

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков

РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ СИЛОВОГО ПРИВОДА

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 20.03.01 Техносферная безопасность, 22.03.01 Материаловедение и технологии материалов, 23.03.01 Технология транспортных процессов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 27.03.01 Стандартизация и метрология, 27.03.02 Управление качеством

Оренбург
2019

УДК 621.833.38.061.1(076.5)
ББК 34.446я7
К48

Рецензент – профессор, доктор технических наук А.Н. Поляков

Клещарева, Г. А.
К48 Расчет закрытых червячных передач силового привода: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 28 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов закрытых (редукторных) червячных передач силовых приводов в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Механика», «Прикладная механика», «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 20.03.01 Техносферная безопасность, 22.03.01 Материаловедение и технологии материалов, 23.03.01 Технология транспортных процессов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 27.03.01 Стандартизация и метрология, 27.03.02 Управление качеством. Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.833.38.061.1(076.5)
ББК 34.446я7

© Клещарева Г.А.,
Решетов С.Ю.,
Чирков Ю.А., 2019
© ОГУ, 2019

Содержание

Введение.....	4
1 Расчет закрытых червячных передач.....	7
1.1 Общие сведения о закрытых червячных передачах.....	7
1.2 Исходные данные.....	9
1.3 Выбор материала червячной пары и определение допустимых напряжений.....	10
1.4 Определение геометрических параметров червячного зацепления.....	13
1.5 Проверочные расчеты червячной передачи.....	17
1.6 Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи.....	20
1.7 Тепловой расчет и охлаждение червячных передач.....	21
2 Конструирование червяка и червячного колеса.....	23
2.1 Ведущее звено – червяк.....	23
2.2 Ведомое звено – червячное колесо.....	24
3 Вопросы для самопроверки.....	26
Список использованных источников.....	28

Введение

В данных методических указаниях изложена методика расчета закрытых червячных передач, используемых в силовых приводах машин, изучаемых обучающимися в дисциплинах «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Механика», «Прикладная механика».

Цель расчета является определение параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Для закрытых червячных передач проектный расчет выполняют, исходя из условия обеспечения прочности на выносливость по допускаемым контактным напряжениям для зубьев червячного колеса, чтобы не допустить усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. Предварительно определяется межосевое расстояние, число заходов червяка и число зубьев червячного колеса, а затем и модуль червячного зацепления. Определив на основе этого расчета размеры червяка и червячного колеса и параметры зацепления, выполняют проверочный расчет зубьев червячного колеса на контактную прочность и на выносливость по напряжениям изгиба, чтобы установить, не появляется ли опасность усталостного разрушения зубьев червячного колеса – основного вида отказа данного типа передач.

Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета закрытой червячной передачи. В методических указаниях принята международная система единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах (ИСО и ГОСТ) на расчеты деталей машин: размеры деталей передач выражаются в миллиметрах (мм), силы – в ньютонах (Н), и, соответственно, напряжения – в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате (Н/мм^2), то есть в мегапаскалях (МПа), а моменты – в ньютонах, умноженных на миллиметр (Н·мм). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания. Данные методические указания позволяют ускорить выполнение и оформление геометрических и прочностных расчетов червячных передач. При этом у обучающихся сформируются некоторые компетенции из блока «Владеть», для изучаемой дисциплины в зависимости от вида самостоятельной работы (курсовой проект или работа, расчетно-графическое задание, индивидуальное творческое задание и т.п.).

Части компетенций, формируемые у обучающихся различных направлений подготовки в процессе работы с данными методическими указаниями, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Части компетенций, формируемые у обучающихся в процессе работы с настоящими методическими указаниями

№ п/п	Направление подготовки	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
1	13.03.02 Электроэнергетика и электротехника	«Механика»	<i>ОПК-2</i>	способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования при решении профессиональных задач
2	20.03.01 Техносферная безопасность	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ПК-1</i>	способностью принимать участие в инженерных разработках среднего уровня сложности в составе коллектива
3	22.03.01 Материаловедение и технологии материалов	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ОПК-3</i>	готовностью применять фундаментальные математические, естественнонаучные и общеинженерные знания в профессиональной деятельности
4	23.03.01 Технология транспортных процессов	«Прикладная механика»	<i>ОПК-3</i>	способность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественно-научных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технических и технологических проблем в области технологии, организации, планирования и управления технической и коммерческой эксплуатацией транспортных систем
5	23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов	«Детали машин и основы конструирования»	<i>ОК-7</i>	способностью к самоорганизации и самообразованию
			<i>ОПК-3</i>	готовность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественно-научных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технических и технологических проблем эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов
6	24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика	«Детали машин»	<i>ОПК-1</i>	способностью применять инженерно-технический подход к решению профессиональных проблем
			<i>ОПК-2</i>	способностью использовать в профессиональной деятельности знания и методы, полученные при изучении математических и естественно-научных дисциплин

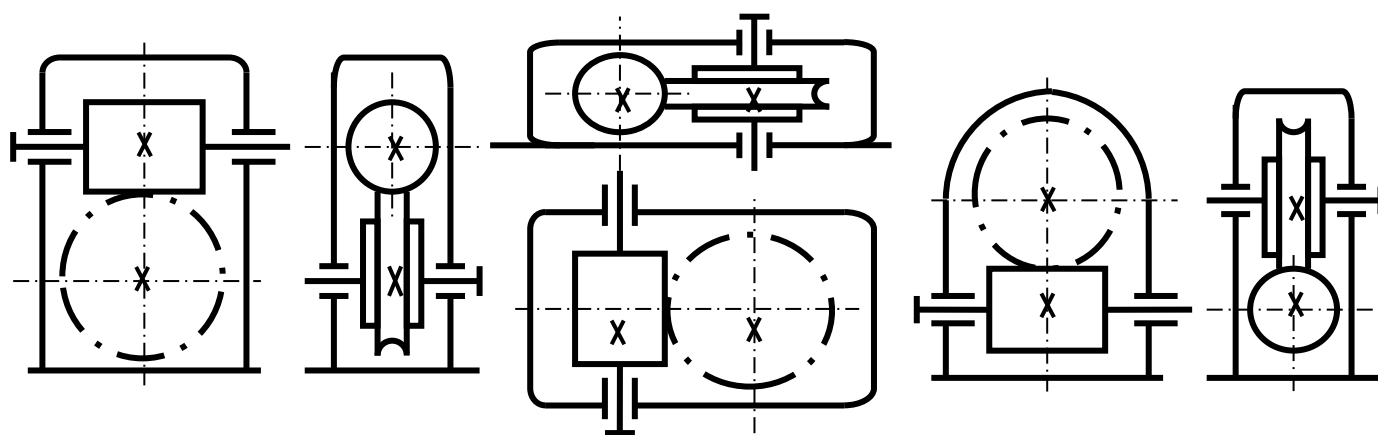
Продолжение таблицы 1

№ п/п	Направление подготовки	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
7	24.03.04 Авиастроение	«Детали машин»	ОПК-4	способность разрабатывать рабочую техническую документацию и обеспечивать оформление законченных конструкторских работ
			ОПК-5	способностью владеть навыками обращения с нормативно-технической документацией и владение методами контроля соответствия разрабатываемой технической документации стандартам, техническим условиям и нормативным документам
			ОПК-13	способностью к выполнению работ по стандартизации и подготовке к сертификации технических средств, систем и оборудования
8	27.03.01 Стандартизация и метрология	«Детали машин и основы конструирования»	ОПК-2	способностью и готовностью участвовать в организации работы по повышению научно-технических знаний, в развитии творческой инициативы, рационализаторской и изобретательской деятельности, во внедрении достижений отечественной и зарубежной науки, техники, в использовании передового опыта, обеспечивающих эффективную работу учреждения, предприятия
			ПК-7	способностью осуществлять экспертизу технической документации, надзор и контроль за состоянием и эксплуатацией оборудования, выявлять резервы, определять причины существующих недостатков и неисправностей в его работе, принимать меры по их устранению и повышению эффективности использования
9	27.03.02 Управление качеством	«Детали машин и основы конструирования»	ПК-3	способность применять знание задач своей профессиональной деятельности, их характеристики (модели), характеристики методов, средств, технологий, алгоритмов решения этих задач

1 Расчет закрытых червячных передач

1.1 Общие сведения о закрытых червячных передачах

Червячные передачи относятся к классу зубчато-винтовых передач, имеющих характерные черты и зубчатых, и винтовых передач. Червячные передачи применяют для передачи вращающего момента между валами с перекрещивающимися осями с целью получения большого передаточного числа в одной ступени. Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками, кинематические и конструктивные схемы которых представлены на рисунке 1.1.



а) схема с верхним червяком

б) схема с боковым червяком

в) схема с нижним червяком



г) верхний червяк
 $V_s > 5 \text{ м/с}$



д) боковой червяк
 $V_s \text{ любая}$



е) нижний червяк
 $V_s \leq 5 \text{ м/с}$

Рисунок 1.1 – Червячные редукторы с различным расположением червяка

Достоинства:

- компактность, плавность и бесшумность работы;
- постоянство передаточного числа;
- возможность получения самотормозящей передачи (использование в подъемно-транспортных механизмах);
- возможность реализации больших передаточных чисел в одной ступени (до 1000);
- высокая кинематическая точность (использование в делительных головках).

Недостатки:

- низкий КПД вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса;
- необходимость применения дорогих антифрикционных материалов;
- значительное выделение тепла и, как следствие, необходимость принятия специальных мер по интенсификации теплоотвода;
- склонность витков резьбы червяка и зубьев колеса к заеданию;
- повышенные требования к точности сборки и регулировки;
- повышенный износ колёс.

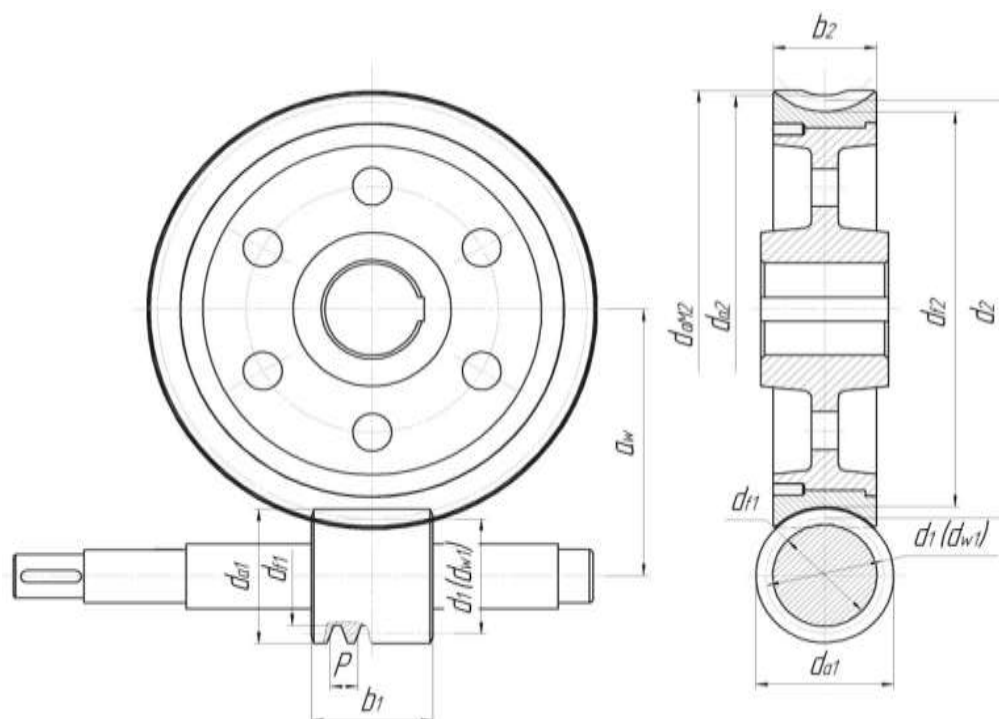


Рисунок 1.2 – Геометрические параметры червячной передачи

С типами и конструкцией червячных редукторов, назначением и конструкцией их основных деталей можно ознакомиться в литературе [1 – 6].

1.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета закрытой червячной передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода.

В качестве исходных данных выбирают значения (таблица 1.1) мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах червяка (ведущего звена в передаче) и червячного колеса (ведомого звена в передаче) (рисунок 1.3).

Для простоты изложения материала в данных методических указаниях индекс «1» относится к параметрам червяка, индекс «2» – к параметрам червячного колеса.

Учитывая вышеизложенное, исходными данными для расчета являются значения, представленные в таблице 1.1.

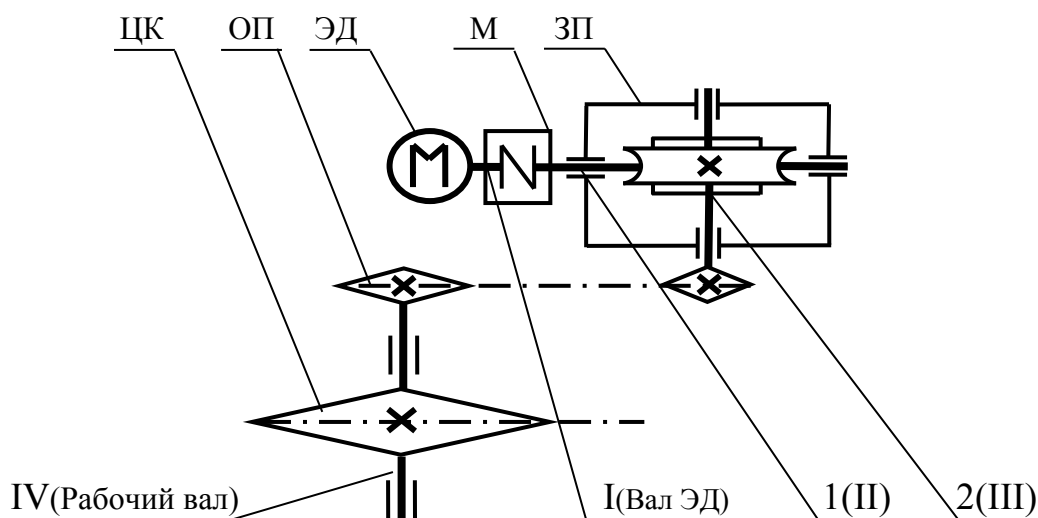


Рисунок 1.3 – Образец схемы задания привода с червячным редуктором

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета червячной передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Мощность на ведущем валу, Вт	P_1	5753
Вращающий момент на валу червяка, Н·мм	T_1	19290
Вращающий момент на валу колеса, Н·мм	T_2	385750
Частота вращения червяка, мин^{-1}	n_1	2850
Частота вращения колеса, мин^{-1}	n_2	114
Передаточное число передачи	u	25
Срок службы передачи, час	L_h	20000
Наличие реверса	есть; нет	есть

1.3 Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений

Обычно зубчатый венец червячного колеса изготавливают из мягких антифрикционных материалов, менее прочных по сравнению с витками стального червяка. Поэтому в червячном зацеплении зуб червячного колеса является наиболее слабым элементом, определяющим работоспособность всей передачи. Для зубьев червячного колеса возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: изнашивание и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, заедание и поломка зубьев. Однако, в отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще возникает износ и заедание. При мягком материале зубчатого венца колеса заедание проявляется в виде «намазывания» материала венца червячного колеса на червяк, но в этом случае передача может работать ещё достаточно продолжительное время. Если же материал венца червячного колеса достаточно твердый, заедание переходит в задиры поверхности и провоцирует быстрое разрушение зубьев. Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса. По этой причине имеет важнейшее значение выбор материала для венца червячного колеса, который зависит от скорости скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В большинстве случаев червячные колеса делают составными: зубчатый венец из бронзы или латуни, а центр – из чугуна или стали (рисунок 1.2).

Здесь и далее в столбцах (расчет и результат) таблиц 1.2, 1.5, 1.8, 1.10, 1.11, 1.17 – 1.18 приведен пример расчета червячной передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.3).

В таблицах 1.3 и 1.4 представлены данные для выбора материалов венцов червячных колес с определением значений допускаемых контактных (таблица 1.3 и 1.4) и изгибных (таблица 1.4) напряжений.

Таблица 1.2 – Выбор материала и допускаемых напряжений для червячной пары

Формула		Расчет		Результат
С целью выбора материала для изготовления зубчатого венца червячного колеса <i>предварительно</i> определяют ожидаемую скорость скольжения V_s , м/с				
$V_s = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^5} \cdot \sqrt[3]{T_2}$		$\frac{4,5 \cdot 2850}{10^5} \cdot \sqrt[3]{385750}$		9,34
Принимают материал для венца червячного колеса (таблица 1.3)				
Скорость скольжения V_s , м/с		материал		допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H2}$, МПа
$V_s > 5$ м/с верхний червяк; $V_s \leq 5$ м/с нижний червяк		венца колеса	червяка	
при $V_s \geq 8$ м/с оловянные бронзы		БрО10Ф1, литье в кокиль	Сталь с HRC 45 и более	$[\sigma]'_H = 221$ МПа
при $2 \leq V_s \leq (7 \dots 8)$ м/с безоловянные бронзы		–	–	–
при $V_s < 2$ м/с серый чугун.		–	–	–
Если в таблице 1.3 нет значения $[\sigma]_{H2}$, МПа для необходимого материала, то его рассчитывают по примеру, который приведен ниже:				
Базовое число циклов перемены напряжений N_{H0}	$N_{H0} = 10^7$	$N_{H0} = 10^7$	10^7	
Суммарное число циклов перемены напряжений N_Σ	$N_\Sigma = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$	60·114·20000	136800000	
Коэффициент долговечности $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_\Sigma}}$	$\sqrt[8]{\frac{10^7}{136800000}}$	0,721	
Допускаемые контактные напряжения, где $[\sigma]'_H$, МПа (таблица 1.4)		$[\sigma]_{H2} = [\sigma]'_H \cdot K_{HL} = 221 \cdot 0,721$	159,3	
	$[\sigma]_{H2} = [\sigma]'_H \cdot K_{HL}$	–	–	
Базовое число циклов перемены напряжений N_{F0}	$N_{F0} = 10^6$	$N_{F0} = 10^6$	10^6	
Коэффициент долговечности $0,43 \leq K_{FL} \leq 1,0$	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_\Sigma}}$	$\sqrt[9]{\frac{10^6}{136800000}}$	0,579	
Допускаемые напряжения изгиба, где $[\sigma]'_F$, МПа (таблица 1.4)		$[\sigma]'_F = 71$	71	
	$[\sigma]_{F2} = [\sigma]'_F \cdot K_{FL}$	71 · 0,579	41,1	

Таблица 1.3 – Материалы для червяков и червячных колес

Материалы		$[\sigma]_{H2}, Н/мм^2$ при $V_{СК}, м/с$							
венца колеса	червяка	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9Ж3Л	Сталь с HRC 45 и более	-	182	179	173	167	161	150	138
БрА10Ж4Н4Л	Сталь с HRC 45 и более	-	196	192	187	181	175	164	152
СЧ15-32 или СЧ18-36	Сталь 20 или 20Х цементированная	155	128	113	84,5	-	-	-	-
СЧ12-28 или СЧ15-32	Сталь 45 или Ст. 6	141	113	98	71	-	-	-	-

Таблица 1.4 – Механические характеристики для материалов венцов червячных колес

Марка бронзы или чугуна	Способ литья	$\sigma_B, МПа, Н/мм^2$	Допускаемые напряжения, МПа, Н/мм ² при твердости червяка					
			менее HRC 45			более HRC 45		
			$[\sigma_0]'_F$	$[\sigma_{-1}]_F$	$[\sigma]'_H$	$[\sigma_0]'_F$	$[\sigma_{-1}]_F$	$[\sigma]'_H$
БрО10Ф1	В песчаную форму	200	45	30	135	55	40	168
БрО10Ф1	В кокиль	255	57	41	186	71	51	221
БрО10Н1Ф1	Центробежное литье	285	64	45	206	80	56	246
БрО5Ц5С5	В песчаную форму	150	35	25	111	45	32	133
БрО5Ц5С5	В кокиль	200	45	32	132	53	38	159
БрА9Ж3Л	В песчаную форму	392	81	63	-	98	75	-
БрА9Ж3Л	В кокиль	490	85	69	-	108	83	-
БрА10Ж4Н4Л	В кокиль, Песок	590	101	81	-	130	98	-
СЧ10	В песчаную форму	118	33	20	-	41	25	-
СЧ15	В песчаную форму	147	37	23	-	47	29	-
СЧ18	В песчаную форму	177	42	26	-	53	33	-
СЧ20	В песчаную форму	206	47	29	-	59	36	-

1.4 Определение геометрических параметров червячного зацепления

Определение основных геометрических параметров червячного зацепления представлено в таблицах 1.5 и 1.8.

Таблица 1.5 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 1.2)

При передаточном числе:	Число заходов червяка	Число зубьев колеса	Расчет	Принято
$u = 8...14$	$Z_1 = 4$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	–	–
$u = 16...30$	$Z_1 = 2$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	2·25	50
$u = 30$ и выше	$Z_1 = 1$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	–	–
уточняют передаточное число u'		$u' = \frac{Z_2}{Z_1}$	$\frac{50}{2}$	25
расхождение с исходным значением Δu		$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100\%$	$\frac{25 - 25}{25} \cdot 100\%$	**0 ≤ 4 %
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 4 %. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают z_2 на единицу и корректируют модуль зацепления m				
Определяют минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности, a_w и округляют значения a_w, q, m , (мм) по ГОСТ 2144–76 [7].				
коэффициент нагрузки K'	$K' \approx 1,2 \dots 1,4$		1,3	
коэффициент диаметра червяка q	$q = 0,25 \cdot Z_2$		0,25·50=12,5	по ГОСТ 12,5
$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K'}{[\sigma]_H^2}}$	$61 \cdot \sqrt[3]{\frac{385750 \cdot 1,3}{159,3^2}}$		164,9	по ГОСТ 160
$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q}$	$\frac{2 \cdot 160}{50 + 12,5}$		5,12	по ГОСТ 5,0
Если принятые параметры передачи a_w, q, m и $u=z_2/z_1$ не совпали со стандартными значениями (см. таблицу 1.7), то передачу следует выполнять со смещением				
Коэффициент смещения X	$X = \frac{a_w}{m} - \frac{q + Z_2}{2}$	$\frac{160}{5,0} - \frac{12,5 + 50}{2}$	должно быть – 1 ≤ X ≤ 1	0,75
Коэффициент смещения должен быть в пределах – 1 ≤ X ≤ 1. Если это условие не выполняется, то либо увеличивают, либо уменьшают параметры передачи, не выходя за пределы рекомендуемых значений. Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 1.3				

В таблицах 1.6 и 1.7 представлены значения стандартных параметров червячного зацепления.

Таблица 1.6 – Основные параметры червячных передач ГОСТ 2144-76 [7]

$a_w, мм$		$m, мм$	$q, мм$	$z_2:z_1 = u$		
1 ряд	2 ряд					
63		3,15	8	32:4	32:2	32:1
80		4	8	32:4	32:2	32:1
100		5	8	32:4	32:2	32:1
		4	10	40:4	40:2	40:1
125		5	10	40:4	40:2	40:1
		4	12,5	50:4	50:2	50:1
	140	5	16	40:4	40:2	40:1
		5	10	46:4	46:2	46:1
160		8	8	32:4	32:2	32:1
200		10	8	32:4	32:2	32:1
		8	10	40:4	40:2	40:1
250		12,5	8	32:4	32:2	32:1
		10	10	40:4	40:2	40:1
		8	12,5	50:4	50:2	50:1
	280	10	16	40:4	40:2	40:1
		10	10	46:4	46:2	46:1
400		20	8	32:4	32:2	32:1
		16	10	40:4	40:2	40:1
500		20	10	40:4	40:2	40:1
		16	12,5	50:4	50:2	50:1

Таблица 1.7 – Сочетание m и $q, мм$ ГОСТ 2144-76 [7]

m	q	m	q	m	q	m	q
1,6	-	3,15	8,0	6,3	8,0	12,5	8,0
	10,0		10,0		10,0		
	12,5		12,5		12,5		
	16,0		16,0		16,0		
	20,0		20,0		20,0		
2,0	8,0	4,0	8,0	8,0	8,0	16,0	8,0
	10,0		10,0		10,0		
	12,5		12,5		12,5		
	16,0		16,0		16,0		
	20,0		20,0		20,0		
2,5	8,0	5,0	8,0	10,0	8,0	20	8,0
	10,0		10,0		10,0		
	12,5		12,5		12,5		
	16,0		16,0		16,0		
	20,0		20,0		20,0		

Таблица 1.8 – Определение основных геометрических параметров передачи

Формула	Расчет	Результат	
Диаметры делительных окружностей d , мм:			
$d_1 = m \cdot q$	$5 \cdot 12,5$	62,5	
$d_2 = m \cdot Z_2$	$5 \cdot 50$	250	
Диаметры начальных окружностей d_w , мм:			
$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot X \cdot m$	$62,5 + 2 \cdot 0,75 \cdot 5$	70	
$d_{w2} = d_2$	250	250	
Диаметры окружностей выступов d_a , мм:			
$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$62,5 + 2 \cdot 5$	72,5	
$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot X \cdot m$	$250 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 0,75 \cdot 5$	267,5	
Диаметры окружностей впадин d_f , мм:			
$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$	$62,5 - 2,4 \cdot 5$	60,5	
$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m + 2 \cdot X \cdot m$	$250 - 2,4 \cdot 5 + 2 \cdot 0,75 \cdot 5$	245,5	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} , мм:			
$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2}$	$267,5 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2}$	275	
Длина нарезной части червяка b_1 , мм, округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел ГОСТ 6636–69 [8] (таблица 1.9)			
$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot Z_2) \cdot m + 25$	$(11 + 0,1 \cdot 50) \cdot 5 + 25$	105	Ra40 105
Ширина венца червячного колеса b_2 , мм, округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел ГОСТ 6636–69 [8] (таблица 1.9)			
$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$	$0,75 \cdot 72,5$	54,38	Ra40 53
Угол подъема винтовой линии на делительном диаметре γ , град.			
$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$	$\arctg \frac{2}{12,5}$	9,09	
<i>Так как в рассматриваемом примере значение X вошло в допустимые пределы, и необходимости в изменении числа зубьев червячного колеса нет, то в уточнении передаточного числа открытой передачи нет необходимости.</i>			

Стандартные ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [8] приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69 [8]

<i>Ra 20</i>	<i>Ra 40</i>	<i>Ra 20</i>	<i>Ra 40</i>	<i>Ra 20</i>	<i>Ra 40</i>	<i>Ra 20</i>	<i>Ra 40</i>
1,0	1,00	5,6	5,6	32	32	180	180
	1,05		6,0	34	34		190
1,1	1,10	6,3	6,3	36	36	200	200
	1,15		6,7		38		210
1,2	1,20	7,1	7,1	40	40	220	220
	1,30		7,5		42		240
1,4	1,40	8,0	8,0	45	45	250	250
	1,50		8,5		48		260
1,6	1,60	9,0	9,0	50	50	280	280
	1,70		9,5		53		300
1,8	1,80	10,0	10,0	56	56	320	320
	1,90		10,5		60		340
2,0	2,00	11,0	11,0	63	63	360	360
	2,10		11,5		67		380
2,2	2,20	12,0	12,0	71	71	400	400
	2,40		13,0		75		420
2,5	2,50	14,0	14,0	80	80	450	450
	2,60		15,0		85		580
2,8	2,80	16,0	16,0	90	90	500	500
	3,00		17,0		95		530
3,2	3,20	18,0	18,0	100	100	560	560
	3,40		19,0		105		600
3,6	3,60	20,0	20,0	110	110	630	630
	3,80		21,0		120		670
4,0	4,00	22,0	22,0	125	125	710	710
	4,20		24,0		130		750
4,5	4,50	25,0	25,0	140	140	800	800
	4,80		26,0		150		850
5,0	5,00	28,0	28,0	160	160	900	900
	5,30		30,0		170		950

1.5 Проверочные расчеты червячной передачи

В таблицах 1.10 и 1.11 приведены проверочные расчеты червячной передачи по условиям контактной и изгибной прочности зубьев червячного колеса.

Таблица 1.10 – Проверка условия прочности по контактным напряжениям

Формула		Расчет	Результат
Окружная скорость червяка V_1 , м/с	$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{3,14 \cdot 62,5 \cdot 2850}{60 \cdot 1000}$	9,32
Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с	$V_{СК} = \frac{V_1}{\cos \gamma}$	$\frac{9,32}{\cos 9,09^\circ}$	9,44
Назначают степени точности изготовления (таблица 1.12)		7 степень точности	
Уточняют коэффициент нагрузки K'			
коэффициент деформации червяка θ (таблица 1.13)			$\theta = 121$
коэффициент x , зависящий от характера изменений нагрузки	при спокойной нагрузке $x = 1,0$		0,6
	при переменной нагрузке $x = 0,6$		
коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий K_β			
$K_\beta = 1 + (Z_2/\theta)^3 \cdot (1 - x)$		$1 + (50/121)^3 \cdot (1 - 0,6)$	1,03
коэффициент динамичности K_v (таблица 1.14)			$K_v = 1,2$
коэффициент нагрузки K'	$K' = K_\beta \cdot K_v$	$1,03 \cdot 1,2$	1,24
рабочие контактные напряжения в передаче σ_H	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K' \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3}{a_w^3}}$		должно быть $\sigma_H \leq [\sigma]_{H2}$
	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{50}{12,5}} \cdot \sqrt{\frac{385750 \cdot 1,24 \cdot \left(\frac{50}{12,5} + 1\right)^3}{160^3}} = 134,3$		$162,4 \leq 159,3$
недогрузка (+) перегрузка (-)	$\Delta\sigma_{H2} = \frac{[\sigma]_{H2} - \sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} \cdot 100$	$\frac{159,3 - 162,4}{159,3} \cdot 100$	-1,94 %, условие выполнено
Допускается недогрузка 10 % и перегрузка 5 %. Если условие прочности не выполняется, то назначают другие параметры или материалы червячной передачи и расчет повторяют с пункта 1.3			

Таблица 1.11 – Проверка условия прочности зубьев колеса по напряжениям изгиба

Формула	Расчет	Результат
Приведенное число зубьев червячного колеса z_{V2}		
$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$	$z_{V2} = \frac{50}{\cos^3(9,09)}$	51,9
Определяем коэффициент формы зуба Y_{F2} (таблица 1.15)		2,18
Рабочие напряжения изгиба σ_F , МПа		
$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot K' \cdot Y_{F2}}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2}$	$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot 385750 \cdot 1,24 \cdot 2,18}{50 \cdot 53 \cdot 5^2}$	ДОЛЖНО БЫТЬ $\sigma_F \leq [\sigma]_{F2}$ $18,9 \leq 41,1$
Если условие прочности $\sigma_F \leq [\sigma]_{F2}$ не выполняется, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с пункта 1.3		

Таблицы 1.12 – 1.16 – справочные, по которым назначаются: степень точности изготовления червячной передачи, коэффициент деформации червяка θ , коэффициент динамичности нагрузки K_V , коэффициент формы зуба Y_F для червячных колес, а также приведенный коэффициент трения в червячной передаче f' и приведенный угол трения ρ' .

Таблица 1.12 – Допустимые скорости и области применения червячных передач

Степень точности	Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с	Обработка
7	От 5 до 10 включительно	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой
8	От 2 до 5 включительно	То же, но допускается нешлифованный червяк при твердости не более 350 НВ
9	До 2 включительно	Червяк не шлифуется, колесо нарезается любым способом

Таблица 1.13 – Коэффициент деформации червяка θ

Число заходов червяка z_1	Коэффициент деформации θ при q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

Таблица 1.14 – Значения коэффициента K_V

Степень точности	Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с			
	до 1,5	от 1,5 до 3	от 3 до 7,5	от 7,5 до 12
6	-	-	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Таблица 1.15 – Коэффициенты формы зуба Y_F для червячных колес

z_v	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Таблица 1.16 – Значения коэффициентов трения f' и углов трения ρ'

$V_{СК}$, м/с	f'	ρ'	$V_{СК}$, м/с	f'	ρ'
0,1	0,08-0,09	4°34'-5°09'	2,5	0,030-0,040	1°43'-2°17'
0,25	0,065-0,075	3°34'-4°17'	3,0	0,028-0,035	1°36'-2°00'
0,5	0,055-0,065	3°09'-3°43'	4,0	0,023-0,030	1°19'-1°43'
1,0	0,045-0,055	2°35'-3°09'	7,0	0,018-0,026	1°02'-1°29'
1,5	0,04-0,05	2°17'-2°52'	10,0	0,016-0,024	0°55'-1°22'
2,0	0,035-0,045	2°00'-2°35'	15,0	0,014-0,020	0°50'-1°10'
Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке					

1.6 Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи

В червячной передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 1.4). Расчет силы нормального давления и ее составляющих приведен в таблице 1.17.

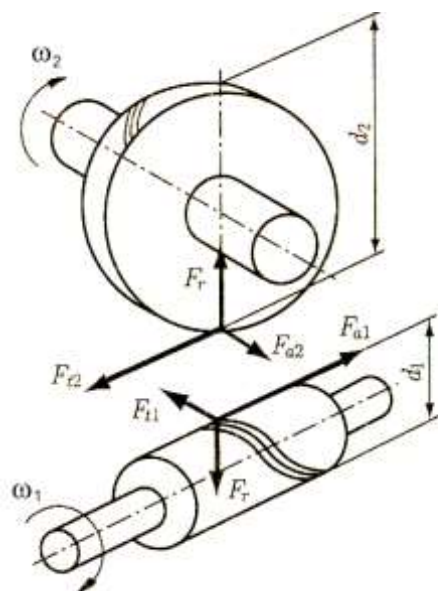


Рисунок 1.4 – Силы, действующие в червячном зацеплении

Таблица 1.17 – Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи

Формула	Расчет	Результат
Окружная сила на червяке F_{t1} равна осевой силе на колесе F_{a2} , H :		
$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 19290}{62,5}$	617
Окружная сила на червячном колесе F_{t2} равна осевой силе на червяке F_{a1} , H :		
$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$	$\frac{2 \cdot 385750}{250}$	1543
Радиальные силы на червяке F_{r1} и червячном колесе F_{r2} , H :		
$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$1543 \cdot \operatorname{tg} 20$	562
где $\alpha = 20$ градусов – угол зацепления.		
Силы нормального давления F_n , H :		
$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma}$	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{1543}{\cos 20 \cdot \cos 9,09}$	1663
КПД передачи η с учетом потерь на разбрызгивание и перемешивание масла:		
$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$	$\eta = 0,955 \frac{\operatorname{tg}(9,09)}{\operatorname{tg}(9,09 + 0,92)}$	0,8657 примем 0,87
где ρ' – приведенный угол трения (таблица 1.16.16)		0,92

1.7 Тепловой расчет и охлаждение червячных передач

Червячные передачи работают с большим тепловыделением. Тепловой расчет проводят на основе теплового баланса – количество теплоты, выделяющееся в червячной передаче, должно отводиться свободной поверхностью корпуса редуктора и фланцем крепления к фундаментной плите или раме. По тепловому балансу определяют рабочую температуру масла t_m , которая не должна превышать максимально допустимую величину. Расчет температуры масла червячного редуктора представлен в таблице 1.18.

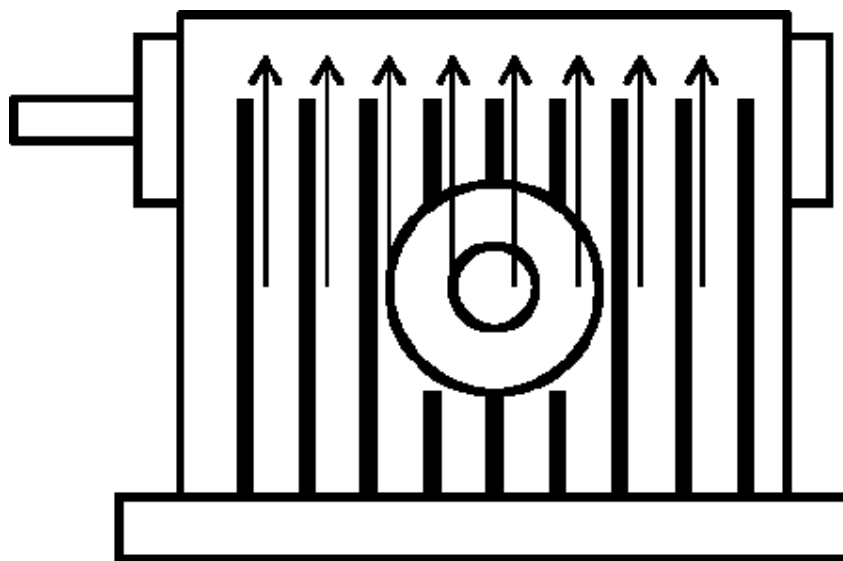
Таблица 1.18 – Определение температуры масла червячных редукторов, в градусах

Формула	Расчет		Результат	
Температура окружающего воздуха: <i>обычно</i> $t_o = 20$ °С			20	
КПД червячной передачи η	из таблицы 1.17, $\eta = 0,87$		0,87	
Поверхность теплоотдачи корпуса передачи, в которую включается 50 % поверхности ребер, m^2				
$A = 20 \cdot \left(\frac{a_w}{1000}\right)^{1,7}$	$A = 20 \cdot \left(\frac{160}{1000}\right)^{1,7}$		0,887	
Выбирают коэффициент теплоотдачи $K_T, W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ при	отсутствии	циркуляции воздуха	<i>от 11 до 13</i>	11
	наличии хорошей		<i>от 15 до 18</i>	
	искусственном обдуве стенок редуктора		<i>от 20 до 30</i>	
коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму Ψ ,			<i>от 0,15 до 0,25</i>	
$[t_m]$ – максимально допустимая температура масла, t_m должна быть меньше либо равна $[t_m]$ от 80 °С до 95 °С				
$t_m = t_o + \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \Psi)}$	$20 + \frac{(1 - 0,87) \cdot 5753}{11 \cdot 0,887 \cdot (1 + 0,2)}$		83,9, условие выполнено	
где P_1 – мощность на ведущем валу червячного редуктора (таблица 1.1)				

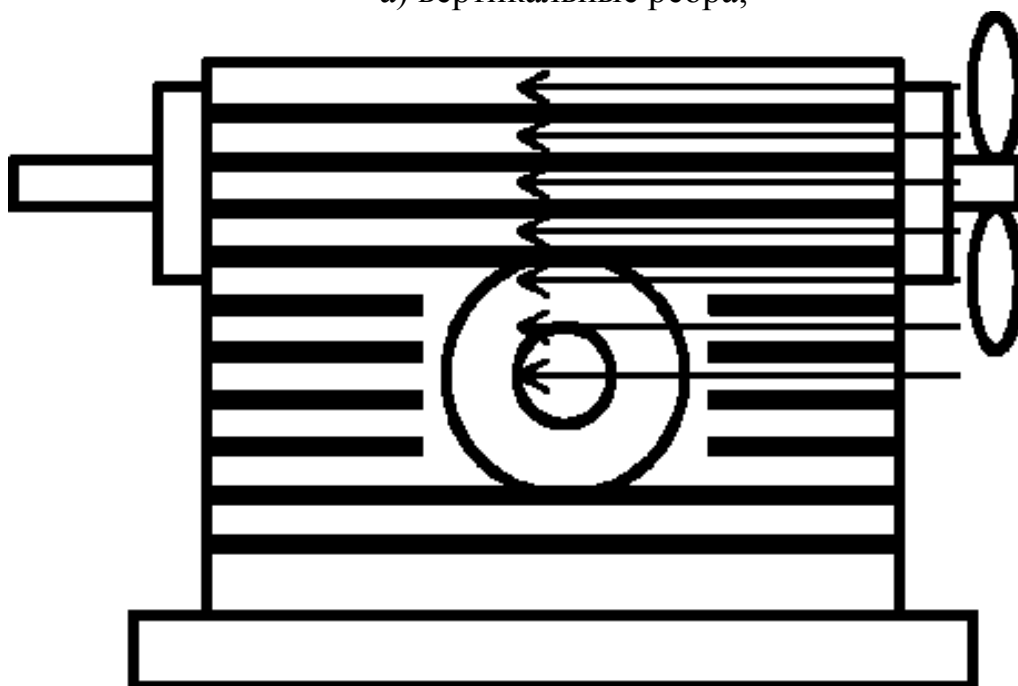
Если $t_m > [t_m]$, то должен быть предусмотрен отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора и искусственной вентиляцией.

При естественном охлаждении ребра располагают, исходя из лучшего условия обтекания их воздухом – вертикально (рисунок 1.5 а), так как нагретый воздух поднимается вверх.

При искусственном обдуве воздухом ребра располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора, обычно горизонтально (рисунок 1.5 б). Искусственный обдув осуществляется путем установки вентилятора на вал червяка.



а) вертикальные ребра;



б) горизонтальные ребра.

Рисунок 1.5 – Варианты оребрения редукторов

2 Конструирование червяка и червячного колеса

2.1 Ведущее звено – червяк

Форма червяков и червячных колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа редуктора, в котором эти звенья эксплуатируются. Червяки чаще всего выполняют стальными и заодно целое с валом. Геометрические размеры червяка, такие как, длина нарезанной части b_1 , диаметры окружностей вершин d_{a1} и впадин витков d_{f1} , а также делительные d_1 и начальные d_{w1} диаметры определяются при геометрическом расчете передачи в данном учебном пособии. Диаметр d вала-червяка ненарезанной части стараются назначить таким, чтобы обеспечить свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую и достаточную величину упорного бурта или заплечика для подшипника. При небольших диаметрах червяков заплечики не требуются, так как диаметр бурта подшипника (на рисунке 2.1 он обозначен символом d) гораздо меньше, чем диаметр впадин витков червяка d_{f1} .

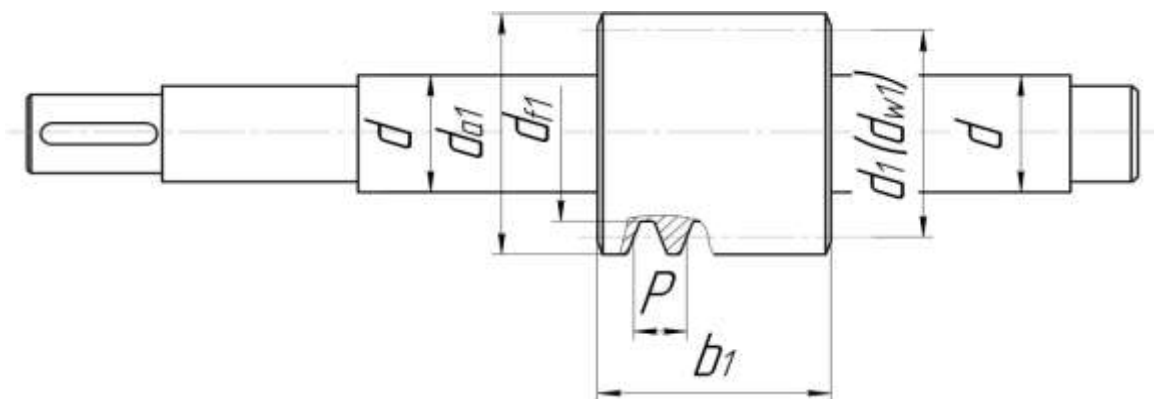


Рисунок 2.1 – Конструкция вала-червяка

На рисунке 2.1 представлена типовая конструкция вала-червяка. Червяки заодно с валом изготавливаются в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин витков d_{f1} и диаметра вала d составляет не более 2,5, то есть:

$$\frac{d_{f1}}{d} \leq 2,5.$$

Насадные червяки в инженерной практике встречаются редко.

2.2 Ведомое звено – червячное колесо

На рисунке 2.2 представлена типичная конструкция червячного колеса.

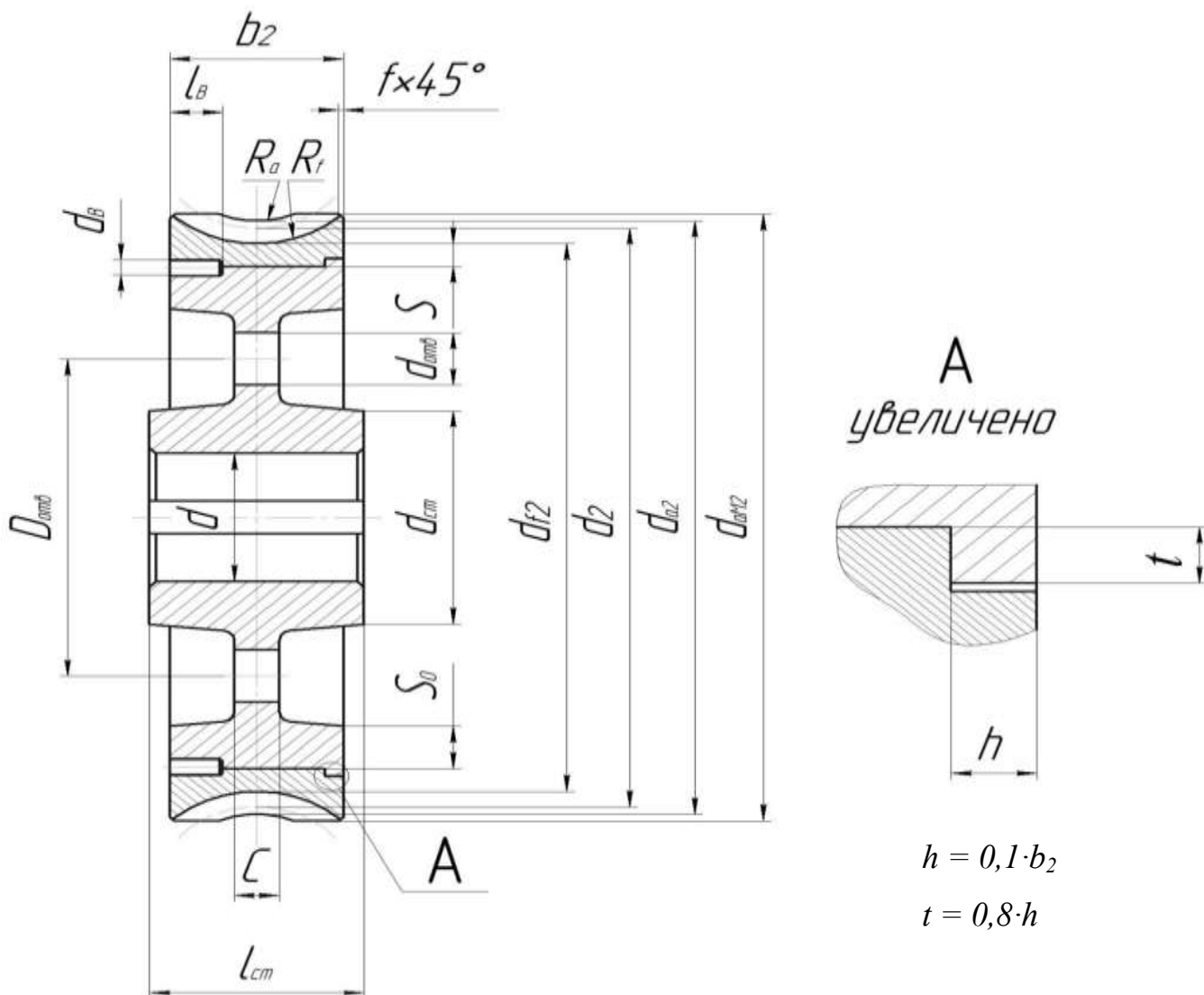


Рисунок 2.2 – Конструкция червячного колеса

Диаметр вала под колесом d равен $d_{вал}$, который определяется по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного (промежуточного) вала.

Длину ступицы желательно брать равной или больше ширины b_2 зубчатого венца колеса, то есть $l_{cm} \geq b_2$. Принятую длину ступицы согласуют с расчетной, которую выбирают из условия прочности соединений вал-ступица (шпоночного, шлицевого, с натягом). Для удешевления стоимости червячных колес их выполняют обычно составными: бронзовый или латунный венец насаживают на стальной, резе

чугунный центр с последующим креплением при помощи винтового или болтового соединения.

Расчетные зависимости для определения размеров основных элементов конструкции червячного колеса представлены в таблице 2.1.

Полученные значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636–69 [8] (таблица 1.9).

Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции червячного колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула (рисунок 2.2)	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)	
Обод	диаметр	d_{a2} (то же, что и диаметры окружностей выступов)		267,5	
	толщина венца	$S = 2 \cdot m$ должно быть $S \geq 8$ мм, где m – модуль зацепления	2·5	10	10
	толщина центра	$S_o = 1,2 \cdot S$	1,2· 10	12	12
	ширина	b_2 (то же, что и ширина зубчатого венца колеса)		53	
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$ (размер берут из предварительного расчета валов)		56	
	диаметр наружный для ступицы	стальной $d_{cm} = 1,55 \cdot d_{вал}$	1,55·56	86,8	90
		чугунной $d_{cm} = 1,6 \cdot d_{вал}$			
длина	$l_{cm} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$ $l_{cm} \geq b_2$	1·56...1,5·56	56...84	60	
Диск	толщина	$C \geq 0,25 b_2$, но не менее 10 мм	0,25·53	13,25	14
	радиусы закруглений	$R \geq 6 \dots 8$ мм			
	уклон	$\gamma = 7^\circ \dots 10^\circ$			
Диаметр	центральной окружности	$D_{отв} = (d_{f2} - 2 \cdot (S + S_o) + d_{cm})/2$	$(267,5 - 2 \cdot (10+12) + 90)/2$	156,75	156
	отверстий в диске	$d_{отв} = (d_{f2} - 2 \cdot (S + S_o) - d_{cm})/4$	$(267,5 - 2 \cdot (10+12) - 90)/4$	241375	40
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m$	0,5·5	2,5	2,5
	угол	$\alpha_\phi = 45^\circ$			

3 Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные достоинства червячных передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? Каковы их недостатки?
2. По каким признакам классифицируют червячные передачи?
3. Перечислите области применения червячных передач в технике.
4. Как устроены и как работают червячные передачи?
5. Из каких материалов изготавливают червяки и червячные колеса и почему?
6. По какому элементу червячной передачи производят проектный и проверочный расчёт на прочность?
7. Какие виды повреждений чаще всего возникают в червячной передаче?
8. От чего зависит выбор марки материала венца червячного колеса?
9. Перечислите конструкции червяков и червячных колёс.
10. От каких параметров зависит выбор материала венца червячного колеса?
11. Как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения для расчетов червячного зацепления на контактную и изгибную прочность?
12. Какая существует зависимость между передаточным числом, числом заходов червяка и числом зубьев червячного колеса?
13. Укажите причины выхода из строя червячных передач и критерии их работоспособности.
14. Какой геометрический параметр определяют при проектном расчете закрытой червячной передачи?
15. Как определяются диаметры делительных и начальных окружностей червяка и червячного колеса?
16. Как определяются диаметры вершин и впадин витков червяка?
17. Как определяются диаметры вершин и впадин зубьев червячного колеса?
18. Как определяется делительный угол подъёма винтовой линии червяка и КПД червячной передачи?
19. Назовите основные факторы, влияющие на величину КПД червячной передачи. Укажите случаи, при которых КПД достигает максимальной величины.

20. Назовите причины, по которым могут выходить из строя конические зубчатые передачи.

21. Как производится расчет зубьев червячных колес на контактную и изгибную прочность?

22. Как определяют силы, действующие в зацеплении червячной передачи?

23. Для чего производится тепловой расчет червячных редукторов?

Список использованных источников

1. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с. : ил., черт. – Б. ц. – ISBN 5-7406-0257-2.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия». – 2008. – 496 с. : ил. – (Высшее профессиональное образование). – Библиогр. : с. 493. – ISBN 978-5-7695-4929-8.
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / Д.В. Чернилевский. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с. : ил. – ISBN 5-217-03190-2.
4. Чернавский, С.А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б. С. Козинцов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. : 60x90 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). – ISBN 978-5-16-004470-5. – Режим доступа : <http://znanium.com/bookread2.php?book=368442>.
5. Кушнарченко, В. М. Основы проектирования передаточных механизмов : учебное пособие для высших учебных заведений / В.М. Кушнарченко, В.П. Ковалевский, Ю.А. Чирков. – Оренбург : РИК ГОУ ОГУ, 2003. – 251 с. : ил.
6. Кушнарченко, В. М. Прикладная механика : механизмы приборов : учебное пособие / В. М. Кушнарченко, Р. Н. Узяков, Г. А. Клещарева. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2005. – 441 с. : ил.
7. ГОСТ 2144-76. Передачи червячные цилиндрические Основные параметры. – Введен 1977-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1992. – 3 с.
8. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – Введен 1970-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2004. – 6 с.