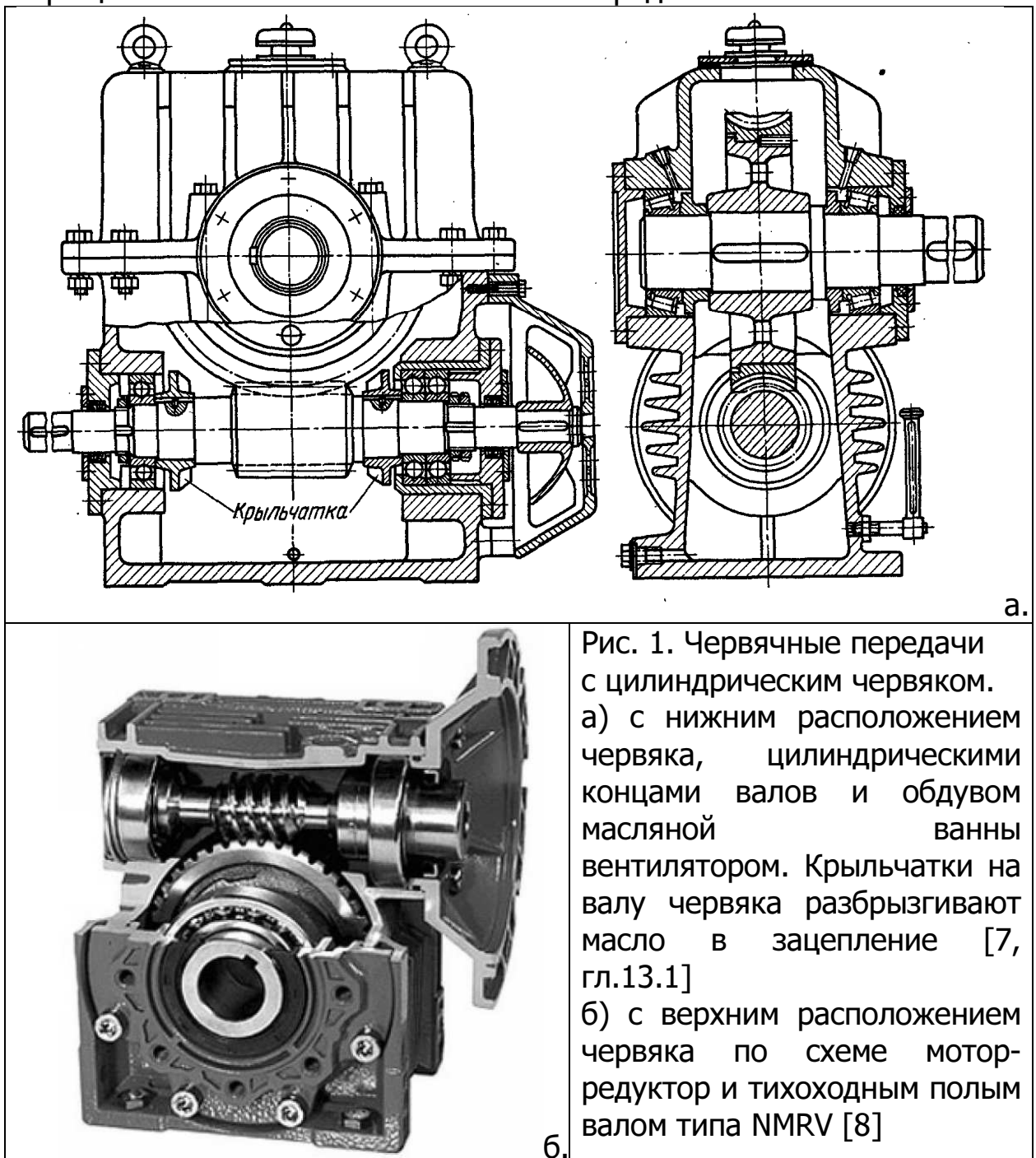


Рис. 1. Червячные передачи с цилиндрическим червяком. а) с нижним расположением червяка, цилиндрическими концами валов и обдувом масляной ванны вентилятором. Крыльчатки на валу червяка разбрызгивают масло в зацепление [7, гл.13.1] б) с верхним расположением червяка по схеме мотор-редуктор и тихоходным полым валом типа NMRV [8]

Червячные передачи являются компактными механизмами с возможностью передаточных чисел одной ступени в диапазоне 8..110 и высокой долговечности при правильном проектировании. Благодаря множеству схем пространственной сборки, конструктивных решений корпусных деталей и валов червячные редуктора позволяют экономичные по массе и габаритам компоновки приводов. Кинематические схемы на рис.П.3..5 приложения 4. Для обеспечения взаимозаменяемости, унификации конструкций и технологии изготовления их основные параметры стандартизованы. Серийно выпускаются червячные редукторы типов «Ч», «2Ч», «РЧУ» с параметрами, приведенными в табл. 1. Основные параметры червячных цилиндрических редукторов установлены ТУ 2-056-218-83 и ГОСТ 27701-88, по которому 90% ресурс редукторов составляет 20000 час [1, т. 3, гл. 8] .

Таблица 1. Допускаемые значения вращающего момента тихоходного вала червячных редукторов при непрерывном режиме работы

Межосевые расстояния a_w , мм	Диапазон передаточных чисел	Моменты T_2 , Нм, на частотах вращения быстроходного вала n_1					
		750 об/мин		1000 об/мин		1500 об/мин	
		T_{2MAX}	T_{2MIN}	T_{2MAX}	T_{2MIN}	T_{2MAX}	T_{2MIN}
40	8..63	31	28	30	28	28	27
50		71	61	66	56	56	50
63	8..80	128	95	118	90	100	80
80		280	200	280	190	250	175
100		515	355	465	335	387	300
125		850	650	750	600	650	530
160		1600	1320	1450	1250	1250	1090
180	12,5..63	2853	1972	2736	1909	2161	1827

Примечание: При повторно-кратковременном режиме работы с рабочим циклом не превышающим 10 мин, момент может быть увеличен на 20..50% в диапазоне ПВ (относительной продолжительности включения) 0,6..0,25 [1, т. 3, гл. 8].

При проектировании червячных редукторов необходимо учитывать пониженный КПД передачи вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса в зацеплении. Для снижения скорости скольжения, частоты вращения червяка рекомендуются не выше 1500 об/мин. Мощности серийных редукторов ограничены диапазоном 0,05..50 кВт из-за повышенного тепловыделения. Червячные передачи должны удовлетворять условиям зацепления, стойкости к заеданию в специфических условиях трения, выносливости по контактным

напряжениям и износу на активных поверхностях зубьев, выносливости по напряжениям изгиба в ножке зуба, а так же прочности активных поверхностей и в зоне изгиба при относительно редких перегрузках (T_{max} на циклограмме нагрузки).

Условия зацепления определяются расчетами геометрии (п. 4). Стойкость к заеданию определяется выбором материалов передачи, соответствующих скорости скольжения (табл. 4) и смазкой (п. 9). Для расчетов выносливости и прочности необходимо располагать соответствующими допускаемыми напряжениями (табл. 5).

2. Исходные данные для проектирования червячных передач [2, гл.1.1] , [3, гл. 8.1]

Необходимый набор параметров:

- 1) Передаваемая мощность N_1 , кВт,
- 2) Частота вращения червяка n_1 , об/мин,
- 3) Передаточное число u .

Возможны другие наборы параметров, связанные зависимостями:

- передаточное число $u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2$, где n_2 -частота вращения вала колеса, $\omega_{1(2)} = \pi \cdot n_{1(2)} / 30$, 1/с, - угловые скорости червяка или колеса ;

- мощность на любом валу $N = T \cdot \omega$, кВт;
- вращающий момент на любом валу $T = 9550 N/n$, Нм;
- мощность на валу колеса $N_2 = N_1 \cdot \eta$, кВт,
- вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_1 u \eta$, Нм, где η – КПД .

Передаточные числа червячной передачи должны соответствовать стандарту и выбираются из табл. 2.

Таблица 2. Номинальные передаточные числа червячных передач u по ГОСТ 2144-93 и ориентировочные КПД

u	1 ряд	8		10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
	2 ряд	7,1	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
КПД		0,9		0,89	0,88	0,83	0,81	0,8	0,73	0,69	0,66	0,61	0,6

4) Назначенный ресурс или наработка t_h , час [9].

Если задана долговечность в годах $t_{лет}$ и коэффициенты использования в год $K_{год}$ и в сутки $K_{сут}$, наработка привода может быть определена:

$$t_h = t_{лет} \cdot 365 K_{год} \cdot 24 K_{сут} \cdot ПВ , \text{ час} , \quad (1)$$

где ПВ – относительная продолжительность включения, которая представляет собой осредненное отношение времени включения (время разгона и время установившегося движения) к времени

рабочего цикла, который включает так же торможение и паузу между циклами.

Если продолжительность рабочего цикла имеет порядок часов, рабочих смен, или больший период, режим работы считается непрерывным, $PВ = 1$. Характерен для большинства транспортных систем, конвейеров для непрерывного перемещения материалов и изделий, сельхозмашин, энергетических машин, систем поддержания промышленных производств.

Если продолжительность рабочего цикла имеет порядок 10 мин или меньше, режим работы считается повторно-кратковременным, вероятный диапазон $PВ = 0,05...0,5$, который уточняется расчетами динамики рабочего цикла. Характерен для устройств технологического межоперационного транспорта, грузоподъемных машин и т.п.

5) Характеристики режима работы [2, гл.2.2] .

Машины, имеющие непрерывный режим, в различные отрезки времени работают с различными нагрузками. Разнообразие комбинаций нагрузок за наработку передачи описывается набором условных типовых режимов (рис. 2). Типовые режимы:

0 – постоянный режим, практически невозможен для реальных машин, служит базовым для оценки режимов 1..5;

1 – тяжелый (передачи горнодобывающего, строительного, дорожного, землеройного, прокатного оборудования);

2 – средневероятностный, 3 – средний нормальный (транспортные машины, транспортирующие устройства машиностроительных производств);

4 – легкий (универсальные металлорежущие станки);

5 – особо легкий (транспортирующие устройства легкой промышленности и пищевых производств).

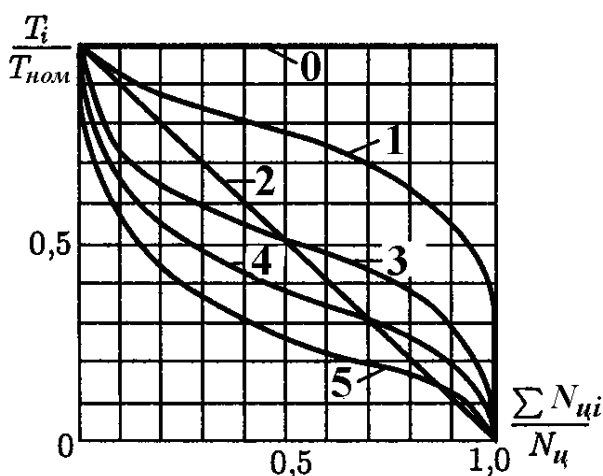


Рис. 2. Графики типовых режимов

Таблица 3. Характеристики типовых режимов эксплуатации червячных передач

Режим	Коэффициенты эквивалентности	
	K_{HE}	K_{FE}
0	1,000	1,000
1	0,416	0,200
2	0,200	0,100
3	0,121	0,040
4	0,081	0,016
5	0,034	0,004

Так как основными критериями работоспособности червячных передач являются выносливость зубьев червячного колеса по контактным напряжениям и изгибу, каждый типовой режим характеризуется коэффициентами эквивалентности контактной выносливости K_{HE} и выносливости при изгибе K_{FE} , оценивающими повреждающее воздействие режимов 1..5 по отношению к непрерывному режиму 0 (табл. 3).

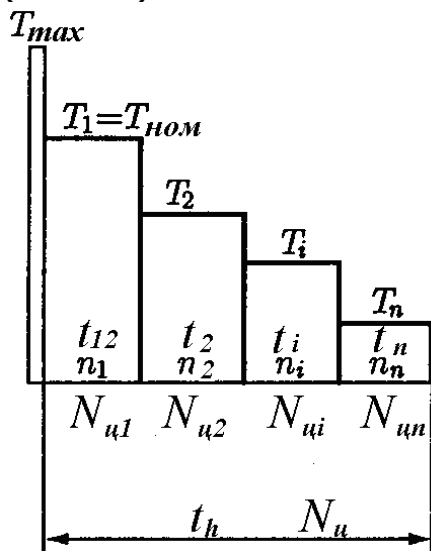


Рис. 3. Циклограммы нагрузки на валах привода

Если режим описывается циклограммой (рис. 3), со ступенями вращающего момента T_i Нм от T_1 до T_n , действующими в периоды времени t_i , час, от t_1 до t_n (при $\sum t_i = t_h$) с различными частотами вращения в каждой ступени n_i об/мин от n_1 до n_n коэффициент эквивалентности контактной выносливости циклограммы по отношению к постоянному режиму типа 0 с номинальным моментом $T_{ном} = T_1$, находится из суммы:

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{mH/2} \frac{N_{Hi}}{N_H},$$

где число циклов контактного напряжения на ступенях момента

$$N_{Hi} = n_i t_i,$$

число циклов контактного напряжения за всю наработку

$$N_H = \sum N_{Hi},$$

показатель степени кривой контактной выносливости зубьев червячных колес из оловянных бронз $m_H = 8$.

Если частоты вращения на всех ступенях момента одинаковы, отношения чисел циклов ступеней момента пропорциональны отношениям отрезков времени:

$N_{Hi} / N_H = t_i / t_h = t_{0i}$ - относительное время работы со ступенями момента, $\sum t_{0i} = t_{0h} = 1$.

$T_i / T_1 = T_{0i}$ - относительный момент; на первой ступени номинальный относительный момент $T_{01} = 1$.

Коэффициент эквивалентности контактной выносливости:

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n T_{0i}^{mH/2} t_{0i}. \quad (2)$$

Коэффициент эквивалентности позволяет позиционировать заданную циклограмму по отношению к типовым режимам (график, подобный рис. 2 можно получить, проведя через ступени момента кривую) и определять эквивалентное число циклов по контактной выносливости колеса для данной циклограммы. Полагая, что 1 цикл контактного напряжения возникает за 1 оборот червячного колеса эквивалентное число циклов контактных напряжений зуба колеса на валу 2:

$$N_{HE2} = 60 t_h n_2 K_{HE} \text{ циклов,} \quad (3)$$

где n_2 - частота вращения червячного колеса, об/мин.

На основе аналогичных соотношения коэффициент эквивалентности выносливости при изгибе зубьев червячных колес из литейных бронз:

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n T_{0i}^{m_F} t_{0i} \quad , \quad (4)$$

где показатель степени кривой выносливости при изгибе зубьев червячных колес $m_F = 9$.

Эквивалентное число циклов выносливости колеса по напряжениям изгиба для данной циклограммы:

$$N_{HF2} = 60 t_h n_2 K_{FE} \text{ циклов.} \quad (5)$$

N_{HE2} и N_{HF2} определяют числа циклов напряжений в зацеплении от постоянного режима с номинальным моментом, по накопленному усталостному повреждению эквивалентные воздействию ступенчатой исходной циклограммы.

Максимальный момент T_{MAX} возникает только при пусках и остановках, в непрерывных режимах не учитывается при расчетах коэффициентов эквивалентности, но учитывается в других расчетах как редко возникающая перегрузка.

3. Материалы червячных передач [2, гл.2.2], [3, гл.8.2], [7, гл.13.3].

Активные (входящие в контакт) поверхности червячного зацепления испытывают виды повреждений, свойственные всем зубчатым передачами: усталостное выкрашивание в зоне полюса зацепления, изнашивание ножек и головок зубьев, трещины от напряжений изгиба в основании ножки зуба. Характерными для червячных передач являются скольжение витков червяка по зубьям колеса, повышенное тепловыделение и заедание (молекулярное сцепление зубьев при высоких контактных напряжениях и температуре в зоне скольжения). Т.е. контактное выкрашивание в

области полюса зацепления сочетаются с износом. Поэтому пары контактирующих материалов должны иметь малый коэффициент трения, разную, трудно сцепляющуюся кристаллическую структуру (сталь и цветной металл). Смазка передачи должна сильнее прилипать к металлу зубьев (высокая адгезия, характерная для группы трансмиссионных масел). Эти меры придают контакту червячной передачи антифрикционные свойства.

Профили и материалы червяков.

Профили витков червяков приводятся на рис. 4 и по ГОСТ 19650-94 имеют виды:

- архимедов червяк, обозначаемый на чертеже ZA, имеет в осевом сечении форму трапеции в соответствии с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$, изготавливается резаньем из нормализованной или улучшенной стали;
- конволютный червяк, ZN, форму трапеции имеет в сечении, нормальном к витку, получается шлифованием закаленных витков;
- эвольвентный червяк, ZL, имеет в осевом сечении выпуклый, как у зубчатого колеса, эвольвентный профиль витков, наиболее технологичный при шлифовке;
- червяк с нелинейчатой поверхностью ZK, получаемый конусным шлифованием;
- червяк с нелинейчатой поверхностью ZT, получаемый тороидальным шлифованием.

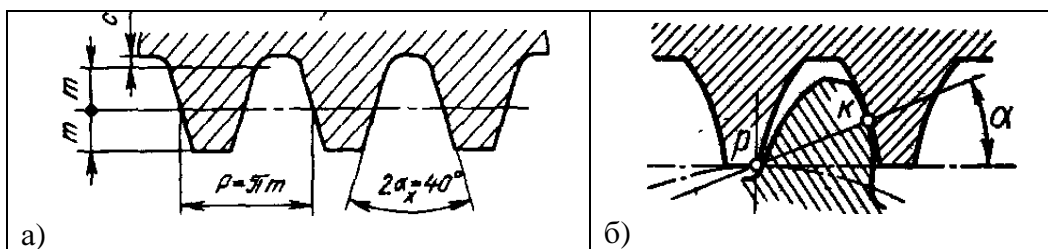


Рис. 4. Профили витков червяков в осевом сечении

а) с линейчатой поверхностью и углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ ZA в осевом сечении, ZN, ZL, ZK в нормальном сечении

б) с нелинейчатой поверхностью - ZT и углом зацепления в нормальном сечении витка $\alpha = 22^\circ$

Современные червячные редукторы имеют повышенную нагрузочную способность за счет применения червяков, имеющих нелинейчатые профили с вогнутой формой активных поверхностей витков, например редукторы типа РЦТ по ТУ2-056-218-83. Использование передач с червяком ZT ограничивается

технологическими возможностями предприятий ввиду более сложной станочной оснастки [6. Гл.5].

При изготовлении червяков основное применение находят легированные стали по ГОСТ 4543-90. Лучшим качеством работы при всех скоростях скольжения обладают червяки, выполненные из легированных цементуемых сталей марок 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х, 20, витки которых закалены до твердости HRC 55..62, шлифованы и отполированы. Используются в основном при скоростях скольжения выше 5 м/с.

При скоростях скольжения до 4 - 5 м/с могут применяться стали 40ХН, 40Х с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости HRC 45..55 и шлифовкой витков.

При скоростях скольжения до 2 м/с и передаваемой мощности до 1 кВт червяки могут выполняться из сталей 40Х, 45 с термообработкой улучшение на твердость 250..280 НВ с архимедовым профилем витка ЗА, трапецеидальным в осевом сечении.

Материалы венцов червячных колес и допускаемые напряжения для расчетов передач [2, гл.2.2].

Основой для выбора материала венца колеса и сочетания с материалом червяка служит скорость скольжения и режим эксплуатации, приведенные в табл. 4.

В зависимости от допустимой скорости скольжения v_s , материалы делятся на 3 условные группы:

Для диапазона v_s до 12 м/с применяются материалы 1 группы – бронзы литейные оловянные по ГОСТ 613-79. Стандарт определяет бронзу марки БрО10Ф1 как специализированный материал для венцов

Таблица 4. Материалы венцов червячных колес. Механические свойства и диапазоны применения.

v_s , м/с	Режим, табл. 3	Твердость червяка	Группа	Марка материала венца, v_s , м/с	Литье	σ_B , МПа	σ_T , МПа	$\sigma_{ви}$, МПа
≥ 5	1,2,3	закалка ≥ 45 HRC	1	БрО10Ф1 $v_s \leq 12$ м/с	к п	245 215	195 135	
				Бр05Ц5С5 $v_s \leq 8$ м/с	к п	200 145	90 80	
2..5	4, 5, ПК	< 350 НВ	2	БрА10Ж4Н4 $v_s \leq 5$ м/с	ц к	700 650	460 430	
				БрА10Ж3Мц1 $v_s \leq 5$ м/с	к п	550 450	360 300	

≤ 2	5, РВ, Ручной		3	СЧ 15 СЧ 20	п п	150 200		350 420
----------	------------------	--	---	----------------	--------	------------	--	------------

Обозначения таблицы. Режимы: ПК – повторно-кратковременный, РВ – редкие включения. Способы литья: к - в кокиль, п – в песчаную форму, ц – центробежное. σ_B – предел прочности бронзы и чугуна, σ_T – предел текучести бронзы, σ_{BI} – предел прочности при изгибе чугуна.

червячных колес.

Для диапазона v_s до 5 м/с могут применяться материалы 2 группы – бронзы литейные безоловянные по ГОСТ 493-79.

Для диапазона v_s до 2 м/с могут применяться материалы 3 группы –относительно мягкие серые чугуны по ГОСТ 1412-85.

Зубчатый венец колеса по геометрии зацепления и свойствам материала является слабым звеном червячной пары, поэтому все прочностные расчеты передачи проводятся по моменту на колесе T_2 и допускаемым напряжениям его материала (табл. 5) которые зависят также от свойств сопряженного червяка.

Таблица 5. Пределы выносливости и допускаемые напряжения для расчета червячных передач [2]

Группа материалов		1	2	3
Параметр	Свойства червяка	Бронзы оловянные БрО10Ф1 Бр05Ц5С5	Бронзы безоловянные БрА10Ж4Н4 БрА10ЖЗМц1	Серый чугун СЧ 15, СЧ 20
Предел контактн. выносливости σ_{Hlimb} , МПа	Цементован закален HRC 58..62, шлифован полирован	$0,9\sigma_B$ (6)	300 (7)	Сочетание не рационально
	Закален ТВЧ HRC 45..50, шлифован	$0,75 \sigma_B$ (8)	275 (9)	200 (10)
	Улучшен HB 250..280	Сочетание не рационально		175 (11)
Допускаемые контактн. напряжения по условию выносливости σ_{HP} , МПа		$\sigma_{Hlimb} C_v K_{HL}$ (12)	$\sigma_{Hlimb} - 25v_s$ (13)	$\sigma_{Hlimb} - 35v_s$ (14)
Допускаем. напряжения изгиба для нереверс.		$(0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) K_{FL}$ (15)		$0,12 \sigma_{BI}$ (16)

момента по условию выносливости σ_{FP} , МПа		
Для реверсивного момента по условию выносливости σ_{FP} , МПа	$0,16 \sigma_B K_{FL}$ (17)	$0,075 \sigma_{BI}$ (18)
Допускаемые контактн. напряжения максим. σ_{HPmax} , МПа	$4 \sigma_T$ (18)	$2 \sigma_T$ (19)
Допускаем. напряжения изгиба максимальные σ_{FPmax} , МПа	$0,8 \sigma_T$ (21)	$0,75 \sigma_{BI}$ (22)

В формуле (12), табл. 5 :

$$C_V = 1,66 v_s^{-0,352} \quad (23)$$

- параметр, учитывающий влияние скорости скольжения v_s , м/с, на износ активных поверхностей зубьев колеса. Эффективные значения C_V находятся в диапазоне от 1 при скоростях $v_s \leq 4$ м/с, до 0,8 при скоростях $v_s \geq$ м/с.

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} \quad (24)$$

- расчетный коэффициент контактной долговечности,
 N_{HE2} – эквивалентное число циклов контактных напряжений зубьев колеса (3) ;

$m_H = 8$ - показатель степени кривой контактной выносливости;

$N_{H0} = 10^7$ – базовое число циклов кривой контактной выносливости зубьев червячных колес из оловянных бронз.

Эффективные значения K_{HL} находятся в диапазоне 0,64..1,15. Если расчетное значение $K_{HL} \leq 0,64$, принимается к расчету $K_{HL} = 0,64$. Если расчетное значение $K_{HL} \geq 1,15$, принимается к расчету $K_{HL} = 1,15$.

В формулах (15) и (17), табл. 5 :

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} \quad (25)$$

- расчетный коэффициент долговечности по изгибу зубьев,
 N_{FE2} – эквивалентное число циклов напряжений изгиба зубьев колеса (5) ;

$m_F = 9$ - показатель степени и $N_{F0} = 10^6$ – базовое число циклов кривой выносливости изгиба зубьев бронзовых червячных колес.

Эффективные значения K_{FL} находятся в диапазоне 0,55..1,5. Если расчетное значение $K_{FL} \leq 0,55$, принимается к расчету $K_{FL} = 0,55$.

Если расчетное значение $K_{FL} \geq 1,5$, принимается к расчету $K_{FL} = 1,5$.

Червячные передачи серийных универсальных редукторов (табл. 1), силовых приводов транспортирующих, грузоподъемных и подобных им машин выполняются из материалов 1 группы с витками червяков эвольвентного или нелинейчатого профиля.

4. Геометрические и кинематические параметры червячных передач с цилиндрическим червяком

4.1. Геометрические параметры [2, гл.2.2], [3, гл.8.2]

Термины и обозначения по ГОСТ 18498-89, геометрические расчеты по ГОСТ 19650-74, который предусматривает угол скрещивания оси цилиндрического червяка с осью колеса 90° и исходный червяк по ГОСТ 19036-94. Параметры приводятся на рис. 5.

Межосевое расстояние $a_w = 0,5 (d_{w1} + d_{w2})$, (26)

Для обеспечения совместности параметров зацепления и взаимозаменяемости передач межосевое расстояние выбирается из стандартных рядов (табл. 6)

Таблица 6. Межосевые расстояния червячных передач по ГОСТ 2144-93

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	
2 ряд	45	57	71	90	112	140	180	225	280	355	450	500

Начальный диаметр червяка $d_{w1} = m (q+2X)$. (27)

Делительный диаметр червяка $d_1 = m q$. (28)

Делительный диаметр колеса $d_2 = m z_2$. (29)

Модуль передачи по определению $m = p_1 / \pi$, выбирается из стандартных рядов (табл. 7).

Таблица 7. Модули червячных передач по ГОСТ 19672 - 74

1 ряд	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15
	5	6,3	8	10	12,5	16
2 ряд	1,5	3	3,5	6	7	12

Шаг витков червяка после выбора стандартного модуля

$$p_1 = m \pi. \quad (30)$$

Коэффициент диаметра червяка q , выбирается из стандартных рядов (табл. 8).

Таблица 8. Коэффициенты диаметра червяка q по ГОСТ 19672 – 74

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25
-------	---	----	------	----	----	----

2 ряд	7,1	9	11,2	14	18	22,4
-------	-----	---	------	----	----	------

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$, (31)

округляется до целого значения, после чего должно быть определено фактическое передаточное число $u = z_2 / z_1$ (32)

Число заходов червяка z_1 должно соответствовать передаточному числу и для обеспечения совместности параметров зацепления выбирается из табл. 9.

Таблица 9. Выборочные параметры основного ряда червячных передач по ГОСТ 2144-93 при фактических передаточных числах u

u	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
z_1	4			2			1				
z_2	32	40	50	32	40	50	32	40	50	63	80
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16	20

Из (26..28) межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_2 + q + 2X), \quad (33)$$

где X – коэффициент смещения инструмента при нарезании червяка. Смещение используется для преобразования расчетного a_w в межосевое расстояние по стандарту. Положительные смещения повышают контактную прочность зубьев колеса.

Полный набор сочетаний параметров червячных передач u , z_1 , z_2 , q , X для стандартных межосевых расстояний до 500 мм (табл.6) и передаточных чисел 8..80 (табл.2) содержится в [1, т. 2, гл. 4].

Если a_w выбрано по стандарту, из (33):

$$X = a_w/m - 0,5 (z_2 + q). \quad (34)$$

Смещение инструмента возможно в пределах, в которых не происходит подрезание ножек (отрицательные смещения) и заострения вершин зубьев (положительные смещения). Этим условием совместности параметров зацепления с червяками ZA, ZN, ZL

будет: $-1 \leq X \leq +1$, (35)

которое достигается подбором стандартных значений m и q , новых значений z_2 , при отклонении u (32) от номинального передаточного числа (исходные данные, табл. 2) не более 4 %.

Для червяков ZT возможен X до 1,2.

Число зубьев z_2 желательно иметь не кратным числу заходов z_1 для устранения упругих колебаний быстроходного вала типа «биение» (периодическое возрастание амплитуды вибрации).

Если $X = 0$, $d_{w1} = d_1$, делительное межосевое расстояние

$$a_w = a = d_1 + d_2 = 0,5 m (q + z_2), \quad (36)$$

на котором делительные окружности червяка и колеса соприкасаются,

[illegible]

17

Если a_w выбрано по стандарту, из (36) расчетный модуль:

$$m = 2a_w / (q + z_2), \quad (37)$$

Делительный угол подъема винтовой линии червяка (на диаметре d_1): $\gamma = \arctg(z_1 / q).$ (38)

Начальный угол подъема винтовой линии червяка (на диаметре d_{w1}): $\gamma_w = \arctg(z_1 m / d_{w1}).$ (39)

При $X = 0$ $\gamma_w = \gamma.$

Диаметр вершин витков червяка: $d_{a1} = d_1 + 2m.$ (40)

Диаметр вершин зубьев колеса: $d_{a2} = d_2 + 2m(1+X).$ (41)

Наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{ae2} = d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (42)$$

Радиус канавки колеса, протачиваемой на диаметре d_{ae2} заготовки венца колеса перед зубофрезерованием :

$$R_a = 0,5d_1 - m. \quad (43)$$

Диаметр впадин витков червяка: $d_{f1} = d_1 - 2,4 m.$ (44)

Диаметр впадин зубьев колеса: $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - X).$ (45)

Длина нарезанной части червяка b_1 выбирается по табл. 10 и должна обеспечить полный контакт активных поверхностей зацепления в соответствии с расчетным коэффициентом перекрытия ε_s . Из таблицы выбирается расчетная формула, соответствующая числу заходов z_1 , по ближайшему к расчетному значению коэффициенту смещения X . При шлифовке витков для ввода и вывода шлифовального круга длина по табл. 10 должна быть увеличена на 25 мм для модулей m до 10 мм и на 35..40 мм для модулей $m = 10..16$ мм.

Таблица 10. Длина нарезанной части червяка b_1 для числа заходов z_1 , коэффициента смещение X , и ширина венца червячного колеса b_2

X	$z_1 = 1$ или 2	$z_1 = 4$
-1	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2) m$	$b_1 \geq (9 + 0,09 z_2) m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 z_2) m$
1	$b_1 \geq (12 + 0,1 z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 z_2) m$
	$b_2 = 0,75 da_1$	$b_2 = 0,67 da_1$

Ширина зубчатого венца колеса b_2 рассчитывается по формулам табл. 10 и должна обеспечить полный контакт активных поверхностей зацепления в соответствии с выбранным углом охвата червяка зубьями колеса в диапазоне $2\delta = 90^\circ..110^\circ$ (рис. 5).

Расчетный коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cos^2 \alpha_t} - d_2 \sin \alpha_t + \frac{2m(1-X)}{\sin \alpha_t}}{2\pi m \cos \alpha_t}$$

(46)

В (46) угол профиля в торцевом сечении

$$\alpha_t = \arctg \alpha_n / \cos \gamma, \quad (47)$$

по ГОСТ 19036-94 угол профиля в нормальном сечении $\alpha_n = 20^\circ$.

4.2. Кинематические параметры

Окружная скорость червяка на начальной окружности

$$v_1 = \pi d_{w1} n_1 / 60 \quad (48)$$

Скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$v_s = v_1 / \cos \gamma_w \quad (49)$$

Из (48) и (49) видно, что скорость скольжения растет с увеличением угла подъема γ и пропорциональна частоте вращения червяка n_1 и его диаметру d_1 . Связь v_s и межосевого расстояния для редукторов из табл. 1, осредненная для передаточных чисел в диапазоне 8..80 представлена на рис. 6. Расчеты к этим графикам были выполнены в [4], а сами графики рис. 6 предложены в качестве простой альтернативы ориентировочному расчету скорости скольжения при проектном расчете червячных передач.

Окружная скорость червячного колеса на делительной окружности

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / 60 \quad (50)$$

Раскрывая d_2 (29), $v_2 = \pi m z_2 n_2 / 60 \quad (51)$

В точке зацепления $v_2 = v_1 \operatorname{tg} \gamma = \pi d_1 n_1 \operatorname{tg} \gamma / 60 \quad (52)$

Так как из (38) $\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q$, раскрывая d_1 (28), из (52) :

$$v_2 = \pi m q n_1 z_1 / 60 q = \pi m n_1 z_1 / 60 \quad (53)$$

Сопоставляя формулы скорости колеса v_2 (51), (53) и (50), (52) передаточное число червячной передачи:

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_2 / d_1 \operatorname{tg} \gamma \quad (54)$$

Из (54) видно, что изменение передаточного числа возможно без изменения диаметров, а только за счет вариации угла подъема винтовой линии червяка γ в диапазоне $2,3^\circ \dots 27^\circ$, что открывает возможность в одно межосевое расстояние вписать передачи с передаточными числами в диапазоне 8..80 (табл.1), [1, т.3, гл.8].

Ход червяка (осевое перемещение профиля витка червяка за один оборот):

$$p_s = p_1 z_1 = \pi m z_1 \quad (55)$$

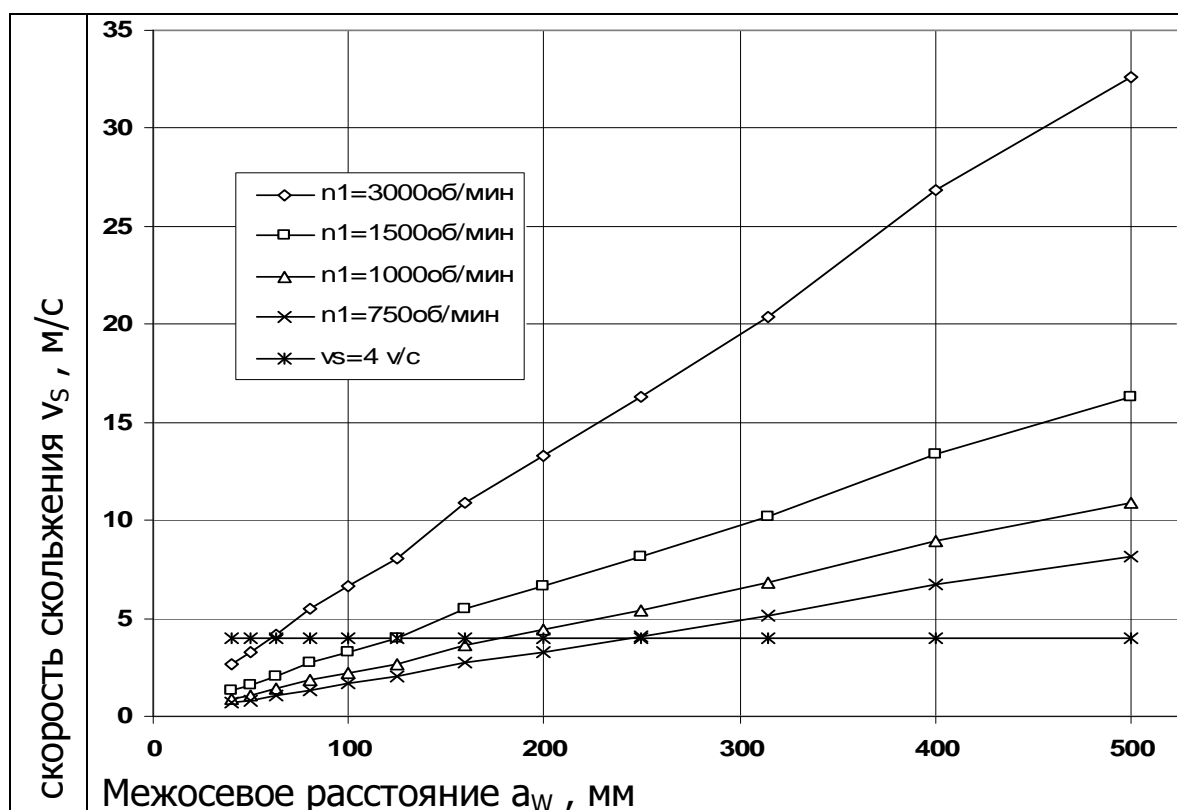


Рис. 6. Осредненные скорости скольжения v_s , м/с, для передаточных чисел 8..80, в диапазоне межосевых расстояний a_w 40..500 мм при частотах вращения червяка n_1 750..1500 об/мин. Наибольшее отклонение v_s при максимальных передаточных числах до 8 %.

4.3. Допуски червячного зацепления

Определяются ГОСТ 3675-81 и включают [1, Т.2, гл.4] степень точности передачи и вид сопряжения, которые должны отражаться на чертежах в таблицах параметров червяка и колеса для технологической подготовки нарезания витков червяка и зубьев колеса.

Степеней точности предусмотрено 12, в порядке убывания точности 1..12, из которых в общемашиностроительных проектах наиболее применимые 6, 7, 8, 9 (табл. 11).

Таблица 11. Рекомендуемые степени точности червячных передач

Назначение передачи	Окр.скор.черв. V_1 , м/с	Степень точности
Неответственные вспомогательные механизмы, ручной привод	До 1,5	9
Неответственные механизмы силовых приводов с кратковременным режимом работы	До 3	8
Силовые передачи транспортных и промышленных механизмов средней	До 7,5	7

точности		
Делительные пары станков средней точности, точные отсчетно-силовые и силовые передачи с долговременным режимом работы	Св. 3	6

Каждая степень точности имеет 3 составляющих:

- степень точности по нормам кинематической точности (1 цифра в обозначении (56) , значения в мкм [1, т. 2, табл. 131, 134..136];
- степень точности по нормам плавности зацепления (2 цифра в обозначении (56) , значения в мкм [1, т. 2, табл. 132, 136..141];
- степень точности по нормам контакта зубьев колеса и витков червяка (3 цифра в обозначении (56) , значения в мкм [1, т.2, табл. 133, 142..145].

Допускается комбинирование степеней точности по этим трем нормам цифрами из диапазона 1..12, с разницей не более чем в 2 ступени.

Каждая степень точности сопровождается видом сопряжения поверхностей зубьев червячных колес и витков червяка, обозначаемым А..Н, рис. 7, (1 буква в обозначении (56), каждый из которых содержит поле допуска T_{jn} бокового зазора и гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$, обозначаемый соответственно а..h. Нормы бокового зазора в мкм [1, т. 2, табл. 146..149].

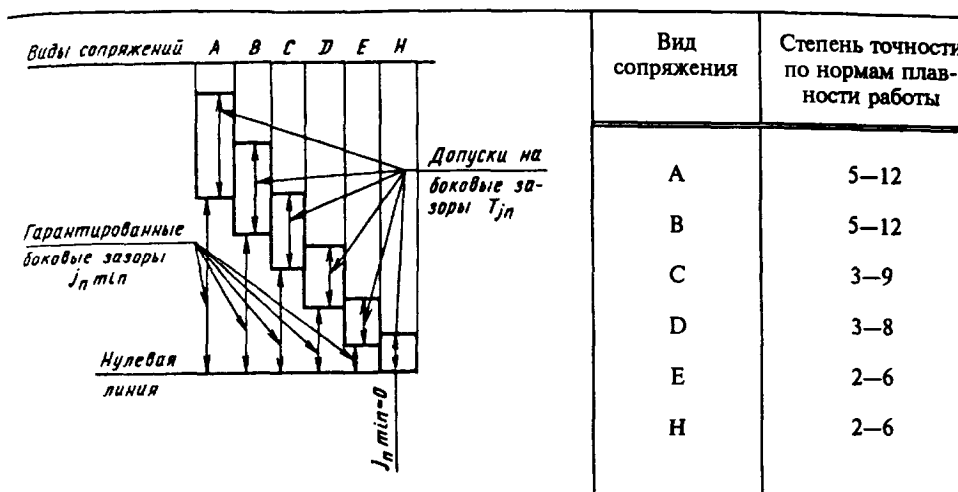


Рис. 7. Виды сопряжений поверхностей зубьев червячных колес и витков червяка.

Комбинированная запись в поле чертежа «Степень точности» может иметь вид: 8-7-6-Вa ГОСТ 3675-81 , (56) что следует читать: степень точности по нормам кинематической точности 8; степень точности по нормам плавности зацепления 7;

степень точности по нормам контакта зубьев колеса и витков червяка 6; вид сопряжения В; вид допуска на боковой зазор а.

Если все 3 степени точности 7, вид сопряжения С; вид допуска на боковой зазор с, запись в поле чертежа «Степень точности» сворачивается: 7 - С ГОСТ 3675-81 .

Минимальный боковой зазор передачи, требуемый для компенсации теплового расширения:

со стальным червяком, бронзовым венцом и чугуном корпусом

$$j_{n \min} = 0,342 \cdot 10^{-3} \cos \gamma (1,05d_2 + 0,69d_1 - 0,84a_w), \text{ мм}, \quad (57)$$

со стальным червяком, бронзовым венцом и стальным корпусом

$$j_{n \min} = 0,342 \cdot 10^{-3} \cos \gamma (1,05d_2 + 0,69d_1 - 0,92a_w), \text{ мм}. \quad (58)$$

После определения минимальный бокового зазора по таблицам [1, т. 2, табл. 146..149, с. 639]выбирается ближайший больший гарантированный зазор (рис. 7) и другие параметры точности.

4.4. Коэффициент полезного действия

На КПД червячной передачи существенно влияют ее геометрия и кинематика (табл. 2).

КПД червячной пары:
$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} , \quad (59)$$

где ρ – угол трения при скольжении витков червяка по зубьям колеса (табл. 12)

Таблица 12. Экспериментальные углы трения в червячном зацеплении ρ , град, в зависимости от скорости скольжения v_s и материала венца колеса [2, гл.2.2] (группа 1 – оловянные бронзы, группа 2 - безоловянные бронзы, группа 3 – серый чугун).

v_s м/с		0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	7	10	15
Группа материалов	1	3,17	2,5	2,33	2	1,67	1,5	1,33	1	0,92	0,83
	2 и 3	3,67	3,17	2,83	2,5	2,33	2	1,67	1,5	1,33	1,17

КПД червячной передачи на подшипниках качения:

$$\eta_{\text{чп}} = \eta_{\text{ч}} \eta_{\text{пк}}^2 , \quad (60)$$

где КПД одной пары подшипников качения в условиях редукторной смазки $\eta_{\text{пк}} = 0,995$.

Из (59) следует: с уменьшением передаточного числа, т.е. увеличением угла подъема γ (38) при постоянном ρ , КПД растет (табл. 2). Снижение угла подъема γ , соответствующее передаточным числам более 40, ведет к снижению КПД, повышению тепловыделения и опасности заедания, и не рекомендуется для передач постоянного режима работы.

4.5. Самоторможение передачи. Заключается в невозможности передачи вращения от вала колеса на вал червяка. Расчетным условием самоторможения является соотношение углов

$$\gamma < \rho, \quad (61)$$

которое при $z_1 = 1$ для материалов 1 группы выполняется при передаточных числах $u \geq 80$, для материалов 2 и 3 групп выполняется при передаточных числах $u \geq 63$. Это свойство червячных передач может использоваться при разработке механизмов подъема с ручным приводом и безопасных рукояток (которые можно бросать без дополнительной фиксации после окончания подъема).

5. Векторы сил в червячном зацеплении

Нагрузки червячной передачи по назначению – вращающие моменты на валу червяка T_1 и колеса T_2 . Из исходных данных (п.1)

$$T_1 = 9550 N_1 / n_1, \text{ Нм}, \quad (62)$$

$$T_2 = T_1 u \eta, \text{ Нм}. \quad (63)$$

Часть передаваемой мощности $N_1(1 - \eta)$ идет на преодоление трения и преобразуется в тепло, оставшаяся часть мощности $N_1\eta$ преобразуется во вращающий момент T_2 , который создает в точке

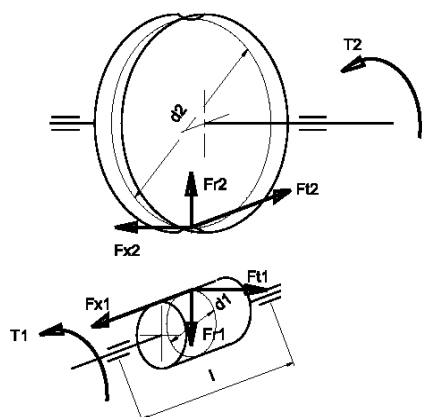


Рис. 8. Силы в зацеплении червячной передачи

зацепления колеса силы (рис. 8):

$$\text{Окружная: } F_{t2} = 2T_2 / d_2, \text{ Н} \quad (64)$$

$$\text{Радиальная: } F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha / \cos \gamma, \text{ Н} \quad (65)$$

$$\text{Осевая: } F_{x2} = F_{t2} \tan \gamma, \text{ Н} \quad (66)$$

В точке зацепления червяка реактивная система сил:

$$\text{Окружная: } F_{t1} = -F_{x2}, \text{ Н} \quad (67)$$

$$\text{Радиальная: } F_{r1} = -F_{r2}, \text{ Н} \quad (68)$$

$$\text{Осевая: } F_{x1} = -F_{t2}, \text{ Н} \quad (69)$$

6. Расчеты червячных передач на долговечность и прочность [2, гл.2.2], [3, гл.8.2], [7, гл.13.3].

Основным расчетом передач червячных редукторов является расчет на контактную выносливость при номинальной нагрузке. Этот расчет может быть проверочным: по заданным нагрузкам и известным размерам определить контактное напряжение σ_H в зубьях колеса и сравнить его с допускаемым контактным напряжением по условию выносливости σ_{HP} . Если проектируется новая передача, выполняется проектный расчет: по заданным нагрузкам и расчетному допускаемому

контактному напряжению из условия выносливости σ_{HP} рассчитать размеры передачи.

После выбора совместимых геометрических параметров выполняются проверки зубьев на выносливость по напряжениям изгиба и прочность при максимальной нагрузке по контактным напряжениям и изгибу. Червяк проверяется на жесткость при изгибе. Передачи, работающие в непрерывном режиме проверяются на нагрев.

6.1. Проверочный расчет на контактную выносливость.

В передачах с червяками ZA, ZN, ZL, изготовленных без смещения инструмента ($X = 0$), контактные напряжения связаны с внешними нагрузками формулой:

$$\sigma_{H2} = \frac{Z_H Z_M Z_\varepsilon q}{z_2 \sqrt{8}} \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{z_2}{q}}{a_w} \right)^3} \cdot T_2 K_{H\beta} K_{Hv} \leq \sigma_{HP} \quad , \text{ МПа} \quad (70)$$

где σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение по условию выносливости (формулы 12, 13, 14, табл. 5).

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \gamma}{\sin 2\alpha_t}} \quad (71)$$

- коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей;

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\tg \alpha_n}{\cos \gamma} \right) \quad , \quad (72)$$

- угол профиля в торцевом сечении;

$\alpha_n = 20^\circ$ - угол профиля в нормальном сечении по ГОСТ 19036-73.

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2 E_1 \cdot E_2}{\pi [E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2)]}} \quad , \text{ МПа}, \quad (73)$$

где E_1 и μ_1 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала червяка, E_2 и μ_2 - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала венца колеса. По результатам вычислений [3, табл.7.2 с.121] $Z_M = 220$ МПа для пары сталь – бронза, $Z_M = 227$ МПа для пары сталь – чугун.

Коэффициент, учитывающий рабочую длину контактной линии

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{115}{\delta \cdot \varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon}}} , \quad (74)$$

где коэффициент перекрытия ε_{α} по формуле (46),

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cos^2 \alpha_t} - d_2 \sin \alpha_t + \frac{2m(1-X)}{\sin \alpha_t}}{2\pi n \cos \alpha_t} ,$$

коэффициент, учитывающий снижение длины контактной линии вследствие упругих деформаций и износа $K_{\varepsilon} = 0,75$.

Анализируя формулы (46, 71, 72, 74), можно заключить, что основное влияние на величину коэффициентов Z_H и Z_{ε} оказывает угол подъема γ (38).

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - T_{ox}), \quad (75)$$

где: θ - коэффициент деформаций червяка в зависимости от z_1 и q , (табл. 13),

$T_{ox} = \Sigma T_i N_i / T_{nom} \Sigma N_i$ - относительный средневзвешенный момент, T_i , Нм, - вращающий момент ступеней циклограммы (рис. 3), N_i - число циклов напряжения, набранное за время t_i ; при заданной циклограмме в относительных величинах нагрузки ($T_{o\ nom} = 1$) и времени ($\Sigma t_{oi} = 1$), с постоянной частотой вращения на всех ступенях:

$$T_{ox} = \Sigma T_{oi} t_{oi} . \quad (76)$$

Таблица 13. Коэффициенты деформаций червяка [3, табл.8.10 с.179]

z_1	Значения коэффициента θ при q											
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25
1	57	72	89	108	129	147	179	194	225	256	292	333
2	45	57	71	86	105	117	149	163	190	216	248	288
4	38	47	58	70	84	94	120	131	152	173	199	226

Диапазон изменения коэффициента концентрации $K_{H\beta}$ 1,0..1,3.

K_{HV} - коэффициент качества передачи, характеризующий динамичность нагрузки в зависимости от скорости скольжения передачи v_s (49), выбранной степени точности (табл. 11) и выбирается по табл. 14.

Таблица 14. Коэффициенты качества изготовления передачи $K_{HV} = K_{FV}$ [3, табл.8.11 с.179]

Степень точности	K_{HV} и K_{FV} при скорости скольжения v_s м/с					
	До 1,5	1,5-3	3-7,5	7,5-2	12-16	16-25
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,15	1,25	1,4	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

Основной диапазон коэффициентов качества при частотах вращения червяка до 1500 об/мин $K_{HV} = 1..1,3$.

При удовлетворении условия контактной выносливости $\sigma_{H2} \leq \sigma_{HP}$ (70) передача принимается к дальнейшему проектированию.

Если условие (70) не выполняется, необходимо, либо увеличить межосевое расстояние, либо повысить допускаемые напряжения за счет выбора материалов червячной пары (п. 3, табл.3, 4).

Если червяк нарезан со смещением инструмента ($X < 0$ или $X > 0$), контактное напряжение передачи может быть проверено [2, гл.2.2] по формуле:

$$\sigma_H = \frac{5350(q+2X)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2X}{a_w(q+2X)}\right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leq \sigma_{HP}, \text{ МПа} \quad (77)$$

Для проверки соответствия допускаемых напряжений σ_{HP} скорости скольжения на начальном диаметре, она должна быть уточнена:

$$v_s = v_{w1} / \cos \gamma_w, \text{ м/с} \quad (78)$$

где окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$v_{w1} = \pi n_1 m (q+2X) / 60000, \text{ м/с},$$

γ_w – начальный угол подъема (39).

Положительное смещение режущего инструмента ($X > 0$) упрочняет передачу, что проявляется в снижении рабочих контактных напряжений σ_{H2} при проверочных расчетах.

Повышение несущей способности червячных передач применением нелинейчатых червяков эффективно либо при высоких скоростях скольжения ($v_s = 5 - 12$ м/с), либо при высоких вращающих моментах ($T_2 \geq 1000$ Нм). Для передач с червяком ЗТ:

$$\sigma_H = \frac{4340(q+2X)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2X}{a_w(q+2X)}\right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leq \sigma_{HP}, \text{ МПа} \quad (79)$$

При проверке контактных напряжений в червячных передачах со смещением (77), (79) используются те же параметры, что и для передач без смещения (70).

6.2. Проектный расчет на контактную выносливость

Задача проектного расчета - на основании исходных данных (п.1) рассчитать размеры передачи удовлетворяющие всем условиям работоспособности, приведенным в начале п. 6.

6.2.1. Проведение проектного расчета

Для передач с червяками архимедовым (ZA), конволютным (ZN), эвольвентным (ZL) из (70) выражается межосевое расстояние a_w . При средних значениях коэффициентов Z_H (71), Z_M (73), Z_ε (74) ориентировочное значение межосевого расстояние a_w [7, гл.13.3]:

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_{HP}]}\right]^2 T_2 K_{H\beta} K_{HV}} , \text{ мм.} \quad (80)$$

Для проведения проектного расчета передач с нелинейчатыми червяком ZT, ориентировочное значение межосевого расстояние a_w [2, гл.2.2]:

$$a \geq 530 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2}} , \text{ мм.} \quad (81)$$

Проектный расчет по главному критерию работоспособности проводится в последовательности:

- определить вращающий момент на валу червячного колеса T_2 (63), в Нмм;
- выбрать параметры передачи z_2 и q (табл 9);
- выбрать материалы червяка и венца колеса (п.3, табл. 4);
- определить допускаемое контактное напряжение σ_{HP} (табл. 5);
- определить коэффициенты нагрузки: $K_{H\beta}$ (75) и среднее значение K_{HV} из диапазона 1..1,3;
- рассчитать ориентировочное межосевое расстояние по условию контактной выносливости (80) или (81);
- уточнить ориентировочное межосевого расстояния, округлив расчетное значение к ближайшему большему по стандарту (табл. 6);
- выбрать стандартный модуль m (табл. 7), удовлетворяющий условию совместности (34, 35) геометрических параметров;
- рассчитать геометрические (п. 4.1) и кинематические параметры (п. 4.2), где уточняется скорость скольжения v_s (49, рис. 5).

Если v_s не выходит за пределы допустимой скорости скольжения для выбранного материала (табл. 4), выбранные параметры применяются для дальнейшего проектирования (п. 6.3 и далее).

В противном случае необходим выбор соответствующих материалов червячной пары или уменьшение частоты вращения червяка n_1 применением менее скоростного двигателя или включением передачи между двигателем и валом червяка (клиноременной, зубчатоременной, зубчатой и т.п.).

При всех конструктивных мерах, изменяющих параметры проектного расчета (80) или (81), выполняется проверочный расчет контактной выносливости по алгоритму п. 6.1, прежде чем перейти к п. 6.3.

6.2.2. Графики $a_w(T_2)$

Впервые опубликованные в [4] графики межосевых расстояний червячной передачи в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу имеют приводимую ниже основу.

Если в формуле межосевого расстояния a_w (78) зафиксировать параметры зацепления, между моментом T_2 и a_w будет установлена функциональная связь третьей степени. На рис. 8 приведены графики межосевых расстояний при изменении момента T_2 в диапазоне 25..20000 Нм для червячных колес из материалов 1, 2 и 3 групп в сочетании с линейчатыми и нелинейчатыми червяками.

Фиксированные параметры, выбранные для построения графиков $a_w(T_2)$: степень точности 7, циклограмма нагрузки с коэффициентом эквивалентности $K_{HE} = 0,318$, $u = 25$, $z_1 = 2$, $z_2 = 50$, $q = 12,5$, по которым определены коэффициенты концентрации $K_{H\beta} = 1,17$ (75), и качества $K_{H\alpha} = 1,1$ при частоте вращения $n_1 = 1500$ об/мин.

Допускаемые контактные напряжения рассчитаны (табл. 4) для материалов 1 группы по наработке $t_h = 20000$ час:

- БрО10Ф1 $\sigma_{HP} = 176$ Мпа, БрО5Ц5С5 $\sigma_{HP} = 128$ Мпа.

Для бронзы БрА10Ж4Н4 (группа 2) $\sigma_{HP} = 175$ Мпа по скорости скольжения $v_s = 4$ м/с .

Для серого чугуна СЧ15 (группа 3) $\sigma_{HP} = 140$ Мпа по скорости скольжения $v_s = 1$ м/с .

Анализируя графики $a_w(T_2)$, рис. 8, можно сделать заключение:

- на всем диапазоне вращающего момента бронзы БрО10Ф1, имеющая высокую допустимую скорость скольжения, и БрА10Ж4Н4, имеющая высокий предел прочности в своем диапазоне скорости скольжения (табл. 4), позволяют получить меньшие размеры передач, что следует учитывать при подготовке серийного производства;
- другие материалы применимы при проектировании маломощных (менее 1 кВт), низкооборотных ($n_1 < 200$ об/мин), редко включаемых передач, ручных приводов;
- применение нелинейчатых червяков ЗТ вместо линейчатых позволяет при одинаковом межосевом расстоянии a_w повысить

вращающий момент T_2 на 50..60 %, или уменьшить a_w при заданном T_2 на 15..17 %.

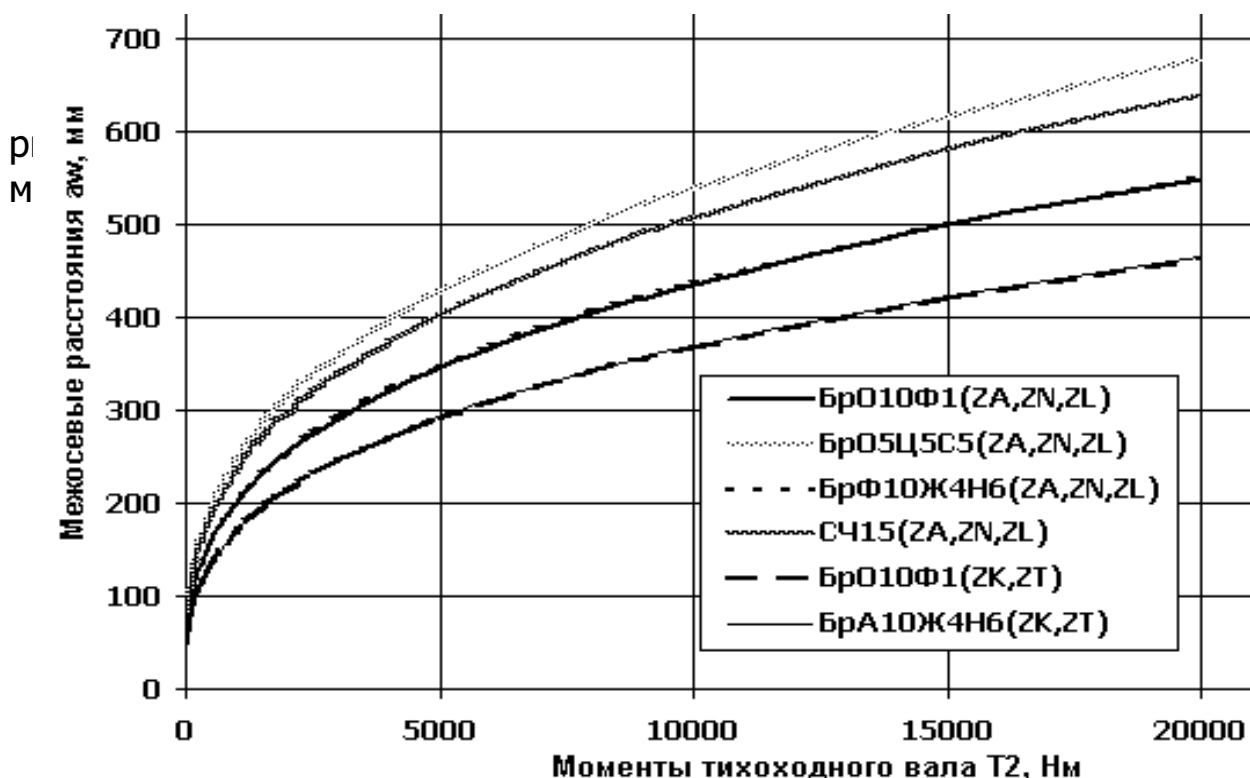


Рис. 8. Межосевые расстояний червячных передач по условию контактной выносливости для червячных колес из материалов 1, 2 и 3 групп в сочетании с линейчатыми (ZA, ZN, ZL) и нелинейчатыми (ZK, ZT) червяками при непрерывном режиме работы.

6.2.3. Алгоритм проектного расчета по графикам $a_w(T_2)$

Графики $a_w(T_2)$ позволяют получить относительные и абсолютные оценки и дают возможность проведения проектного расчета червячной передачи на контактную выносливость по алгоритму:

- определить вращающий момент на валу червячного колеса T_2 (63);
- выбрать материалы червяка и венца колеса (п.3, табл. 4);
- по соответствующему графику рис. 8 определить ориентировочное межосевое расстояние a_w ; так как графики рис. 8 рассчитаны по (80) или (81), выбранное a_w соответствует условию контактной выносливости; для передач с моментом $T_2 \leq 5000$ Нм на рис. П2 приложения приводится растянутый график $a_w(T_2)$;
- уточнить ориентировочное межосевое расстояние, округлив выбранное значение a_w по стандарту (табл. 6) к ближайшему большему, если $n_1 = 1000..1500$ об/мин, или к ближайшему меньшему, если $n_1 < 1000$ об/мин;

- по графикам $v_s(a_w)$, рис. 6, выполнить оценку соответствия скорости скольжения v_s выбранным a_w и материалу; по результатам оценки принять меры, рассмотренные в п. 6.2.1;
- рассчитать геометрические (п. 4.1) и кинематические параметры (п. 4.2);
- определить допускаемое контактное напряжение σ_{HP} (табл. 5);
- выполнить проверочные расчеты контактных напряжений при номинальной нагрузке по п. 6.1; при выполнении условия контактной выносливости (78) продолжить проектирование по п. 6.3;
- если условия контактной выносливости (78) не выполняется, применить конструктивные меры для его выполнения: снизить частоту вращения червяка (см. п. 6.2.1) или применить более качественные материалы (табл. 4) или выбрать ближайшее большее a_w (табл. 6); провести перерасчет с пункта алгоритма, использующего измененные параметры и получить выполнение условия контактной выносливости (78).

6.3. Проверочный расчет на выносливость при изгибе зуба колеса

Условие выносливости при номинальной нагрузке по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} Y_\gamma}{0,6m^3 q z_2 \cos \gamma} \leq \sigma_{FP}, \text{ МПа}, \quad (82)$$

где

- коэффициент формы зуба Y_F выбирается по табл. 15 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma, \quad (83)$$

- коэффициент упрочнения зуба от угла наклона и дуги охвата

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140}, \quad (84)$$

- коэффициенты нагрузки $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ (75), и $K_{Fv} = K_{Hv}$ (табл. 14),
- допускаемое напряжение изгиба по условию выносливости при изгибе зуба σ_{FP} , МПа, (формулы 15..18, табл. 5).

Таблица 15. Коэффициенты формы зуба червячного колеса Y_F от эквивалентного числа зубьев z_v

z_v	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61
z_v	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27

При выполнении условия выносливости при изгибе (82) продолжить проектирование по п. 6.4.

В противном случае для выполнения условия (82) следует подобрать больший модуль m (табл. 7), при соблюдении условия совместности (34, 35) геометрических параметров.

6.4. Проверочные расчеты прочности передачи при действии максимальных нагрузок

Максимальная нагрузка характеризуется на гистограмме кратковременно (в периоды пуска) действующей ступенью относительного момента $T_{0\max} > 1$ (рис. 3). Связи между моментом и контактными напряжениями квадратичная (70, 77, 79), между моментом и напряжениями изгиба линейная (82).

Отсюда условие прочности активных поверхностей зубьев колеса при максимальном моменте по контактным напряжениям:

$$\sigma_{H2\max} = \sigma_{H2} \sqrt{T_{0\max}} \leq \sigma_{HP2\max}, \quad (85)$$

где

σ_{H2} - контактное напряжение при номинальной нагрузке (70, 77, 79);
 $\sigma_{HP2\max}$ - допускаемое контактное напряжение при максимальных нагрузках (18, 19, 20, табл. 5).

Условие прочности ножки зуба колеса при максимальном моменте по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} T_{0\max} \leq \sigma_{FP2\max}, \quad (86)$$

где

σ_{F2} - напряжение изгиба при номинальной нагрузке (82),
 $\sigma_{FP2\max}$ - допускаемое напряжение изгиба при максимальных нагрузках (21, 22, табл. 5).

Удовлетворение условий (35) п.4.1, (70, 77, 79) п.6.1, (82) п.6.3, (85) и (86) п.6.4 позволяет сделать заключение:

- передача удовлетворяет условиям выносливости и прочности по контактным напряжениям и изгибу;
- не имеет излишнего запаса по главному критерию работоспособности;
- имеет стандартные параметры и расчетные размеры, удовлетворяющие условию совместности.

7. Проверка прогиба червяка по условию жесткости

Прогиб червяка посередине пролета вала между подшипниками

$$f \leq [f] \quad (87)$$

при значении допускаемого прогиба $[f] = (0,005..0,01) m$

Суммарная поперечная нагрузка в точке зацепления червяка (рис. 7)

$$R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} , \text{ Н.} \quad (88)$$

Прогиб посредине червяка $f = \frac{Rl^3}{48EI} , \text{ мм,} \quad (89)$

где модуль упругости стали $E = 210000, \text{ МПа,}$
момент инерции сечения червяка по диаметру впадин

$$I = \frac{\pi d_f^4}{64} , \text{ мм}^4 , \quad (90)$$

пролет вала червяка ориентировочный (рис. 8) $l = (0,8..1,0)d_2 , \text{ мм,}$
или измеряется на компоновке передачи, по серединам подшипников червяка (рис. 20, 21).

При значениях параметра $q = 16..25$ диаметр впадин червяка d_f может быть значительно больше, чем диаметр вала d червяка по условию прочности. В этом случае необходимо определить диаметр вала d на пролете l по условию жесткости:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4Rl}{3\pi[f]}} , \text{ мм.} \quad (91)$$

8. Расчет редуктора на нагрев [2, гл.2.2]

Червячные редукторы, работающие в повторно – кратковременном режиме с продолжительностью рабочего цикла порядка 10 мин, не нуждаются в устройствах охлаждения. Их проектирование не сопровождается расчетами на нагрев.

Расчеты на нагрев проводятся для редукторов, у которых продолжительность рабочего цикла достигает или превышает 1 час или работающих в непрерывном режиме. Если в редукторе устанавливается тепловой баланс (тепло выделяемое равно теплу отводимому), в течении ориентировочно 1 часа работы при номинальной нагрузке, температура масла в редукторе без обдува вентилятором установится на уровне:

$$t_p = \frac{N_1(1-\eta)10^3}{K_T A(1+\psi)} + t_0 \leq [t]_p , \text{ град} \quad (92)$$

При обдуве вентилятором, сидящем на валу червяка, температура масла установится на уровне:

$$t_p = \frac{N_1(1-\eta)10^3}{[0,65(1+\psi)K_T + 0,35K_{TB}]A} + t_0 \leq [t]_p, \text{ град}, \quad (93)$$

В (89) и (90): коэффициент теплоотдачи через корпус редуктора $K_T = 12..18 \text{ Вт/м}_2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

коэффициент теплоотдачи при обдуве вентилятором K_{TB} зависит от частоты вращения вала червяка и выбирается по табл. 16;

поверхность теплоотдачи через наружную поверхность редуктора $A, \text{ м}^2$, может определяться по измерениям на компоновке редуктора или ориентировочно по табл. 17 в зависимости от межосевого расстояния; в площадь A включается 50 % площади ребер; из A исключается площадь опорной поверхности корпуса;

коэффициент отвода тепла через опорную поверхность редуктора на сварной раме $\psi = 0,3$;

температура окружающего воздуха $t_0 = 18..20 \text{ } ^\circ\text{C}$;

допустимая температура масла $[t]_p = 95..110 \text{ } ^\circ\text{C}$ в зависимости от сорта смазки. Для редукторов работающих в непрерывном режиме работы $[t]_p = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Таблица 16. Коэффициенты теплоотдачи K_{TB} при обдуве вентилятором

Частота вращения вала вентилятора n_B об/мин	750	1000	1500	3000
K_{TB}	24	29	35	50

Таблица 17. Поверхность теплоотдачи через наружную поверхность редуктора $A, \text{ м}^2$, в зависимости от межосевого расстояния a_w

$a_w, \text{ мм}$	80	100	125	140	160	180	200	225
$A, \text{ м}^2$	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1
$a_w, \text{ мм}$	250	280	315	355	400	450	500	12
$A, \text{ м}^2$	1,2	1,4	1,7	2	2,4	3	3,6	2

Тепловой баланс должен быть установлен при рабочей температуре t_p не превышающей допустимую (92), иначе смазывающие и антизадирные свойства масла резко снижаются, что сокращает срок службы или ведет к аварийному выходу из строя передачи.

Если условие (92) не выполняется, следует применить конструктивные меры для усиления отвода тепла:

- увеличение площади теплоотвода за счет увеличения размеров корпуса и оребрения (рис.15);

- обдув вентилятором (условие 93), который предусматривает продольные ребра корпуса в зоне червяка и его нижнее расположение для эффективного охлаждения масляной ванны (рис. 1а, червячные одноступенчатые редукторы типа Ч по ГОСТ 27701-88, рис.16).

Эффективно при любом расположении червяка охлаждение масляной ванны водой, пропускаемой через встроенный в корпус змеевик. Исчерпывающей мерой при тяжелых условиях работы может быть циркуляционная смазка, предусматривающая забор смазки насосом из масляной ванны, прокачка ее через фильтр в холодильник необходимой мощности и подача охлажденной смазки через сопло в зацепление.

9. Смазка червячной передачи [1, Т.3, гл.6], [2, гл.11]

Основное назначение смазывания – снижение сил трения, уменьшение скорости изнашивания, отвод тепла от зацепления. Жидкостная смазка из масляной ванны (корпуса, картера), в которую погружается червяк, колесо или оба элемента вместе с зацеплением оказывает гидродинамическое сопротивление движению деталей. Поэтому с повышением скоростей окружной и скольжения, желательна малая вязкость смазки. Однако, с ростом контактных напряжений для эффективного разделения контактных поверхностей, вязкость смазки надо увеличивать, что снижает теплоотвод и повышает сопротивление движению. Выбор марки масла промышленного в зависимости от рабочих контактных напряжений и скорости скольжения проводится по табл.18.

Таблица 18. Масла промышленные для червячных передач по ГОСТ 17479.4-87

Контактные напряжения σ_H , МПа	Скорость скольжения v_s , м/с		
	до 2	2...5	более 5
до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
200 ... 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
более 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

В обозначении марок масла: И – промышленное, Т – для работы в узлах трения при тяжелых условиях, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками, число – класс кинематической вязкости.

Свойства масел в табл. 19.

Передачи, имеющие окружные скорости до 12 м/с, т.е. большинство червячных передач, смазываются окунанием в масляную ванну по схемам рис. 9. При окружной скорости до 10...15 м/с,

передача смазывается струей масла, подаваемой в зацепление через трубчатые сопла (струйная или циркуляционная смазка при помощи встроенного насоса).

Таблица 19. Кинематические вязкости смазочных масел для червячных передач

Марка масла	Кинематическая вязкость масла, мм ² /с при температуре		Способ смазки
	40 ⁰ С	100 ⁰ С	
И-Т-Д-68	61,0-75,0	15	Струйная или окунанием
И-Т-Д-100	90,0-110,0	20	
И-Т-Д-220	198-242	25	Окунанием
И-Т-Д-460	414-506	32	
И-Т-Д-680	612-748	40	

Кинематическая вязкость масла при температуре 40⁰С – по ГОСТ 17479.4-87, для подбора смазки зубчатых редукторов. Кинематическая вязкость масла при температуре 100⁰С – для подбора смазки червячных редукторов.

Объем масляной ванны V_M в литрах, который необходимо указать на чертеже редуктора определяется размерами дна по внутренним стенкам корпуса и ее глубиной, рис. 9:

$$h = b_0 + h_M, \quad (94)$$

где $b_0 \geq 3a$ - минимальная глубина масляной ванны от подвижных деталей передач;

h_M - глубина окунаания деталей передач в масло (рис. 9 а, б):

при нижнем расположении червяка $h_M = (0,1...0,5)da_1$, (95)

при верхнем расположении червяка $h_M = 2m...0,25da_2$; (96)

минимальный зазор между подвижными деталями передач и внутренними стенками корпуса (округляется до целых):

$$a \geq \sqrt[3]{L} + 3, \quad (97)$$

L – наибольший габарит деталей передач; для одноступенчатого червячного редуктора $L = a_w + 0,5(d_{a1} + d_{ae2})$. (98)

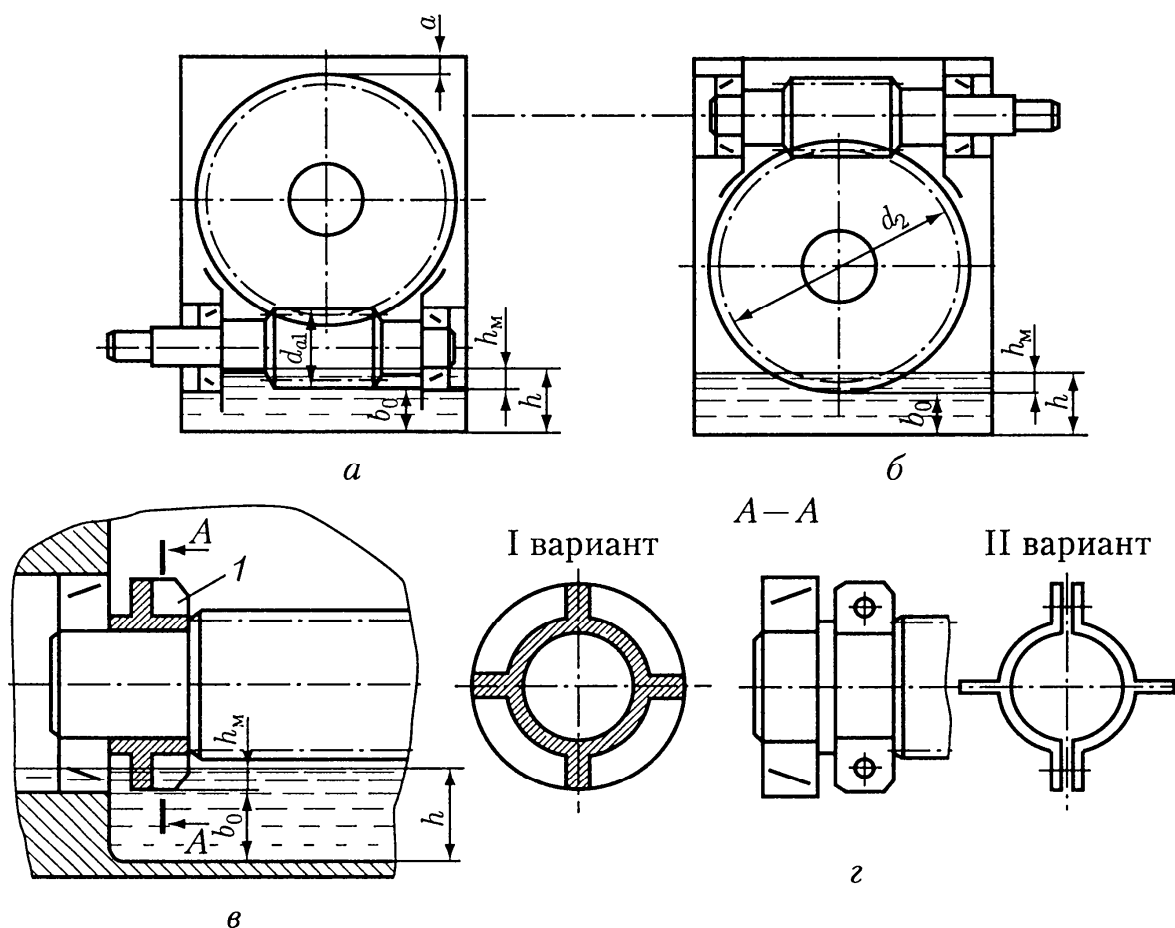


Рис. 9. Схемы смазки червячных передач при нижнем (а) и верхнем (б) расположении червяка.

На рис. 9в червяк не достает до масла, так как его уровень принят до середины тел качения подшипников (для снижения сопротивления при высоких скоростях). Для смазки на вал установлены разбрызгиватели – крыльчатки литой конструкции. На рис. 9г крыльчатка сборная из 4 штампованных частей.

Нормальный объем масляной ванны должен находиться в соотношении с передаваемой мощностью: 0,35...0,7 л/кВт. Увеличение объема благоприятно для поддержания качества смазки в процессе эксплуатации (замедления роста кислотного числа и выделения смолистых отложений).

Устройства смазки необходимы для выполнения операций по обслуживанию масляной ванны (видны на рис. 1а):

заливка масла – через смотровую крышку в верхней части редуктора;

слив масла при его замене – через маслосливную пробку, вкручиваемую в нижнюю часть корпуса на цилиндрической резьбе с уплотнительной прокладкой или на конической резьбе без прокладки;

контроль уровня масла – для чего служат щупы, масломерные стекла, масломерные пробки и краны;

сброс давления в редукторе при его нагреве – через отдушины с фильтрующей набивкой, устанавливаемые в верхнюю смотровую крышку на резьбе или запрессовкой; отвернув отдушину с широкой резьбой можно заливать масло, не снимая смотровую крышку.

Кроме того при организации циркулярной смазки верхнего червяка используются плунжерные насосы, которые устанавливаются в масляной ванне и приводятся в движение кулачком, посаженным на один из валов передачи.

Перечисленные устройства стандартизованы и подробно описаны в [1, Т.1 гл.7, Т.3 гл.6], [2, 11.1] и [5, гл14].

10. Компоновка червячного редуктора

Является первым графическим шагом разработки сборочного чертежа редуктора. На компоновке прорабатывается совмещение расчетных размеров передач с деталями и стандартными изделиями редуктора. Компоновка нужна для определения основных номинальных размеров: базовых, габаритных, присоединительных с целью выбора правильного масштаба, для размещения проекций на сборочном чертеже редуктора формата А1, с тем, чтобы на чертеже было достаточно места для нанесения размеров, технических характеристик и условий. Из компоновки получаются размеры расчетных схем для расчета валов на кручение с изгибом. Разработка компоновки предусматривает действия:

Выбор типов стандартных изделий. Стандартные изделия вместе с деталями червячной пары, валами, корпусом и крышками определяют конструктивные размеры компоновки.

Для крепления крышек редуктора, подшипников, смотровой, редуктора к фундаменту или раме применяются крепежные изделия класса точности А, класса прочности не ниже 6.6 для болтов и винтов, не ниже 6 для гаек:

болты с шестигранной головкой по ГОСТ 7805-70;

болты с шестигранной с уменьшенной головкой по ГОСТ 7808-70;

винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ по ГОСТ 11738-84;

гайки шестигранные по ГОСТ 5927-70;

гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ по ГОСТ 2524-70;

шайбы пружинные по ГОСТ 6402-93 нормальные (Н) и тяжелые (Т).

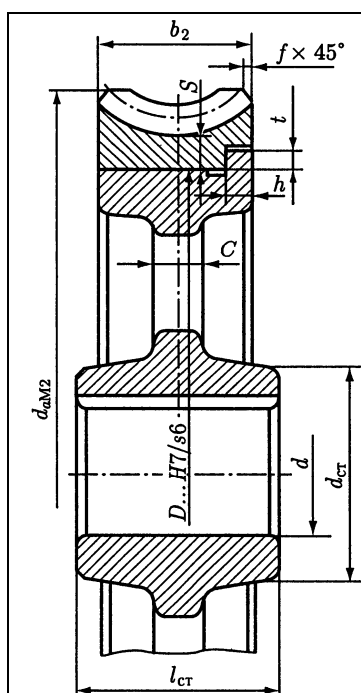
Для крепления подшипников на валах используются гайки шлицевые по ГОСТ 11871-88 со стопорными многолапчатыми шайбами по ГОСТ 11872-89 (рис. 1, 21, П1).

Определение размеров валов. Ориентировочные диаметры валов определяются из формулы прочности при кручении вала моментом T , Нмм:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \text{ , мм ,} \quad (99)$$

где допускаемые напряжения кручения $[\tau] = 15...25$ МПа для ориентировочных расчетов.

Полученный размер округляется к ряду нормальных размеров R_{a40} (табл. П2 приложения 3) и присваивается концу вала. Если на концах валов используются муфты, их размеры соответствуют посадочным диаметрам и длинам муфт (рис. 10, 20). На последующие ступени диаметров размещаются манжеты, подшипники, крыльчатки, маслозащитные, дистанционные кольца и втулки, червячное колесо. Червяк, как правило, нарезается на быстроходном валу (рис. 1, 10, 20, 21). Диаметры ступеней вала так же округляются к ряду R_{a40} , либо к диаметрам манжет и подшипников.



Размеры элементов червячных колес, рис. 11:

толщина венца	$S=2,5m$,
толщина центра	$S_0=1,25S$,
толщина диска	$C=1,25S_0$,
ширина выступа	$h=0,15b_2$,
фаска венца	$f=0,5m$,
высота выступа	$t=0,8h$,
диаметр ступицы	$d_{сг} = 1,5d + 10$,
длина ступицы	$l_{сг} = 0,8..1,5d$.

Так как ступица должна быть длиннее шпонки на 5...10 мм, следует выбрать диаметры вала d , выбрать и проверить на прочность размеры шпонки, после чего уточнить $l_{сг}$. Две или несколько шпонок на одном валу подбираются и проверяются на прочность по наименьшему диаметру.

Рис. 11. Элементы червячных колес

Подшипники качения. Для компоновки выбираются из легких серий. После определения опорных реакций и динамической грузоподъемности подшипников этот выбор уточняется. Ввиду значительных осевых сил на червяке преимущественно используются роликовые конические радиально – упорные (тип 7200), имеющие большую несущую способность. При обосновании расчетами могут применяться шариковые радиально-упорные

(тип 6200), имеющие больший КПД. Подшипники быстроходного вала необходимо разместить так близко к червяку, как позволяет наибольший диаметр колеса (рис. 10, 20, 21). Если расстояние между торцами правого и левого подшипников $L_{\text{п}}$ червяка не превышает 350 мм, подшипники могут устанавливаться по одному враспор (рис. 20). Если это расстояние близко или превышает 350 мм, на более нагруженной опоре устанавливаются 2 радиально-упорных подшипника враспор для восприятия осевых сил, на другой опоре устанавливается плавающий самоустанавливающийся радиальный подшипник для свободного теплового расширения вала червяка (рис. 1, 21, П1). Если диаметры наружных колец подшипника D меньше диаметра выступов червяка d_{a1} , для обеспечения осевой сборки подшипники устанавливаются в стаканы с наружным диаметром $D_a > d_{a1}$ червяка (рис. 1, 21, П1).

Осевая фиксация валов выполняется с помощью крышек подшипников накладных и закладных. Материал отливок стаканов и крышек чугун Ч15, СЧ20. Конструкции крышек, размеры и посадки по диаметру наружного кольца подшипника D на рис.13 и 14. Проточка b для выхода резца на диаметре D по ГОСТ8820-69. При использовании стакана с ним применяется крышка накладная. Применение закладных крышек в корпусах с плоскостью разъема (рис. 14, П1) позволяет отказаться от болтов и связанной с ними механической обработки крышки и корпуса.

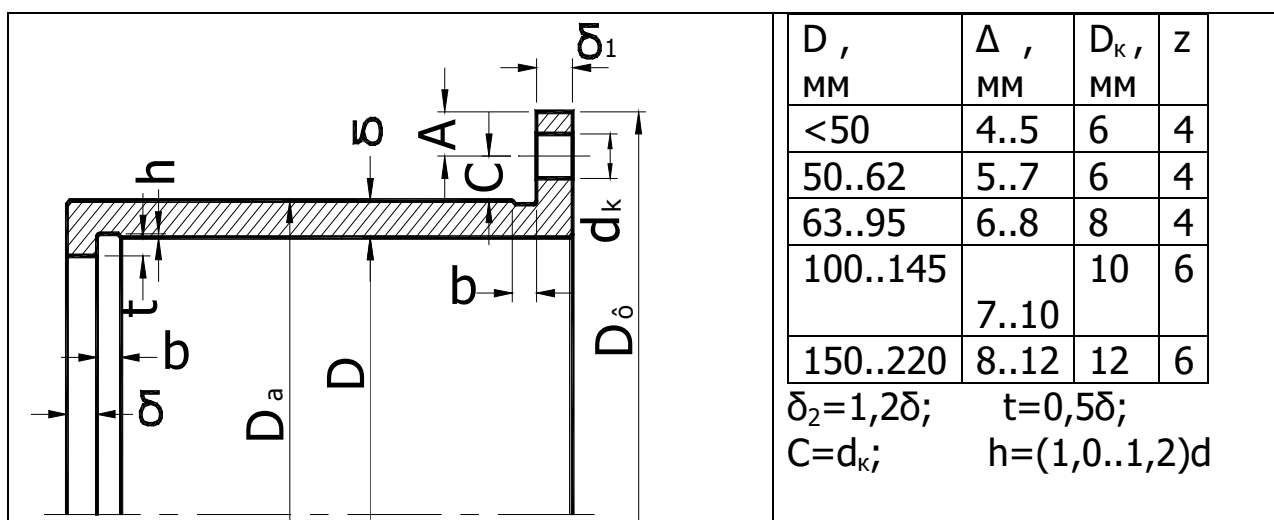


Рис. 12. Стакан для установки фиксирующей опоры червяка на двух подшипниках. Толщина стенки δ , диаметр $d_{\text{к}}$ и число z крепежных винтов (болтов) от диаметра наружно кольца подшипника D . Посадки по D_a H7/k6 или H7/m6. Проточки для выхода резца на диаметрах D и D_a по ГОСТ8820-69; для компоновки ширина канавки $b=5$ мм, глубина $h=1$ мм.

Размещение внутренних стенок корпуса. На расстояние a (97) от движущихся частей передачи, подшипников или их стаканов проводится положение верхней и боковых стенок. Размещение дна редуктора на расстоянии b_0 (94) от деталей передач (рис. 1, 9, 10).

Определение толщины стенки корпуса (рис. 1, 20, 21). Для корпусов из серого чугуна (не ниже СЧ15) ориентировочная толщина стенки, обеспечивающая прочность и жесткость корпусу, с моментом на тихоходном валу T_2 :

$$\delta \geq 1,34\sqrt{T_2}, \text{ мм.} \quad (100)$$

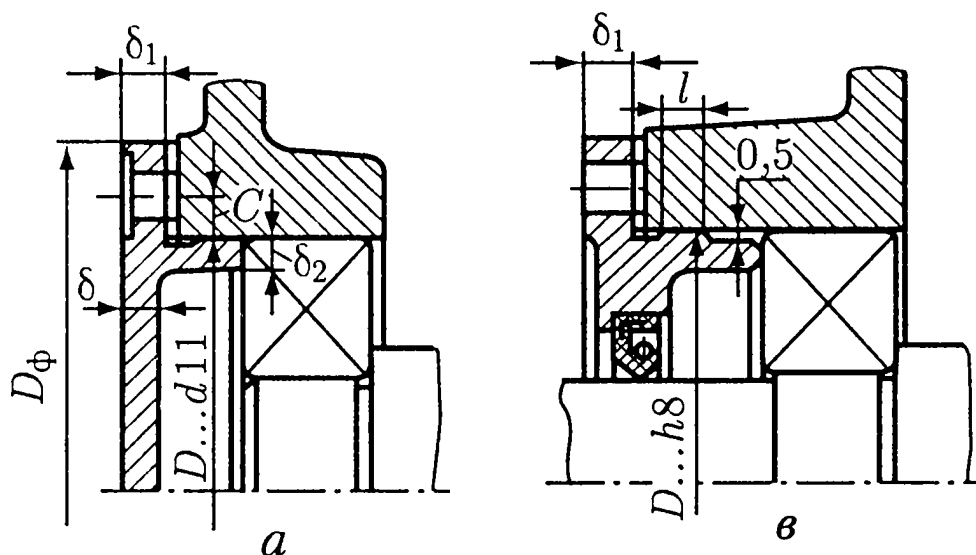
Толщина стенки округляется до целых в диапазоне $\delta = 6 \dots 16$ мм. Для обеспечения качества толщина стенки должна расти вместе с ростом размеров отливки. После окончания компоновки толщина стенки уточняется по приведенному габариту:

$$N = (2L + B + H) / 3, \text{ мм,} \quad (101)$$

где L, B, H – габаритные длина, ширина, высота редуктора в мм. Толщина стенки интерполируется из табл. 20.

Таблица 20. Толщина стенки δ в зависимости от приведенного габарита редуктора N

N, мм	400	600	1000	1500	2000	3000
δ , мм	7	8	10	12	14	16



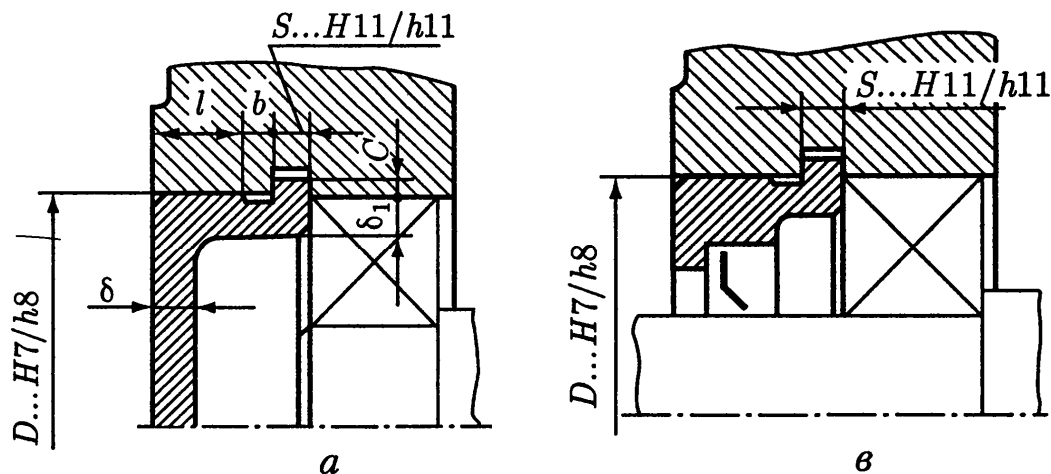
Глухая. Круглые углубление под головки болтов получены цековкой

Сквозная с манжетой. Обработанная плоскость под головки всех болтов получена торцовкой на токарном станке

Рис. 13. Крышки подшипников торцевые накладные для крепления болтами (винтами). Толщина стенки δ , диаметр d

и число z крепежных винтов по таблице рис.12 (δ – по нижней границе диапазона). Проточки для выхода резца на диаметре D по рис.12.

$$\delta_1 = 1,2\delta, \quad \delta_2 = (0,9..1)\delta, \quad l = \delta, \quad C = d_k, \quad D_\phi = D + (4..4,4)d$$



Глухая

Сквозная с манжетой

Рис. 14. Крышки подшипников торцевые закладные. Толщина стенки δ по нижней границе диапазона таблицы рис.12 .).

Проточки для выхода резца на диаметре D по рис.12.

$$\delta_1 = (0,9..1)\delta, \quad S = (0,9..1)\delta, \quad C = 0,5S, \quad l = (1..2)\delta$$

Типы корпусов. Редуктора типов 2Ч и Ч по ГОСТ 27701-88 с межосевыми расстояниями до 160 мм имеют неразъемные корпуса, получаемые литьем под давлением из алюминиевого сплава (рис. 15, 16). Особенности таких редукторов является сборка червячного колеса с тихоходным валом в осевом направлении. Для этого отверстие под крышку имеет диаметр больший, чем наибольший диаметр колеса (рис. 21). В редукторах с межосевым расстоянием $a_w \leq 160$ мм конструкции крышек подшипников вала колеса подобны крышкам на валу червяка, но имеют большие диаметры D , для прохода колеса при сборке и D_ϕ для размещения крепежных винтов. Число крепежных винтов $z = 6..8$, диаметр винтов d – такой же, как на крышках вала червяка, желательно унифицированной с ними длины. При $a_w > 160$ мм принимается $z = 8..12$ (рис. 21).

Червячные редуктора с горизонтальными осями и $a_w > 160$ мм имеют в большинстве конструкций разъемный корпус, с гнездами подшипников вала колеса, расточенными в плоскости разъема. Вал в сборе с колесом и подшипниками радиально опускается в половину гнезда корпуса, после чего сверху устанавливается крышка редуктора (рис. 20, П1).

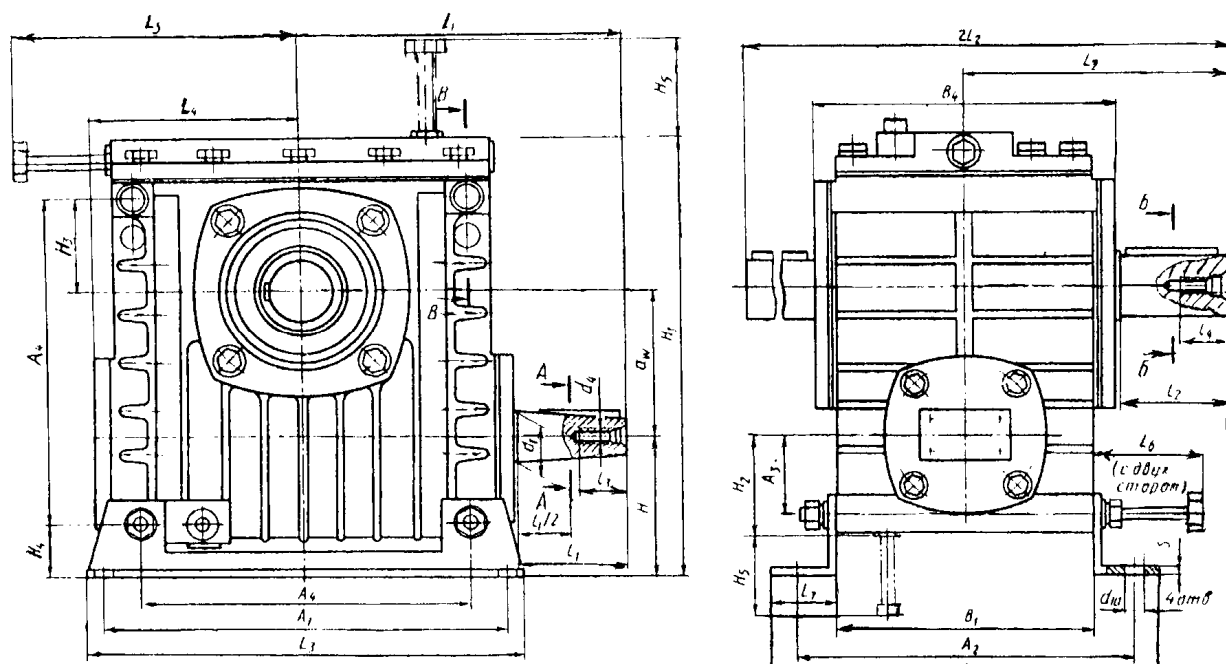


Рис. 15. Редуктор червячный одноступенчатый типа 2Ч (a_w 40, 63, 80) ГОСТ27701-88. Колесо опускается в корпус через прямоугольное отверстие верхней крышки, после чего вал тихоходный вставляется в колесо и собирается с двух сторон с подшипниками и их крышками.

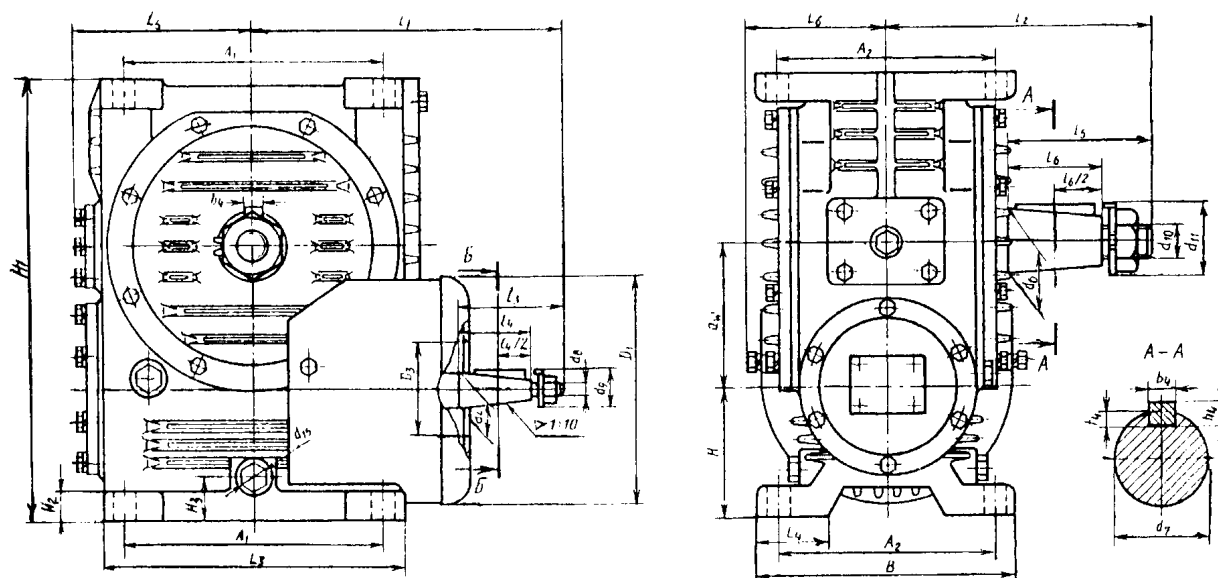


Рис.16. Редуктор червячный одноступенчатый типа Ч (a_w 50, 60, 80, 100, 125, 160) ГОСТ27701-88. Вал тихоходный в сборе с колесом и подшипниками вставляется в корпус через отверстие крышки, базируется на закрепленной крышке глухой, после чего устанавливается крышка подшипника сквозная с манжетой.

Крышки подшипников накладные устанавливаются на винтах после затяжки стяжных болтов на приливах под подшипники. Крышки закладные вставляются в корпус вместе с собранным валом колеса.

Конструкции приливов плоскости разъема под гнезда подшипников на рис. 17 и 20. Приливы с двух сторон соединяются стяжными болтами, воспринимающими нагрузки от передачи. Болты могут быть сквозными с гайками (рис. 17в, 20), или вкручиваются в корпус (рис. 18, П1). Диаметр стяжных болтов:

$$d \geq \sqrt[3]{T_2}, \text{ мм.} \quad (102)$$

[5, гл. 14, Конструирование редукторов]

<p>а</p> <p>Под накладную крышку. Диаметр прилива</p> <p>$D_{\text{п}} = D_{\text{ф}} + (4..6) \text{ мм,}$ $D_{\text{ф}}$ – по рис.13а $d_6 = d_{\text{к}}$ по рис.12</p>	<p>б Под закладную крышку</p> <p>$D'_{\text{п}} = 1,25D + 10 \text{ мм;}$ $D_{\text{п}} = D + (\delta + 2), \text{ мм,}$ δ – толщина крышки, рис.14а</p>	<p>в</p> <p>Отстояние оси стяжного болта от наружного кольца подшипника D</p> <p>$b = 1,5d, \text{ мм}$</p>
<p>Рис. 17. Конструкции и размеры приливов плоскости разъема под гнезда подшипников</p>		

<p>а. Стяжной болт на приливе подшипников в глухое резьбовое отверстие корпуса</p>	<p>б. Уплотнительный болт на фланце крышки в сквозное резьбовое отверстие корпуса</p>	<p>в. Уплотнительный винт с внутренним шестигранником на фланце крышки</p>
--	---	--

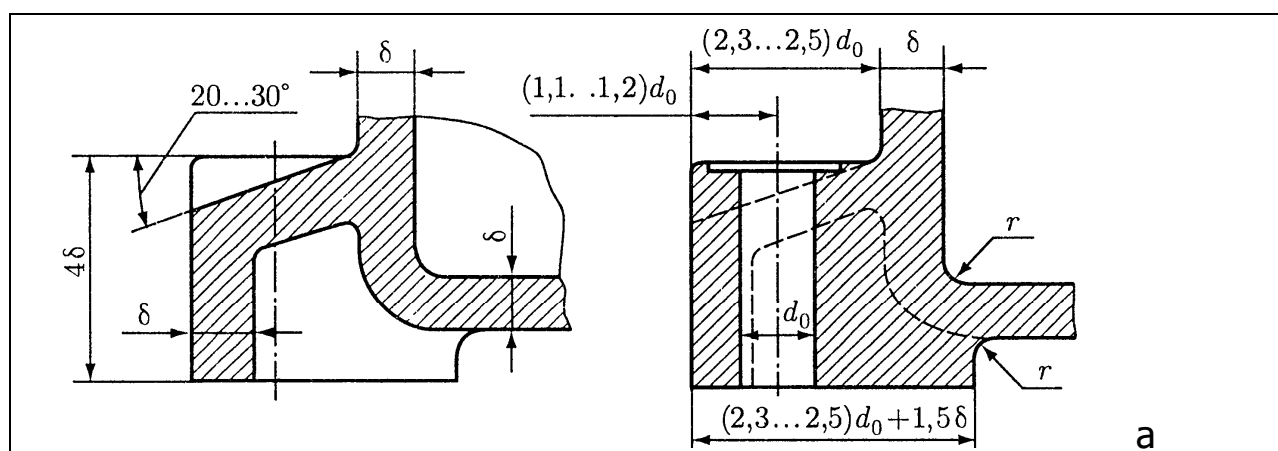
Рис. 18. Резьбовые соединения корпуса и крышки редуктора по плоскости разъема. Размеры конструктивных элементов:
 для вариантов а и б $K = 2,35 d$, $C = 1,1 d$, диаметр цековки под головкой болта
 $D = 2 d$ при ее глубине $0,5..1$ мм,
 для варианта в $K' = 2,35 d$, $C' = 1,1 d$.

На длинной стороне фланца крышки редуктора кроме стяжных винтов могут устанавливаться дополнительные ряды уплотнительных винтов (болтов), рис. 18 б, в, 20, если расстояние между рядами винтов в пределах $(10..12)d$, мм. Если диаметр стяжных винтов $d \geq 10$ мм, диаметр уплотнительных винтов может быть принят на 1 размер резьбы меньше.

Для крепления редуктора к фундаментной плите или раме служат фундаментные винты, которые должны иметь диаметр

$$d_{\phi} = 1,25 d, \text{ мм.} \quad (103)$$

Число фундаментных винтов в большинстве червячных редукторов 4. Винты устанавливаются на наибольшем удалении друг от друга по углам корпуса или вблизи их на выступающих приливах – лапах (рис. 19а, 20) или в утопленных в корпус нишах, что позволяет сократить один из габаритов (рис. 19б, П1).



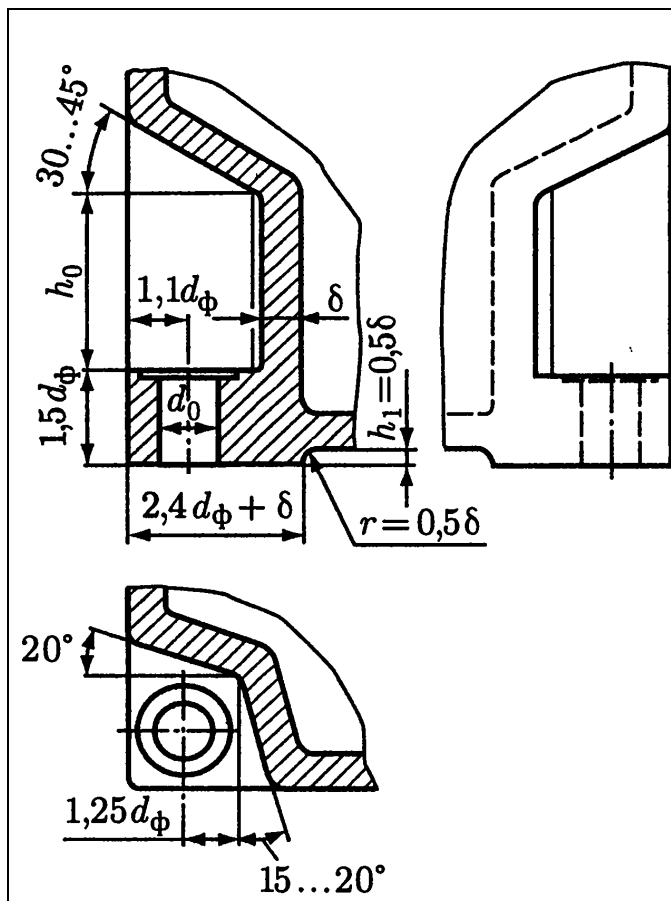


Рис. 19. Конструкции и размеры мест для установки фундаментных винтов в зависимости от их диаметра d_ϕ , диаметра отверстия под винт d_0 (табл. 21) и толщины стенки корпуса δ :

а – на выступающих из корпуса приливах (лапах),
б - в утопленных по углам корпуса нишах. Высота ниш h_0 для возможности вставить болт с шестигранной головкой в отверстие:

$$h_0 = 2,5(d_\phi + \delta), \text{мм}$$

б

Таблица 21. Диаметры сквозных отверстий d_0 в зависимости от диаметра стержня d крепежных изделий (болтов, винтов, шпилек), мм, по ГОСТ 11284-75, 2ряд

d	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48
d_0	6,6	9	11	14	16	18	20	22	26	33	39	45	51

Простановка размеров на компоновке.

После эскизной разработки всех выступающих частей редуктора: фланцев плоскости разъема с болтами крепления, крышек подшипников валов червяка и колеса, смотровой с отдушиной, мест крепления редуктора к фундаменту, которые определяют габариты, должны быть проставлены основные группы размеров.

Размеры расчетных схем валов червяка и колеса: l – пролет между опорами, a и b – вылеты валов под муфту (координаты точек приложения сил от зубчатого колеса, шкива, звездочки), x – координата точки приложения сил от червячной передачи (в одноступенчатых червячных редукторах эта точка расположена посередине пролета).

Габаритные размеры редуктора: L - длина, B - ширина, H – высота, или их составные части в виде размерной цепи.

Базовые размеры редуктора: a_w – межосевое расстояние, h – высота оси вращения над опорной плоскостью, s – горизонтальная

привязка оси вращения к габариту (может не проставляться, если существует вертикальная ось симметрии).

Присоединительные размеры редуктора:

посадочные размеры концов быстроходного и тихоходного вала d_B , d_T - диаметры, l_B , l_T - длины;

$d_{\text{оф}}$ - диаметры отверстий под фундаментные болты;

межосевые размеры фундаментных болтов $l_{\text{оф}}$ – вдоль габарита L , $b_{\text{оф}}$ – вдоль габарита B ;

L_o , B_o - размеры опорной конструкции корпуса.

На компоновке могут проставляться другие размеры и текстовые пометки в процессе подбора стандартных изделий для ускорения работы над сборочным чертежом и заполнения его спецификации. Конструкции элементов червячных редукторов подробно описаны в [2, гл. 3, 5.6, редуктора 5.7, 7.7, 7. 8, 10, 12, 17, 22.2].

Пример компоновки червячного редуктора с горизонтальными осями валов приведен на рис. 20. Пример компоновки червячного редуктора с вертикальным тихоходным валом приведен на рис. 21.

Рекомендации по вычерчиванию и оформлению проекта [2, гл. 22, 23].

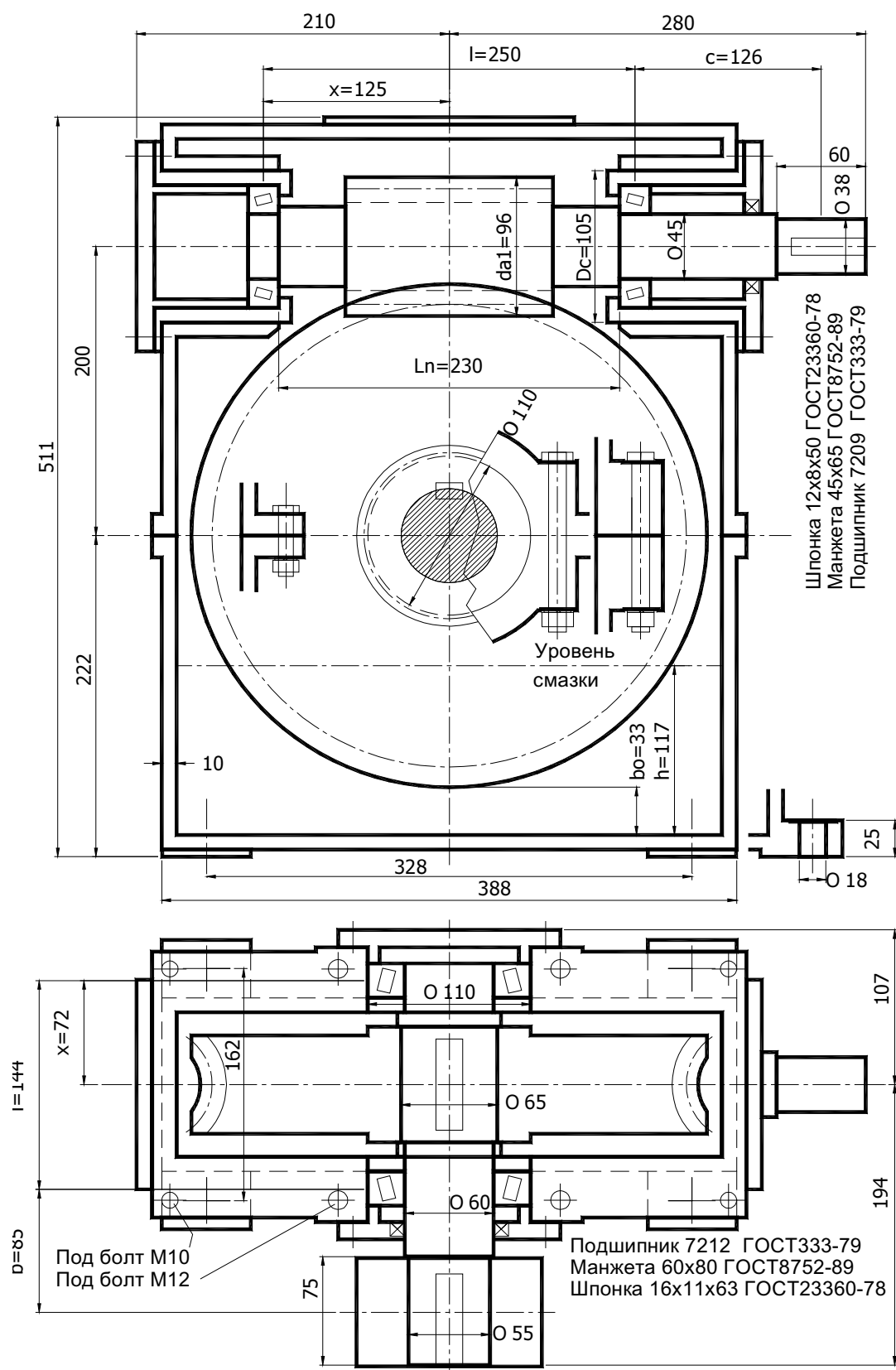
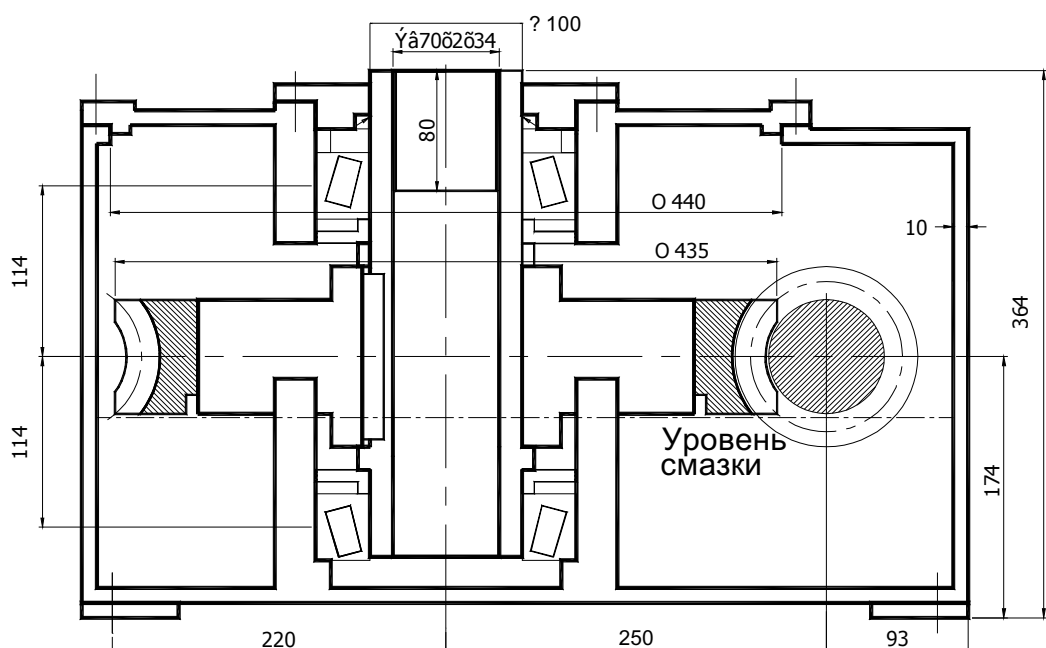


Рисунок 20. Компоновка редуктора с горизонтальными валами и верхним расположением червяка



Манжета 100x125 ГОСТ8752-89
Шпонка 22x14x110 ГОСТ23360-78
Подшипник 2007120 ГОСТ333-79

Шпонка 8x7x40 ГОСТ23360-78
Манжета 40x60 ГОСТ8752-89
Гайка М52x1,5 ГОСТ11871-78
Подшипник 7211 ГОСТ333-79

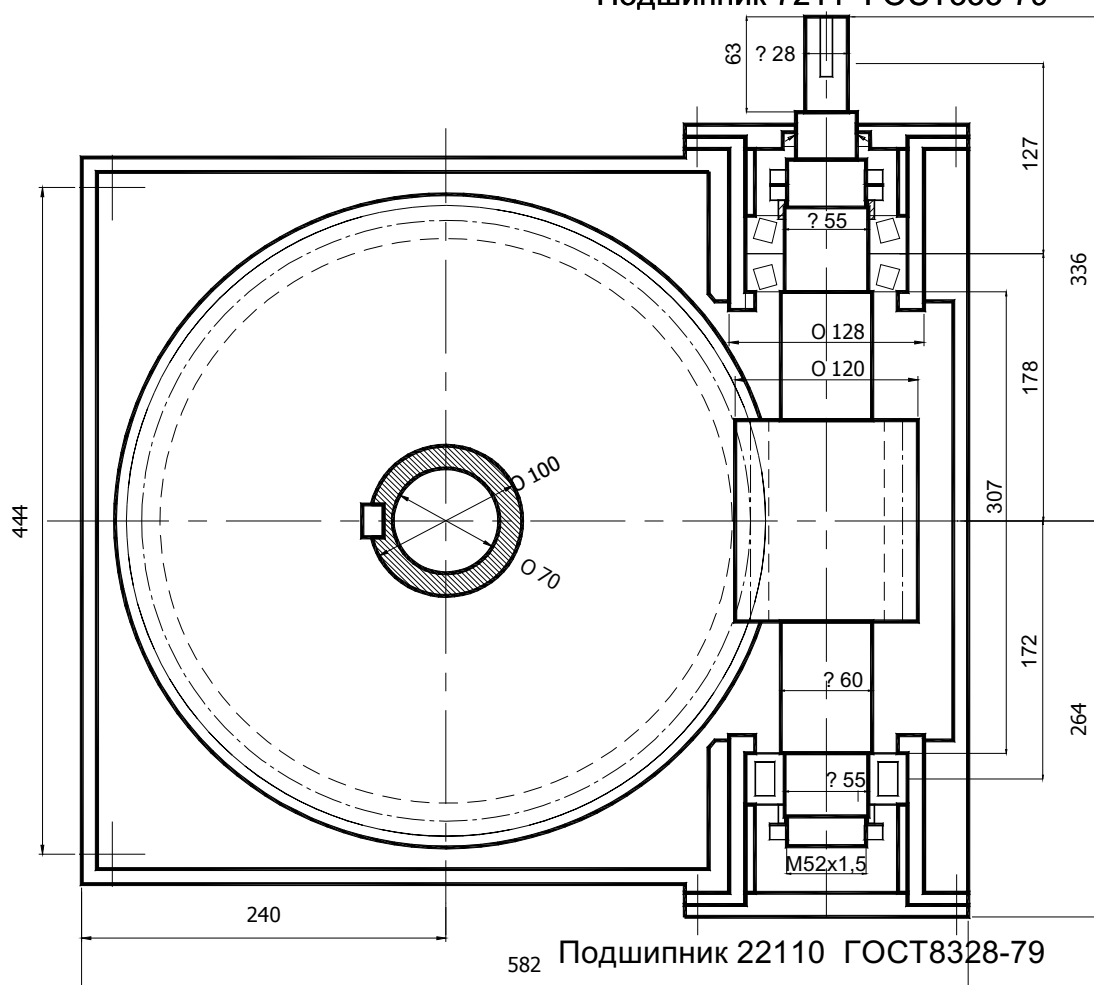


Рисунок 21. Компоновка редуктора с вертикальной осью вращения на выходе и полым тихоходным валом

Список литературы

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах, - 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебник /П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Изд. центр «Академия», 2009.– 496 с.
3. Длоугий В.В. Приводы машин. Справочник. -Л.: Машиностроение, 1982 г., 383 с.
4. Рационализация алгоритма проектирования червячных передач для приводов машин. Маньшин Ю.П., Маньшина Е.Ю. В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения Сборник статей 8-й международной научно-практической конференции в рамках 18-й международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2015". 2015. С. 277-279.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов /С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев и др – М : Машиностроение, 1984, - 560с
6. Зубчатые передачи: Справочник/ У.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов и др.,-Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. -416 с.
7. Гузенков П. Г. /Детали машин: Учеб. для вузов.— 4-е изд., испр. - М.: Высш. шк., 1986.-359 с: ил.
8. Motovario. Vorm geared motors. www.motovario-group.com
9. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев и др.; под общ. ред. М.Н. Ерохина – М.: КолосС, 2011. – 512 с.

Приложение 1

Пример расчета червячной передачи

1. Техническое задание

Выполнить расчет передачи одноступенчатого червячного редуктор для привода конвейера на основании кинематической схемы по рис.П3.а приложения 4 и исходных данных:

Мощность на быстроходном валу $N_1 = 10$ кВт

Частота вращения быстроходного вала (червяка) $n_1 = 750$ об/мин

Передаточное число

$u = 80$

Циклограмма нагрузки передачи



Расположение валов: быстроходного – горизонтальное, нижнее
тихоходного – горизонтальное

Присоединительные концы валов: – цилиндрические (рис. 1а)

2. Расчет параметров движения передачи

Выбрать ориентировочный КПД передачи (табл.2) $\eta = 0,6$

Частота вращения червячного колеса :

$$n_2 = n_1 / u = 750 / 80 = 9,38 \text{ об/мин}$$

Вращающий момент на червяке (62):

$$T_1 = 9555 \cdot 10^3 \cdot N_1 / n_1 = 9555 \cdot 10 / 750 = 127,4 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на червячном колесе (63):

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 127,4 \cdot 80 \cdot 0,6 = 6115,2 \text{ Нм}$$

3. Материалы передачи

Исходя из назначения передачи, режима работы и параметров движения принимаются:

Материал червяка (п.3) - легированная сталь марки Сталь 20Х
ГОСТ4543-90

Твердость заготовки HB 230
 Термообработка: цементация витков на глубину 2-2,5 мм
 с последующей поверхностной закалкой ТВЧ до твердости HRC 60,
 витки шлифуются и полируются;
 профиль витков червяка эвольвентный, ZL
Материал венца колеса (табл. 4) - оловянная бронза марки
 БрО10Ф1 ГОСТ 613-79
 Способ отливки – в кокиль
 1 группа сочетания материалов червяка и венца колеса (табл. 4)

4. Ориентировочные значения межосевого расстояния по условию контактной выносливости и скорости скольжения

По величине вращающего момента $T_2 = 6115,2 \text{ Нм}$
 на графике рис. 8 определяется ориентировочное межосевое
 расстояние $a_w \approx 370 \text{ мм}$

В соответствии с рекомендациями п.6.2.3, по частоте $n_1 = 750 \text{ об/мин}$
 выбирается ближайшее меньшее межосевое расстояние по ГОСТ
 2144-93, табл. 6, $a_w = 355 \text{ мм}$,
 которое используется для проверочных расчетов.

По графику рис. 6 ориентировочная скорость скольжения для $a_w = 355$
 мм и $n_1 = 750 \text{ об/мин}$ $v_s \approx 6 \text{ м/с}$, что не выходит из диапазона v_s для
 материала БрО10Ф1 (табл.4).

Из табл. 9 по ГОСТ 2144-93 в соответствии с передаточным числом
 $u = 80$ выбираются параметры зацепления:

- число заходов червяка $z_1 = 1$
 - коэффициент диаметра червяка по ГОСТ 19672 - 74 $q = 20$
 Число зубьев червячного колеса (31): $z_2 = z_1 u = 1 * 80 = 80$
 Модуль зацепления расчетный (37):

$$m = 2a_w / (q + z_2) = 2 * 355 / (20 + 80) = 7,1 \text{ мм}$$

По ГОСТ 2144-93 (табл. 7) принимается модуль 1 ряда $m = 7 \text{ мм}$

Чтобы вписать передачу в принятое межосевое расстояние
 рассчитывается коэффициент смещения инструмента при нарезании
 червяка (34):

$$X = 1/m [a_w - (m/2) (z_2 + q)] = (1 / 7) / (355 - (7 / 2) * (80 + 20)) = 0,714$$

Проверка межосевого расстояния (33):

$$a_w = 0,5m(z_2 + q + 2X) = 0,5 * 7 * (80 + 20 + 2 * 0,714) = 355 \text{ мм}$$

- межосевое расстояние совпадает с выбранным a_w , коэффициент
 смещение X рассчитан правильно.

5. Допускаемое напряжение по условию контактной выносливости.

Характеристики прочности и выносливости материала венца
 червячного колеса БрО10Ф1 с отливкой в кокиль (табл. 4)

предел прочности

$$\sigma_B = 245 \text{ Мпа}$$

предел текучести

$$\sigma_T = 196 \text{ Мпа}$$

предел контактной выносливости венца из бронз БрО10Ф1 в паре с закаленным, шлифованным и полированным червяком, (6), табл. 5:

$$\sigma_{Hlimb} = 0,9 \times \sigma_B = 0,9 \times 245 = 220,5 \text{ Мпа}$$

Характеристики кривой контактной выносливости :

показатель степени наклонной ветви

$$m_H = 8$$

базовое число циклов

$$N_{H0} = 10^7 \text{ циклов}$$

Наработка за заданный срок службы (1):

$$t_h = t_{лет} \times 365 \times K_{год} \times 24 \times K_{сут} = 5 \times 365 \times 0,75 \times 24 \times 0,56 = 18396 \text{ час}$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки по контактным напряжениям при одинаковой частоте вращения на всех ступенях циклограммы (2):

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^{m_H / 2} t_i = T_{O1}^4 t_{O1} + T_{O2}^4 t_{O2} = 1^4 \times 0,3 + 0,4^4 \times 0,7 = 0,318$$

- указывает на промежуточное положение режима работы между тяжелым и средне – вероятностным (рис. 2, табл. 3).

Эквивалентное число циклов контактных напряжений зуба колеса на валу 2 (3):

$$N_{HE2} = 60 t_h n_2 K_{HE} = 60 \times 18396 \times 9,38 \times 0,318 = 3292339 \text{ циклов}$$

Расчетный коэффициент контактной долговечности (24):

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{3292339}} = 1,15$$

Так как диапазон допустимых расчетных $K_{HL}=0,64..1,15$, принимается $K_{HL}= 1,15$

Параметр, учитывающий влияние скорости скольжения v_S , м/с, на износ активных поверхностей зубьев колеса (23):

$$C_V = 1,66 v_S^{-0,352} = 1,66 \times 5,896^{-0,352} = 0,889$$

Допускаемые контактные напряжения из условия выносливости (12), табл. 5: $\sigma_{HP2} = \sigma_{limb} \times K_{HL} \times C_V = 220,5 \times 1,15 \times 0,889 = 225 \text{ Мпа}$

6. Рабочие контактные напряжения при выбранных параметрах

Так как червяк нарезан со смещением инструмента ($X = 0,714$)), контактное напряжение передачи проверяется с учетом смещения [Дунаев 2002] по формуле (77):

$$\sigma_H = \frac{5350(q+2X)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2X}{a_w(q+2X)} \right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leq \sigma_{HP}$$

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба (75):

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - T_{ox}), \quad \text{где}$$

коэффициент деформаций червяка (табл. 13) в зависимости от $\theta = 108$,
 $z_1 = 1$ и $q = 20$:

относительный средневзвешенный момент (76):

$$T_{ox} = \sum T_{oi} t_{oi} = 1 * 0,3 + 0,4 * 0,7 = 0,58,$$

$$K_{H\beta} = 1 + (80 / 108)^3 * (1 - 0,58) = 1,171.$$

Коэффициент качества передачи K_{Hv} (табл. 14) в зависимости от скорости скольжения передачи и выбранной степени точности

Скорость скольжения ориентировочная $v_s = 6$ м/с

Степень точности 7 по назначению передачи и скорости скольжения (табл. 11), $K_{Hv} = 1,1$

Для упрощения подстановки в (77): $q + 2X = 20 + 2 * 0,714 = 21,428$

$$\sigma_H = \frac{5350 * 21,428}{80} \sqrt{\left[\frac{80 + 21,428}{355 * 21,428} \right]^3 6115,2 * 1,17 * 1,1} =$$

= 196 Мпа,

- что меньше допускаемого по условию контактной выносливости (225 Мпа) на 13 %, передача работоспособна по главному критерию контактной выносливости контактных поверхностей зубьев колеса.

7. Геометрические, рис. 5а, и кинематические параметры

Делительный диаметр червяка (28): $d_1 = m q = 7 * 20 = 140$ мм

Начальный диаметр червяка (27):

$$d_{w1} = m(q+2X) = 7 * (20 + 2 * 0,714) = 150 \text{ мм}$$

Диаметр вершин червяка (40): $d_{a1} = d_1 + 2m = 140 + 2 * 7 = 154$ мм

Диаметр впадин червяка (44): $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 140 - 2,4 * 7 = 123,2$ мм

Длина нарезанной части червяка (табл. 10) для числа заходов $z_1 = 1$ и коэффициента смещения $X = 0,714$

$$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m = (11 + 0,1 * 80) * 7 = 133 \text{ мм}$$

Для модуля до 10 мм добавляется 25 мм на выход шлифовального круга.

Длина нарезанной части червяка принимается: $b_1 = 133 + 25 = 158$ мм.

Делительный диаметр колеса (29): $d_2 = m z_2 = 7 * 80 = 560$ мм

Диаметр вершин колеса (41):

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1+X) = 560 + 2 * 7 * (1 + 0,714) = 584 \text{ мм}$$

Диаметр впадин колеса (45):

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - X) = 560 - 2 * 7 * (1,2 - 0,714) = 553,2 \text{ мм}$$

Угол охвата червяка зубчатым венцом колеса $2\delta = 100$ град

Диаметр колеса наибольший (42):

$$d_{ae2} = d_2 + d_1(1 - \cos \delta) = 560 + 140 * (1 - \cos 50^\circ) = 610 \text{ мм}$$

Ширина колеса (табл. 10) по числу заходов

$$z_1 = 1$$

$$b_2 = 0,75 d_{a1} = 0,75 * 140 = 106 \text{ мм}$$

Радиус канавки колеса, нарезаемой на заготовке перед

зубофрезерованием (43): $R_a = 0,5d_1 - m = 0,5 * 140 - 7 = 63 \text{ мм}$

Угол подъема витка червяка на делительном диаметре червяка (38):

$$\gamma = \arctg z_1 / q = \arctg 1 / 20 = 2,86^\circ$$

Угол подъема витка червяка на начальном диаметре червяка (39):

$$\gamma_w = \arctg(z_1 m / d_{w1}) = \arctg(1 * 7 / 150) = 2,67^\circ$$

Окружная скорость на начальной окружности червяка (48):

$$v_1 = \pi d_{w1} n_1 / 60 * 1000 = 3,14 * 150 * 750 / 60 * 1000 = 5,89 \text{ м/с}$$

Фактическая скорость скольжения (49):

$$v_s = v_1 / \cos \gamma_w = 5,89 / \cos 2,67^\circ = 5,896 \text{ м/с}$$

что, близко к ориентировочному значению по графику рис. 6 и не превышает допустимую скорость скольжения для выбранных материалов (табл. 4).

Минимальный боковой зазор передачи со стальным червяком, бронзовым венцом и чугунным корпусом (57):

$$f_{n \min} = 0,342 * 10^{-3} * \cos \gamma (1,05 * d_2 + 0,69 d_1 - 0,84 * a_w) = \\ = 0,342 * 10^{-3} * \cos 2,86^\circ * (1,05 * 560 + 0,69 * 140 - 0,84 * 355) = 0,132 \text{ мм}$$

По табл. 146 [Ан2001, Т2. с. 639] выбирается ближайший больший гарантированный зазор $f_{n \min} = 140 \text{ мкм}$, что для межосевых расстояний a_w в диапазоне 315..400 мм соответствует виду сопряжения С (рис. 7).

По табл. 11 в соответствии с назначением передачи и окружной скоростью v_1 , не превышающей 7 м/с, выбирается степень точности 7.

Запись в поле чертежей червяка и колеса «Степень точности»:

7 - С ГОСТ 3675-81.

8. Допускаемых напряжения изгиба зубьев колеса по условию выносливости.

Допускаемое напряжение изгиба зуба по условию выносливости (15), табл. 5:

$$\sigma_{FP2} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) * K_{FL}, \text{ МПа.}$$

Характеристики выносливости при изгибе зубьев колеса:

- предел выносливости при неревверсивном режиме работы для материала венца БрО10Ф1 ():

$$\sigma_{Flimb} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B = 0,25 * 196 + 0,08 * 245 = 69 \text{ МПа,}$$

- показатель кривой выносливости при изгибе зуба $m_F = 9$.

- базовое число циклов кривой выносливости изгиба $N_{F0} = 10^6$ циклов

Наработка за заданный срок службы из п. 5 $t_h = 18396$ час
Коэффициент эквивалентности нагрузки по напряжениям изгиба зуба при одинаковой частоте вращения на всех ступенях циклограммы (4):

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^{mF} t_i$$

$$K_{FE} = T_{01}^9 t_{01} + T_{02}^9 t_{02} = 1^9 * 0,3 + 0,4^9 * 0,7 = 0,318$$

Эквивалентное число циклов напряжений изгиба зуба колеса (5):

$$N_{FE2} = 60 t_h n_2 K_{FE} = 60 \times 18396 \times 9,38 \times 0,318 = 3292339 \text{ циклов}$$

Расчетный коэффициент долговечности при изгибе зуба (25):

$$K_{FL} = \sqrt[mF]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{3292339}} = 1,13$$

Так как диапазон допустимых расчетных $K_{HL} = 0,55..1,5$, принимается $K_{HL} = 1,13$

Допускаемое напряжение изгиба зуба по условию выносливости ():

$$[\sigma_{FP2}] = \sigma_{Flimb} * K_{FL} = 69 \times 1,13 = 78 \text{ МПа}$$

9. Рабочие напряжения изгиба зубьев колеса

Эквивалентное число зубьев (83):

$$z_v = z_2 / (\cos \gamma)^3 = 80 / (\cos 2,86)^3 = 80,3 \text{ зуба}$$

Коэффициент формы зуба по z_v из табл.15 $Y_F = 1,34$

Коэффициент упрочнения зуба от угла наклона (84):

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - 2,86 / 140 = 0,98$$

Коэффициенты нагрузки (75, табл. 14): $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,171$

$$K_{Fv} = K_{Hv} = 1,1$$

Напряжение изгиба в ножке зуба колеса (82) при номинальном вращающем моменте на валу колеса в Н*мм :

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 Y_F k_{F\beta} k_{Fv} Y_\gamma}{0,6 m_\chi^3 q z_2 \cos \gamma} =$$

$$\frac{6115200 * 1,34 * 1,171 * 1,1 * 0,98}{0,6 * 7^3 * 20 * 80 * \cos 2,86} = 31 \text{ МПа ,}$$

- что меньше допускаемых по условию выносливости при изгибе зуба на 60 % , передача работоспособна по критерию выносливости при изгибе зуба.

10. Проверка прочности передачи при действии максимальных нагрузок

Допускаемые напряжения условия прочности при максимальной нагрузке:

по контактным напряжения (18), табл. 5:

$$\sigma_{HP2max} = 4 \sigma_{T2} = 4 * 196 = 784 \text{ Мпа}$$

Максимальное контактное напряжение на колесе (85):

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H2} \sqrt{T_{0 \max}} = 196 \sqrt{1,5} = 266 \text{ Мпа}$$

- что меньше допускаемых по условию контактной прочности на 66 %

Допускаемые напряжения условия прочности при максимальной нагрузке:

по напряжениям изгиба зуба колеса (21), табл. 5:

$$\sigma_{FP2max} = 2 \sigma_{T2} = 2 * 196 = 392 \text{ Мпа}$$

Максимальное напряжение изгиба на колесе (86):

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} T_{0max} = 31 * 1,5 = 47 \text{ Мпа},$$

- что меньше допускаемых по условию прочности при изгибе зуба на 88 %.

По результатам расчетов пп. 2..10 передача удовлетворяет условиям выносливости и прочности по контактным напряжениям и изгибу;

не имеет излишнего запаса по главному критерию работоспособности;

имеет стандартные параметры и базовые расчетные размеры, удовлетворяющие условию совместности.

11. Векторы сил в зацеплении червячной пары (рис. 8)

Окружная сила на колесе (64), осевая сила на червяке (67):

$$F_{T2} = -F_{X1} = \frac{2T_2}{d_{u2}} = 2 * 6115200 / 560 = 21840 \text{ Н}$$

Радиальная сила на колесе (65), радиальная сила на червяке (68):

$$F_{R2} = -F_{R1} = \frac{F_{T2} \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{Cos} \gamma} = 21840 * \operatorname{tg} 20^\circ / \operatorname{Cos} 2,86 = 7959 \text{ Н}$$

Осевая сила на колесе (66), окружная сила на червяке (69):

$$F_{X2} = -F_{T1} = F_{T2} \operatorname{tg} \gamma = 21840 * \operatorname{tg} 2,86 = 1091 \text{ Н}$$

12. Проверка прогиба червяка по условию жесткости:

Так как червяк имеет большой диаметр впадин $d_{f1} = 123,2$ мм, определять прогиб с таким диаметром между опорами нецелесообразно, для вала и подшипников это слишком большой диаметр. Поэтому определяется наименьший диаметр вала, удовлетворяющий условию жесткости.

Наименьший допустимый прогиб червяка посередине пролета вала между подшипниками $[f_{\min}] = 0,005 \text{ м} = 0,005 * 7 = 0,035 \text{ мм}$

Суммарная поперечная нагрузка на червяка (88):

$$R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{1091^2 + 7959^2} = 8033 \text{ Н}$$

Модуль упругости стали

$E = 210000 \text{ МПа}$

Пролет вала червяка ориентировочный (рис. 8) принимается:

$$l = 0,8 d_2 = 0,8 * 560 = 448 \text{ мм}$$

Диаметр вала d на пролете l по условию жесткости (91):

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4Rl}{3\pi[f_{\min}]}} = \sqrt[4]{\frac{4 * 8033 * 448}{3\pi * 0,035}} = 81 \text{ мм}$$

13. Коэффициент полезного действия червячного редуктора

Ориентировочный КПД червячной передачи в разделе 2 принят $0,6$

Угол трения ρ по табл. 12 при скорости скольжения $v_s = 5,896 \text{ м/с}$

для материала венца БрО10Ф1 ГОСТ 613-79, группа материалов 1,

экспериментальный угол трения (табл. 12) $\rho = 1$ град

КПД червячной пары (59): уточняется по формуле:

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho)} = \text{tg } 2,86 / \text{tg}(2,86 + 1) = 0,74$$

Валы червяка и колеса опираются на две пары подшипников качения, каждая из которых в корпусе со смазкой имеет КПД $\eta_{\text{пк}} = 0,995$.

Уточненный КПД червячной передачи (60):

$$\eta_{\text{чп}} = \eta_{\text{ч}} \eta_{\text{пк}}^2 = 0,74 * 0,995^2 = 0,733.$$

14. Расчет редуктора на нагрев

Коэффициент теплоотдачи через корпус редуктора $K_T = 16 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Поверхность теплоотдачи через наружную поверхность (табл. 17)

редуктора при межосевом расстоянии

$$a_w = 355 \text{ мм}$$

$$A = 2 \text{ м}^2$$

Коэффициент отвода тепла через основание редуктора на сварной раме

$$\psi = 0,3$$

Температура окружающего воздуха

$$t_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура масла в редукторе при постоянном режиме работы без обдува вентилятором (92):

$$t_p = \frac{N_1(1 - \eta)10^3}{K_T A(1 + \psi)} + t_0 = 10 * (1 - 0,74) * 1000 / (16 * 2) * 1,3 + 20 = 83 \text{ } ^\circ\text{C},$$

не превышает допускаемую температуру для масла 95 °С,
редуктор не нуждается в установке на вал червяка вентилятора.

15. Смазка редуктора

Из табл. 18 по рабочим контактным напряжениям $\sigma_H = 196$ МПа
и скорость скольжения $v_s = 5,896$ м/с

Выбирается масло индустриальное марки И-Т-Д-80 ГОСТ 17479.4-87
Кинематическая вязкость масла при температуре 100° С (табл.19)
15 мм²/с.

Способ смазки передачи - окунанием червяка в масляную ванну.

Необходимый объем масляной ванны 0,35...0,7 л/кВт:

$$V \geq 0,4 N = 0,4 \times 10 = 4 \text{ л,}$$

который уточняется по размерам корпуса после завершения компоновки.

Определение глубины масляной ванны

Наибольший габарит деталей передач для одноступенчатого червячного редуктора (98):

$$L = a_w + 0,5(d_{a1} + d_{ae2}) = 355 + 0,5(154 + 610) = 737 \text{ мм}$$

Минимальный зазор между подвижными деталями передач и внутренними стенками корпуса (97):

$$a \geq \sqrt[3]{L + 3} = (724)^{1/3} + 3 = 12 \text{ мм}$$

Минимальная глубина масляной ванны от подвижных деталей передач

$$b_0 \geq 3a = 3 \times 12 = 36 \text{ мм}$$

Глубина окунания деталей передач в масло при нижнем расположении червяка (95):

$$h_M = (0,1 \dots 0,5)d_{a1} = 0,1 \times 154 = 16 \text{ мм}$$

Глубина масляной ванны от дна редуктора (94):

$$h = b_0 + h_M = 36 + 16 = 52 \text{ мм}$$

Уточнение объема масляной ванны. По компоновке (Рис. П.1):

длина между внутренними стенками масляной ванны $l_m = 644$ мм

ширина между внутренними стенками масляной ванны $b_m = 326$ мм

конструктивный объем масляной ванны:

$$V_m = h \times l_m \times b_m / 100^3 = 52 \times 644 \times 326 / 100^3 = 10,9 \text{ л}$$

удовлетворяет условию смазки по мощности

Ориентировочные и конструктивные диаметры валов редуктора

Вращающий момент на червяке : $T_1 = 127400$ Н*мм

Допускаемое напряжение кручения для ориентировочного расчета вала червяка

$$[\tau_{ок1}] = 15 \text{ Мпа}$$

Ориентировочный диаметр конца вала червяка под муфту (99):

$$d_{o1} = (T_1 / (0,2 \times [\tau_1]))^{1/3} = (127400 / (0,2 \times 15))^{1/3} = 35 \text{ мм}$$

Вал червяка соединяется упругой муфтой с двигателем.

Мощности $N_1 = 10$ кВт и частоте вращения червяка $n_1 = 750$ об/мин соответствует двигатель типа 4А160V8, у которого диаметр вала $d_{дв} = 48$ мм и длина посадочная $l_{дв} = 80$ мм. По диаметру вала двигателя выбирается муфта упругая типа МУВП710 с наибольшим вращающим моментом $T_{муф1} = 710$ Нм, рядом посадочных диаметров полумуфт $d_{муф} = 45, 48, 50, 55, 56$ мм и посадочной длиной $l_{муф} = 82$ мм. Выбираются посадочные размеры конца быстроходного вала:

	диаметр $d_Б = 50$ мм,
	длина $l_Б = 82$ мм,
диаметр под манжету	$d_{М1} = 60$ мм,
диаметр под подшипники фиксирующей опоры	$d_{ПФ1} = 65$ мм,
диаметр под подшипник плавающей опоры	$d_{ПП1} = 80$ мм,
диаметр вала между подшипниками и червяком	$d_1 = 82$ мм,

Допускаемое напряжение кручения для ориентировочного расчета тихоходного валов редуктора $[τ_{ок2}] = 25$ МПа

Ориентировочный диаметр конца тихоходного вала под муфту (99):

$$d_{о2} = (T_2 / (0,2 * [τ_{ок2}]))^{1/3} = (6115200 / 0,2 * 25)^{1/3} = 107 \text{ мм}$$

По моменту вала колеса T_2 выбирается муфта кулачково-дисковая МКД6300, ГОСТ20720-93

наибольший вращающий момент	$T_{муф2} = 6300$ Нм
ряд диаметров полумуфт	$d_{муф2} = 100; 105; 110; 120; 125$ мм
посадочная длина	$l_{муф2} = 210$ мм

Выбираются посадочные размеры конца тихоходного вала :

	диаметр $d_T = 100$ мм,
	длина $l_T = 210$ мм,
диаметры под манжету, подшипники и ступицу червячного колеса	$d_2 = 100$ мм.

Подшипники качения

На валу червяка

Диаметр под подшипники фиксирующей опоры (левая рис.П1)
 $d = 65$ мм

Подшипники роликовые конические радиально – упорные
 7313 ГОСТ 27365-87 2 шт

Диаметр под подшипник плавающей опоры (правая рис.П.1)
 $d = 80$ мм

Подшипник роликовый двухрядный радиальный
 самоустанавливающийся 3182116 ГОСТ 7634-87 1 шт

На валу колеса

Диаметр под подшипники обеих опор (рис.П.1) $d = 100$ мм

Подшипники роликовые конические радиально – упорные
 7220 ГОСТ 333-79 2 шт

Подбор шпонок на валах червяка и колеса. Должен быть выполнен перед выбором длины ступицы колеса.

По ГОСТ 23360-78 для передачи вращающих моментов от муфты упругой на вал червяка, от червячного колеса на тихоходный вал и на муфту кулачково-дисковую выбираются шпонки призматические с прямыми концами, исполнение 2.

Подбор размеров поперечного сечения шпонки b и h по посадочному диаметру вала d . Длина шпонки l выбирается из ряда длин, меньшая посадочной длины l_n колеса, муфты или других деталей.

Материал шпонок сталь 45 ГОСТ 1050-78, термообработка улучшение на твердость HB 280..300. Проверка соединения на прочность проводится по слабому звену (паз вала, шпонка или паз втулки).

Допускаемое напряжение смятия на валу червяка по материалу полумуфт упругой муфты СЧ 20 принимается $[\sigma_{см}] = 80$ МПа.

Материал полумуфт муфты кулачково-дисковой на вал колеса сталь 45 при твердости сторон шпоночного паза HB 280..300 (одинаковая со шпонкой). Допускаемое напряжение смятия на вал колеса по материалу шпонки принимается $[1, T.2] : [\sigma_{см}] = 250$ МПа.

Условие работоспособности шпоночного соединения по напряжению смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)l} \leq [\sigma_{см}]$$

Шпонки по обоим валам подобраны и проверены в таблице:

Таблица подбора шпонок

Вал №	1, черв.	2, муфта	2, колесо
Вр. момент номинальный T , Нмм	127400	6115200	6115200
Вр. момент максимальный $T_{max} = T_{оmax} * T$, Нмм	191100	9172800	9172800
Посадочная длина l_n , мм	82	210	150
Диаметр вала под шпонку d , мм	50	100	100
Ширина шпонки b , мм	16	28	28
Высота шпонки h , мм	10	16	16
Глубина паза вала t_1 , мм	6	10	10
Глубина паза втулки t_2 , мм	4,3	6,4	6,4
Длина шпонки l , мм	70	210	140
Напряжен. смятия по T $\sigma_{см}$, МПа	18	97	146
Напр. смятия по T_{max} $\sigma_{см}$, МПа	27	146	218
Допуск. нап. смятия $[\sigma_{см}]$, МПа	80	250	250

Выбранные шпонки удовлетворяют основному условию прочности шпонок на смятие при передаче номинального и максимального моментов.

Тип корпуса: с увеличенным объемом масляной ванны;
разъемный по оси тихоходного вала;
крышки подшипников быстроходного вала накладные, тихоходного вала врезные;
стяжные болты вкручиваются в резьбовые отверстия корпуса;
фундаментные болты устанавливаются в ниши у основания корпуса.

Толщина стенки корпуса (100)

$$\delta \geq 1,3 \sqrt[4]{T_2} = 1,3 \times (6115,2)^{1/4} = 11,5 \text{ мм}$$

Уточнение толщины стенки по приведенному габариту компоновки (рис.П.1): габаритная длина $L = 831 \text{ мм}$

габаритная ширина $B = 525 \text{ мм}$

габаритная высота $H = 885 \text{ мм}$

приведенный габарит редуктора (101) :

$$N = (2L + B + H) / 3 = 2 \times 831 + 525 + 885 = 3072 \text{ мм};$$

толщина стенки из табл. 20: $\delta = 16 \text{ мм},$

принимается толщина стенки корпуса $\delta = 16 \text{ мм}.$

Диаметры болтов:

Стяжных плоскости разъема (102) :

$$d \geq \sqrt[3]{T_2} = (6115,2)^{1/3} = 18,3 \text{ мм},$$

принимается $d = M20;$

Уплотнительных плоскости разъема $M16;$

Фундаментных (103) $d_{\text{ф}} = 1,25d = 1,25 \times 18,3 = 22,9 \text{ мм}$

принимается $d = M24;$

Крышек подшипников (рис.12)

по посадочному диаметру стакана $D = 166 \text{ мм}$

принимается $d_{\text{к}} = M12 .$

Компоновка редуктора по расчетам приложения 1 на рис.П.1.

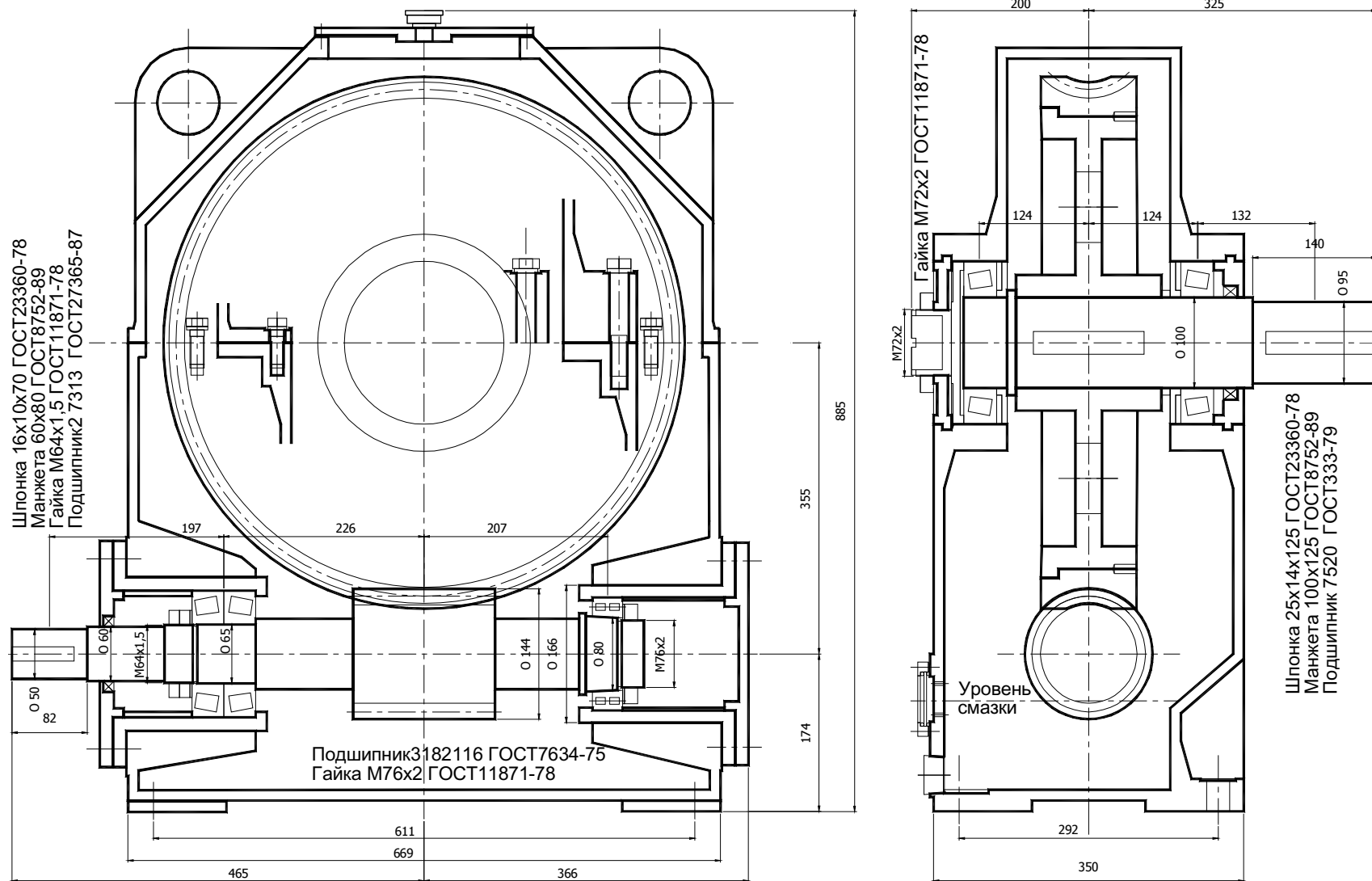


Рисунок П.1. Компоновка редуктора с горизонтальными валами и нижним расположением червяка

Приложение 2

Для удобства расчетов червячных передач с моментом на тихоходном валу менее 5000 Нм приводятся график $a_w(T_2)$ с растянутой шкалой моментов и дублируются табл. 6 стандартных межосевых расстояний и рис. 6 – график скоростей скольжения червячного зацепления в зависимости от межосевого расстояния.

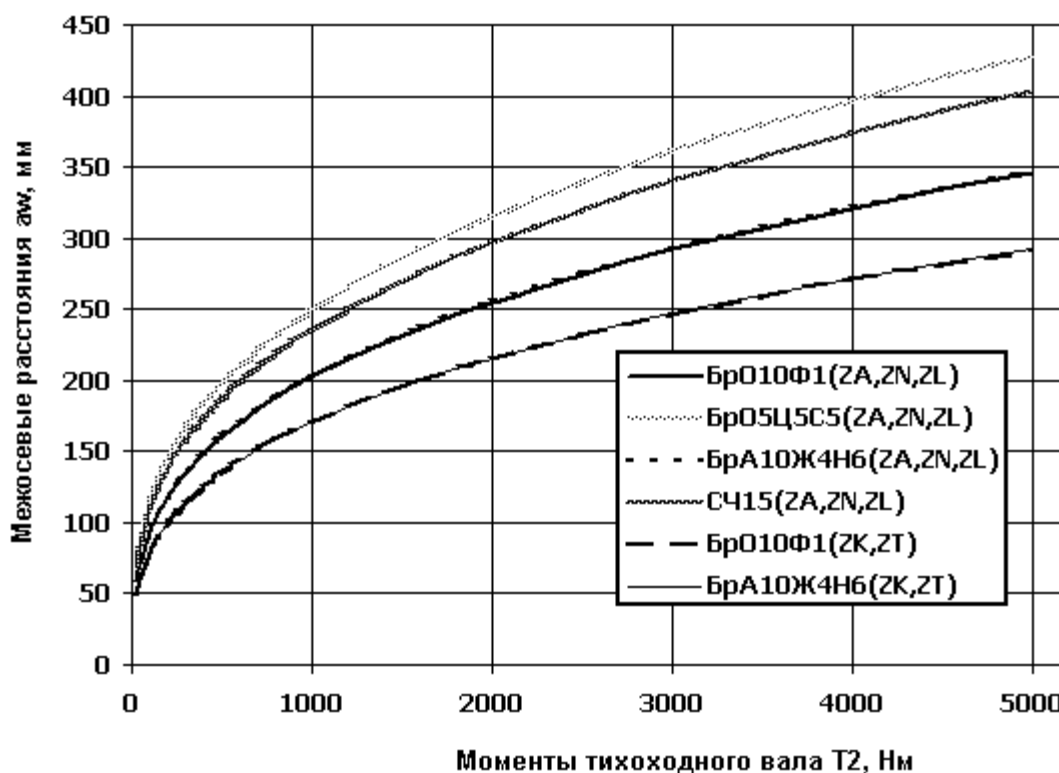


Рис. П.2. Межосевые расстояний червячных передач по условию контактной выносливости для червячных колес из материалов 1, 2 и 3 групп в сочетании с линейчатыми (ЗА, ZN, ZL, ZK) и нелинейчатыми (ЗТ) червяками при непрерывном режиме работы

Таблица 6 (дубль). Межосевые расстояния червячных передач по ГОСТ 2144-93

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	
2 ряд	45	57	71	90	112	140	180	225	280	355	450	500

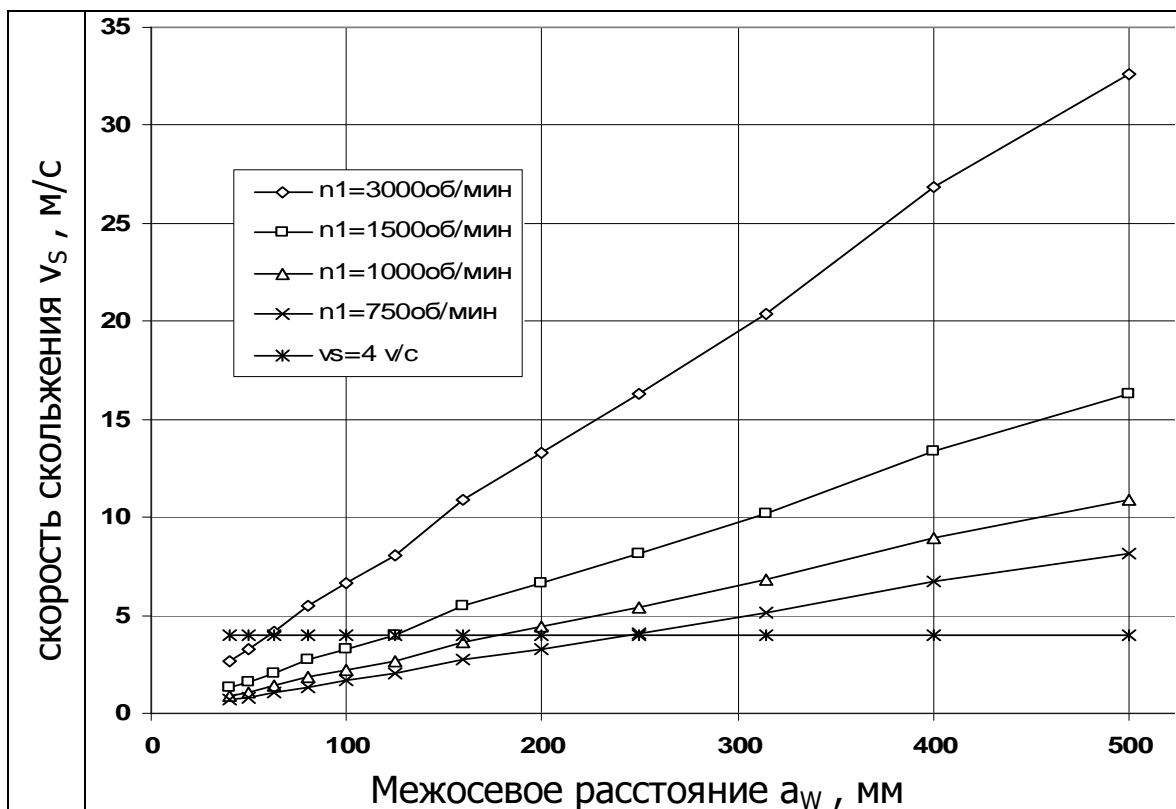


Рис. 6 (дубль). Осредненные скорости скольжения v_s , м/с, для передаточных чисел 8..80, в диапазоне межосевых расстояний a_w 40..500 мм при частотах вращения червяка n_1 750..1500 об/мин. Наибольшее отклонение v_s при максимальных передаточных числах до 8 %.

Приложение 3.

Нормальные линейные размеры (по ГОСТ 6636-69 в ред. 1990 г.) [1, Т.1]

Стандарт устанавливает ряды нормальных линейных размеров в интервале 0,001 - 100 000 мм, предназначенные для применения в машиностроении и рекомендуемые в других отраслях промышленности.

Таблица П1. Размеры в диапазоне от 0,001 до 0,009 мм должны соответствовать следующим: 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,006; 0,007; 0,008; 0,009 мм.

Размеры, мм									
Ряды				Дополнительные размеры *	Ряды				Дополнительные размеры *
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	
1,0	1,0	1,0	1,0	—	4,0	4,0	4,0	4,0	4,1
			1,05					4,2	4,4
		1,1	1,1				4,5	4,5	4,6
			1,15					4,8	4,9
	1,2	1,2	1,2			5,0	5,0	5,0	5,2
			1,3					5,3	5,5
		1,4	1,4				5,6	5,6	5,8
			1,5					6,0	6,2
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65	6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
			1,7	1,75				6,7	7,0
		1,8	1,8	1,85			7,1	7,1	7,3
			1,9	1,95				7,5	7,8
	2,0	2,0	2,0	2,05		8,0	8,0	8,0	8,2
			2,1					8,5	8,8
		2,2	2,2	2,15			9,0	9,0	9,2
			2,4	2,30				9,5	9,8
2,5	2,5	2,5	2,5	2,7	10	10	10	10	10,2
			2,6					10,5	10,8
		2,8	2,8				11	11	11,2
			3,0					11,5	11,8
	3,2	3,2	3,2	3,3		12	12	12	12,5
			3,4	3,5				13	13,5
		3,6	3,6	3,7			14	14	14,5
			3,8	3,9				15	15,5

Ряды				Дополнительные размеры *	Ряды				Дополнительные размеры *
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	
16	16	16	16	16,5	100	125	125	125	118
			17	17,5				130	135
		18	18	18,5			140	140	145
			19					150	155
	20	20	20	19,5	160	160	160	160	165
			21	20,5				170	175
		22	22	21,5			180	180	185
			24	23,0				190	195
25	25	25	25	27		200	200	200	205
			26					210	215
		28	28	29			220	220	230
			30	31				240	
	32	32	32	33	250	250	250	250	270
			34	35				260	
		36	36	37			280	280	290
			38	39				300	310
40	40	40	40	41		320	320	320	330
			42	44				340	350
		45	45	46			360	360	370
			48	49				380	390
	50	50	50	52	400	400	400	400	410
			53	55				420	440
		56	56	58			450	450	460
			60	62				480	490
63	63	63	63	65		500	500	500	515
			67	70				530	545
		71	71	73			560	560	580
			75	78				600	615
	80	80	80	82	630	630	630	630	650
			85	88				670	690
		90	90	92			710	710	730
			95	98				750	775
100	100	100	100	102		800	800	800	825
			105	108				850	875
		110	110	112			900	900	925
			120	115				950	975

* Для размеров свыше 1000 мм допускается также применять числа из ряда Ra 160 по ГОСТ 8032-84.

Приложение 4.

Основные кинематические схемы червячных редукторов передачи

Согласно ГОСТ 2.703-2011 «ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем»: «Схема кинематическая - документ, содержащий в виде условных изображений или обозначений механические составные части и их взаимосвязи».

Механические составные части и обозначения червячных редукторов на рис. П.3..П.5:

- 1 - вал червяка на подшипниках качения (быстроходный);
- 2 - вал червячного колеса на подшипниках качения (тихоходный);
- Z1 – червяк с числом заходов z_1 ;
- Z2 - червячное колесо с числом зубьев z_2 ;

Их взаимосвязи заключаются в зацеплении червяка и колеса, обеспеченного размещением валов в жестком корпусе и преобразовании частот вращения валов $n_2 = n_1 / u$, где u – передаточное число, из (31): $u = z_2 / z_1$, и вращающих моментов (63): $T_2 = T_1 * u * \eta$, где η – КПД передачи (разд. 4.4). Для отображения этой связи на кинематической схеме достаточно упрощенных графических знаков с минимумом необходимых конструктивных особенностей. Уточнение типов подшипников позволяет правильнее оценить КПД, детализация валов полезна для проектирования приводов, использующих разные способы соединения двигателей, передач и рабочих органов.

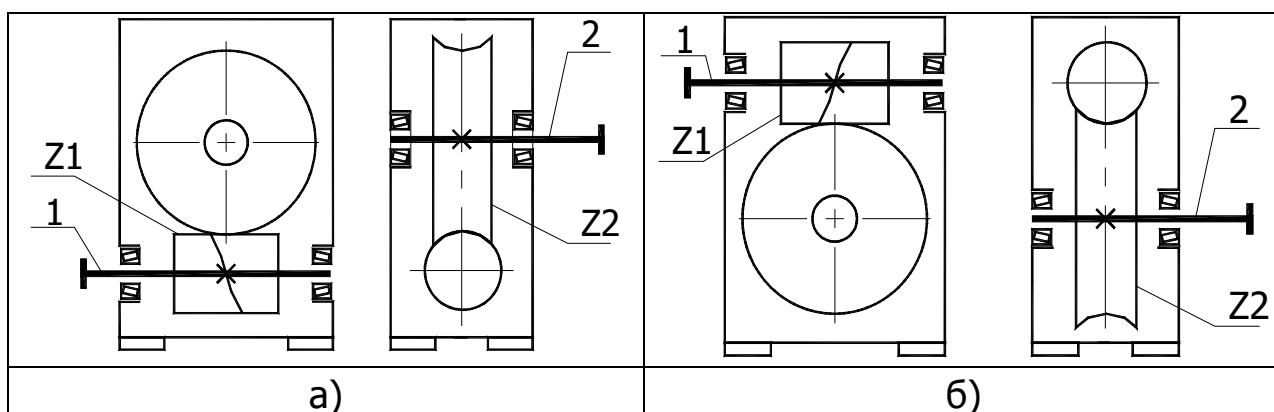


Рис. П.3. Схемы червячных редукторов с горизонтальными осями вращения валов универсального применения. Валы сплошного сечения. Концы валов предназначены под муфты.

а) с нижним расположением червяка. Имеет лучшие условия смазки и возможность улучшить охлаждение масляной ванны установкой на вал червяка вентилятора (рис. 1а).

б) с верхним расположением червяка. С учетом ухудшения смазки при работе в непрерывном режиме рекомендуется снижать момент на

тихоходном валу или предусматривать струйную смазку из масляной ванны.

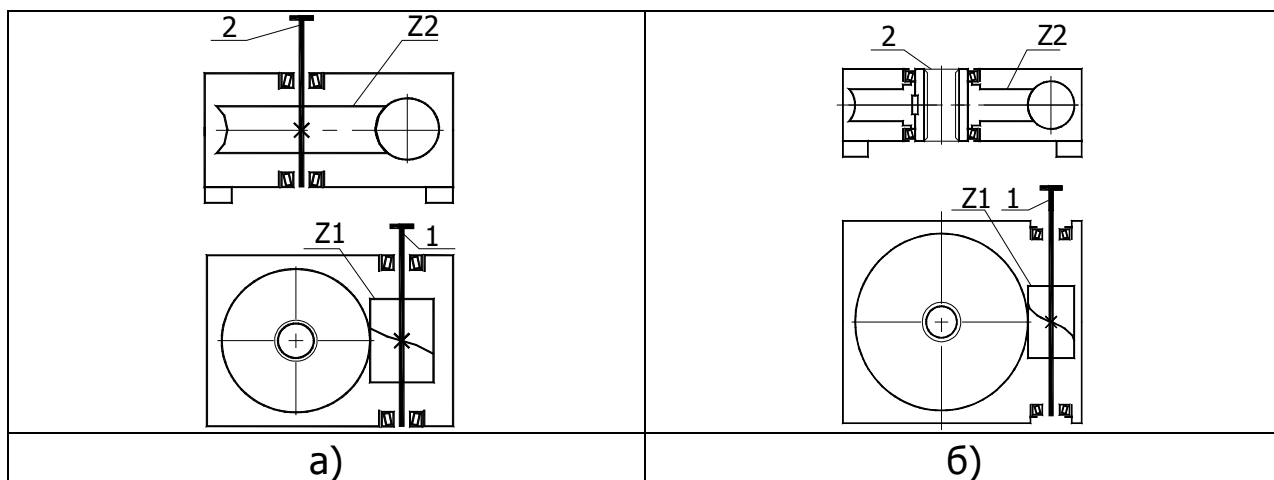


Рис. П.4. Схемы червячных редукторов с вертикальным валом колеса. Для привода рабочих органов с вертикальными валами: планшайбы карусельных станков и роторных конвейеров, смесители, дробилки, звездочки подвесных конвейеров, механические винтовые домкраты, затворы трубопроводов большого диаметра.

а) Валы сплошного сечения. Концы валов предназначены под муфты.

б) Вал колеса полый с внутренними шлицами или шпонкой.

Значительно уменьшает габариты привода.

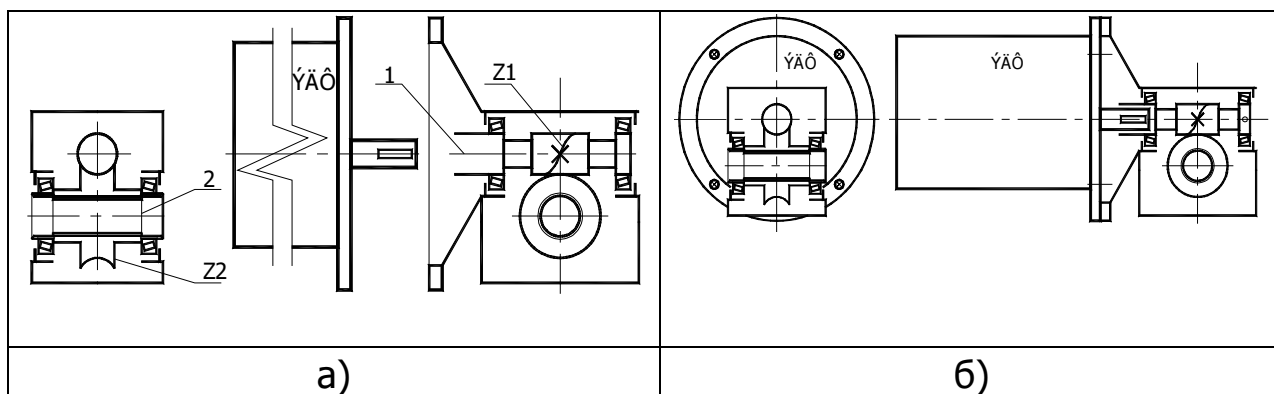


Рис. П.5. Схема червячного редуктора с полыми валами для сборки мотор-редуктора. ЭДФ – электродвигатель фланцевого исполнения.

а) Вал червяка с осевым отверстием и шпоночным пазом под вал двигателя, корпус с встречным фланцем под фланец двигателя (рис.1.а, иллюстрация на титульном листе) и фланцевым креплением к несущей конструкции или редуктору второй ступени.

б) Схема мотор – редуктора в сборе (иллюстрация на титульном листе). Допускают варианты монтажа с обоими валами как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях.