

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. Клещарёва, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков

РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

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 специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург
2018

УДК 621.833.38.061.1(076.5)
ББК 34.446я7
К48

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

К48 **Клещарёва, Г.А.**
Расчет закрытых червячных передач механических приводов:
методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков;
Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 25 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов закрытых (редукторных) механических передач в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Основы проектирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника. 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., 2018
© ОГУ, 2018

Содержание

Введение.....	4
1 Расчет закрытых червячных передач.....	5
1.1 Общие сведения	5
1.2 Исходные данные.....	7
1.3 Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений	8
1.4 Определение геометрических параметров червячного зацепления	10
1.5 Проверочные расчеты передачи.....	13
1.6 Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи.....	15
1.7 Тепловой расчет и охлаждение червячных передач	16
2 Конструирование червяка и червячного колеса	18
2.1 Ведущее звено – червяк.....	18
2.2 Ведомое звено – червячное колесо	19
Список использованных источников.....	21
Приложение А (<i>справочное</i>) Параметры, необходимые для расчетов.....	22

Введение

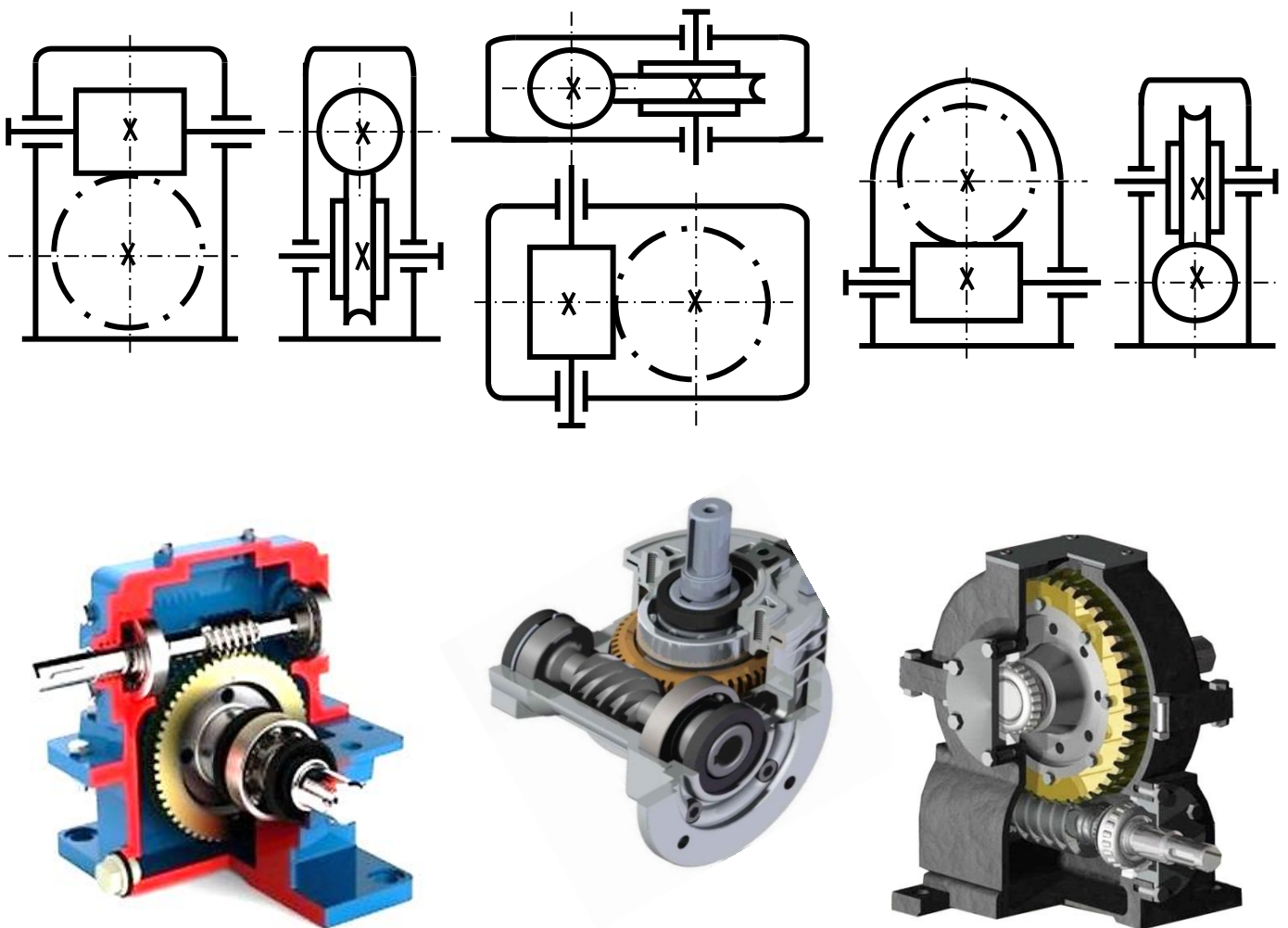
В настоящих методических указаниях изложена методика расчета закрытых червячных передач, используемых в силовых приводах, изучаемых обучающимися в курсах «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Основы проектирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование». Указания способствуют ускорению и унификации выполнения и оформления расчетов закрытых передач в курсовых проектах и работах, а также реализации некоторых компетенций: ПСК-6 способностью выбирать необходимые технические данные для обоснованного принятия решений по проектированию металлорежущих станков и комплексов; ОПК-1 умением использовать основные законы естественнонаучных дисциплин в профессиональной деятельности, применять методы математического анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования;

Цель расчета: 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. Определив на основе этого расчета размеры колес и параметры зацепления, выполняют проверочный расчет на контактную прочность и на выносливость зубьев 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.

1 Расчет закрытых червячных передач

1.1 Общие сведения

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. Червячные передачи применяют для передачи вращающего момента между перекрещивающимися осями валов с целью получения большого передаточного числа. Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками (рисунки 1.1 – 1.3).



а) верхний червяк $V_s > 5$ м/с; б) боковой червяк; в) нижний червяк $V_s \leq 5$ 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 подъемных механизмах);
- возможность реализации больших передаточных чисел (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.

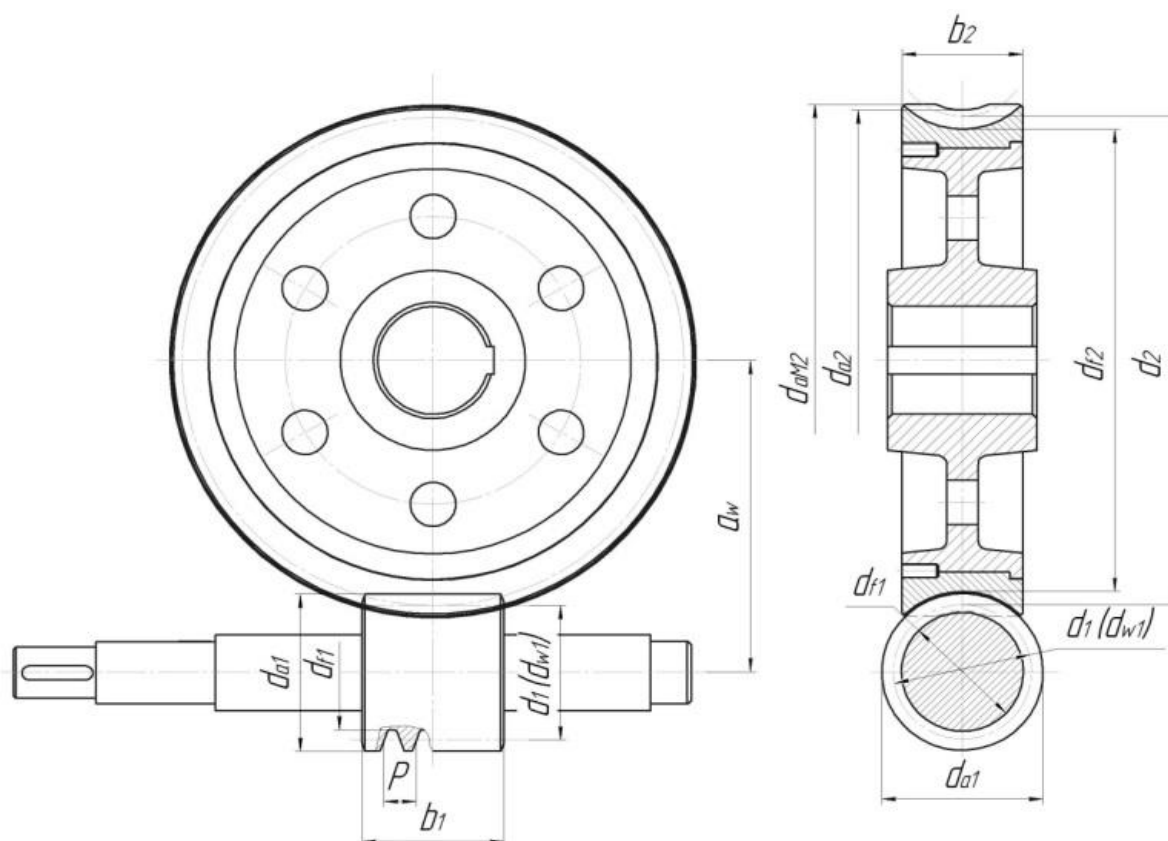


Рисунок 1.2 – Геометрические параметры червячной передачи

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 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.

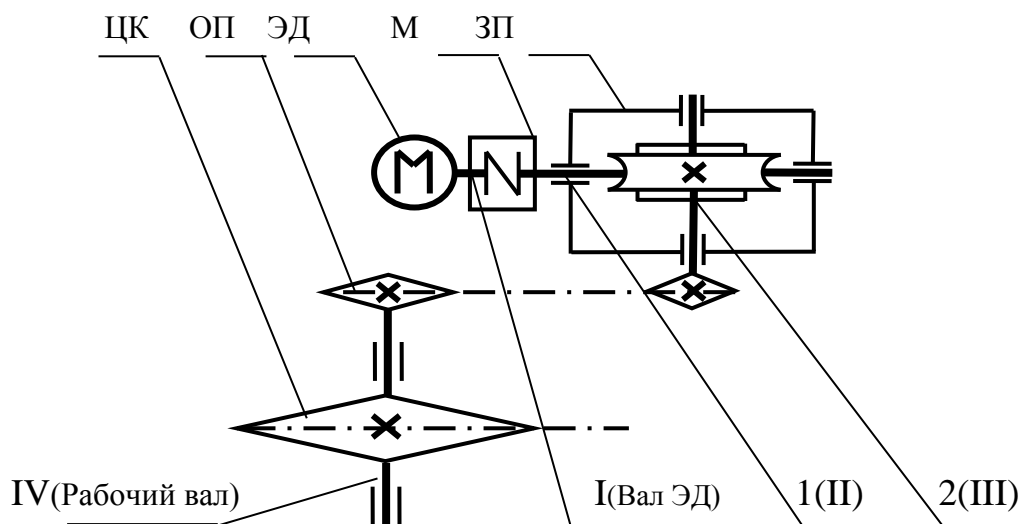


Рисунок 1.3 – Образец схемы задания привода с червячным редуктором

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета червячной передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Мощность на ведущем валу, Вт	P_1	3070
Вращающий момент на валу червяка, Н·мм	T_1	10291
Вращающий момент на валу колеса, Н·мм	T_2	108063
Частота вращения червяка, мин^{-1}	n_1	2850
Частота вращения колеса, мин^{-1}	n_2	203,571
Передаточное число передачи	u	14
Срок службы передачи, час	L_h	20000
Наличие реверса	есть; нет	есть

1.3 Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений

Зубчатый венец червячного колеса изготавливают из 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 на червяк, но в этом случае передача может работать ещё достаточно продолжительное время. Если же материал венца червячного колеса достаточно твердый, заедание переходит в задир 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 – 1.9, 2.1 приведен пример расчета червячной передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.3).

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				
$V_s = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^5} \cdot \sqrt[3]{T_2}$		$\frac{4,5 \cdot 2850}{10^5} \cdot \sqrt[3]{108063}$		6,11
По таблице А.2 приложения А принимают материал для венца червячного колеса				
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		–	–	–
при $2 \leq V_s \leq (7 \dots 8)$ м/с безоловянные бронзы		БрА9ЖЗЛ	Сталь с HRC 45 и более	149
при $V_s < 2$ м/с серый чугун.		–	–	–
Если в таблице А.2 приложения А, с. 23 нет значения $[\sigma]_{H2}$, МПа то его рассчитывают ниже:				
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{H0} = 10^7$	$N_{H0} = 10^7$		10^7
Суммарное число циклов перемены напряжений	$N_{\Sigma} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$	60 · 203,571 · 20000		244285200
Коэффициент долговечности $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_{\Sigma}}}$	$\sqrt[8]{\frac{10^7}{244285200}}$		0,67
Допускаемые контактные напряжения, где $[\sigma]'_H$, МПа (таблица А.3 приложения А, с. 23)	$[\sigma]_{H2} = [\sigma]'_H \cdot K_{HL}$		<i>В нашем примере этого находить не нужно, значение найдено выше!</i>	
		–		–
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{F0} = 10^6$	$N_{F0} = 10^6$		10^6
Коэффициент долговечности $0,43 \leq K_{FL} \leq 1,0$	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}$	$\sqrt[9]{\frac{10^6}{244285200}}$		0,542
Допускаемые напряжения изгиба, где $[\sigma]'_F$, МПа (таблица А.3 приложения А, с. 23)	$[\sigma]_{F2} = [\sigma]'_F \cdot K_{FL}$		$[\sigma]'_F = 98$	
		98 · 0,542		53,12

1.4 Определение геометрических параметров червячного зацепления

Таблица 1.3 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 1.2)

При передаточном числе:	Число заходов червяка	Число зубьев колеса	Расчет	Принято
$u = 8...14$	$Z_1 = 4$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	$4 \cdot 14$	56^*
<i>*В дальнейших расчетах приведенного примера коэффициент смещения X не вошел в допустимый диапазон, уменьшаем число зубьев червячного колеса до 54</i>				
$u = 16...30$	$Z_1 = 2$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	–	–
$u = 30$ и выше	$Z_1 = 1$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	–	–
уточняют передаточное число		$u' = \frac{Z_2}{Z_1}$	$\frac{54}{4}$	13,5
расхождение с исходным значением		$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100 \%$	$\frac{14 - 13,5}{14} \cdot 100 \%$	** $3,57 \leq 4 \%$
**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 (таблица А.4 приложения А, с. 24)				
коэффициент нагрузки		$K_H \approx 1,2 ... 1,4$	1,3	
коэффициент диаметра червяка		$q = 0,25 \cdot Z_2$	$0,25 \cdot 54 = 13,5$	по ГОСТ 10
$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K'}{[\sigma]_H^2}}$		$61 \cdot \sqrt[3]{\frac{108063 \cdot 1,3}{149^2}}$	112,827	по ГОСТ 125
$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q}$		$\frac{2 \cdot 125}{54 + 10}$	3,906	по ГОСТ 4
Если принятые параметры передачи a_w, q, m и $u = z_2/z_1$ не совпали со стандартными значениями (таблица А.4 приложения А, с. 24), то передачу следует выполнять со смещением				
Коэффициент смещения	$X = \frac{a_w}{m} - \frac{q + Z_2}{2}$	$\frac{125}{4} - \frac{10 + 54}{2}$	должно быть $-1 \leq X \leq 1$	– 0,75
Коэффициент смещения должен быть в пределах $-1 \leq X \leq 1$. 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				

Таблица 1.4 – Определение основных геометрических параметров передачи

Формула	Расчет	Результат	
Диаметры делительных окружностей, мм:			
$d_1 = m \cdot q$	$4 \cdot 10$	40	
$d_2 = m \cdot Z_2$	$4 \cdot 54$	216	
Диаметры начальных окружностей, мм:			
$d_{W1} = d_1 + 2 \cdot X \cdot m$	$40 + 2 \cdot (-0,75) \cdot 4$	34	
$d_{W2} = d_2$	216	216	
Диаметры окружностей выступов, мм:			
$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$40 + 2 \cdot 4$	48	
$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot X \cdot m$	$216 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot (-0,75) \cdot 4$	218	
Диаметры окружностей впадин, мм:			
$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$	$40 - 2,4 \cdot 4$	30,4	
$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m + 2 \cdot X \cdot m$	$216 - 2,4 \cdot 4 + 2 \cdot (-0,75) \cdot 4$	200,4	
Наибольший диаметр червячного колеса, мм:			
$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2}$	$218 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2}$	222	
Длина нарезной части червяка, мм, округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел ГОСТ 6636–69			
$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot Z_2) \cdot m + 25$	$(11 + 0,1 \cdot 54) \cdot 4 + 25$	90,6	Ra40 90
Ширина венца червячного колеса, мм, округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел ГОСТ 6636–69			
$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$	$0,75 \cdot 48$	36	Ra40 36
Угол подъема винтовой линии на делительном диаметре, град.			
$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$	$\arctg \frac{4}{10}$	21,801	
<p>Так как в рассматриваемом примере значение X не вошло в допустимые пределы, и нам пришлось уменьшить число зубьев с 56 до 54, то передаточное число передачи изменилось с 14 до 13,5 (более чем 3 %).</p> <p>Поэтому необходимо уточнить передаточное число открытой передачи</p> $u_{оп} = \frac{39,773}{13,5} = 2,946,$ <p>а также пересчитать значения в таблице результатов кинематического расчета для дальнейшего проектирования (таблица 1.1).</p>			

Таблица 1.5 – Уточненные значения (кинематического расчета) параметров на валах привода

Валы привода	Величины				
	Частота вращения, n_k об/мин	Угловая скорость, ω_k , рад/с	Мощность, P_k Вт	Вращающий момент T_k , Н·м	Передаточные числа
I (ЭД)	2850	298,300	3070	10,291	Валы соединены муфтой
II	2850	298,300	3070	10,291	
III	211,111	22,096	2302,500	104,204	$u_{з.п.} = u_{чер.п} = u_{ред} = 13,5$
IV (РВ)	71,66	7,500	2101,300	280,173	$u_{оп} = u_{цп} = 2,946$

Таблица 1.5 составляется только по необходимости!

В нашем примере это произошло из-за необходимости изменения передаточного числа. В этой таблице приведены уточненные данные для дальнейшего расчета червячной передачи.

1.5 Проверочные расчеты передачи

Таблица 1.6 – Проверка условия прочности по контактным напряжениям

Формула		Расчет	Результат
Окружная скорость червяка, м/с	$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{3,14 \cdot 40 \cdot 2850}{60 \cdot 1000}$	5,966
Скорость скольжения, м/с	$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma}$	$\frac{5,966}{\cos 21,801^\circ}$	6,43
Назначают степени точности изготовления (таблица А.10 приложения А)		7 степень точности	
Уточняют коэффициент нагрузки K'			
коэффициент деформации червяка (таблица А.6 приложения А)			$\theta = 70$
коэффициент, 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			
$K_\beta = 1 + (Z_2/\theta)^3 \cdot (1 - x)$	$1 + (54/70)^3 \cdot (1 - 0,6)$		1,183
коэффициент динамичности (таблица А.7 приложения А)			$K_v = 1,1$
коэффициент нагрузки	$K' = K_\beta \cdot K_v$	$1,183 \cdot 1,1$	1,301
рабочие контактные напряжения в передаче	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K' \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3}{a_w^3}}$		должно быть $\sigma_H \leq [\sigma]_{H2}$
	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{54}{10}} \cdot \sqrt{\frac{104204 \cdot 1,301 \cdot \left(\frac{54}{10} + 1\right)^3}{125^3}} = 134,3$		$134 \leq 149$
недогрузка (+) перегрузка (-)	$\Delta\sigma_{H2} = \frac{[\sigma]_{H2} - \sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} \cdot 100$	$\frac{149 - 134}{149} \cdot 100$	9,88 %
<p>Допускается недогрузка 10 % и перегрузка 5 %.</p> <p>Если условие прочности не выполняется, то назначают <i>другие параметры</i> или <i>материалы</i> червячной передачи и <i>расчет повторяют с пункта 1.3</i></p>			

Таблица 1.7 – Проверка условия прочности зубьев колеса по напряжениям изгиба

Формула	Расчет	Результат
Приведенное число зубьев червячного колеса		
$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$	$z_{V2} = \frac{54}{\cos^3(21,801)}$	67,5
Определяем коэффициент формы зуба Y_{F2} (таблица А.8 приложения А)		2,12
Рабочие напряжения изгиба, МПа		
$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot K' \cdot Y_{F2}}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2}$	$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot 104204 \cdot 1,3 \cdot 2,12}{54 \cdot 36 \cdot 4^2}$	ДОЛЖНО БЫТЬ $\sigma_F \leq [\sigma]_{F2}$ $11,1 \leq 53,12$
Если условие прочности $\sigma_F \leq [\sigma]_{F2}$ не выполняется, то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 1.3		

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).

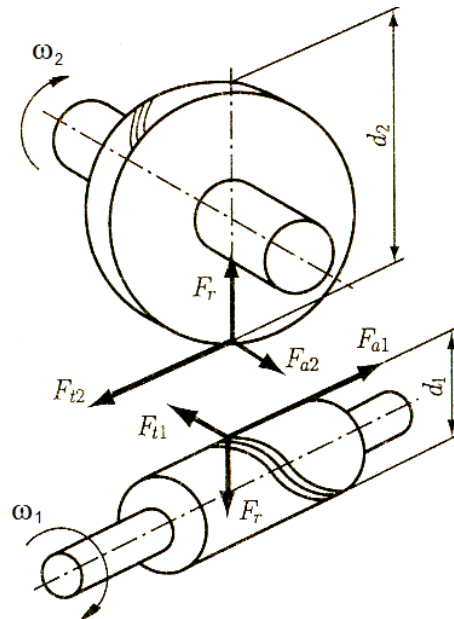


Рисунок 1.4 – Силы, действующие в червячном зацеплении

Таблица 1.8 – Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи

Формула	Расчет	Результат
Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе, H :		
$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 10291}{40}$	515
Окружная сила на червячном колесе равна осевой силе на червяке, H :		
$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$	$\frac{2 \cdot 104204}{216}$	965
Радиальные силы на червяке и червячном колесе, H :		
$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\alpha$	$965 \cdot tg20$	352
где $\alpha = 20$ градусов – угол зацепления.		
Силы нормального давления, H :		
$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha \cdot \cos\gamma}$	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{965}{\cos 20 \cdot \cos 21,801}$	1106
КПД передачи с учетом потерь на разбрызгивание и перемешивание масла:		
$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')}$	$\eta = 0,955 \frac{tg(21,801)}{tg(21,801 + 1,21)}$	0,89953 примем 0,9
где ρ' – приведенный угол трения (таблица А.9 приложения А, с. 25)		1,21

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.

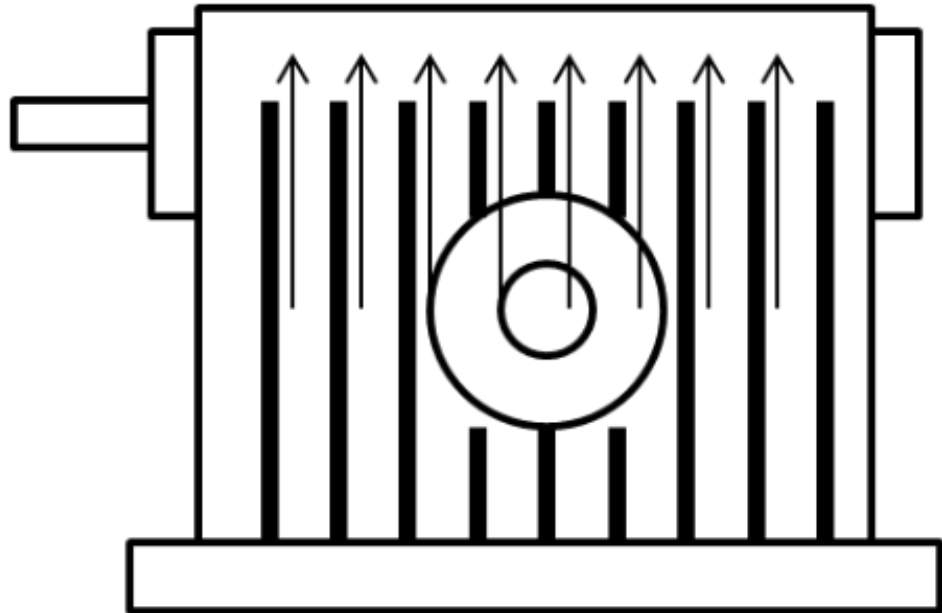
Таблица 1.9 – Определение температуры масла червячных редукторов, в градусах

Формула	Расчет		Результат
Температура окружающего воздуха: <i>обычно</i> $t_o = 20$ °С			20
КПД червячной передачи	из таблицы 1.8, $\eta = 0,9$		0,9
Поверхность теплоотдачи корпуса передачи, в которую включается 50 % поверхности ребер, m^2			
$A = 20 \cdot \left(\frac{a_w}{1000}\right)^{1,7}$	$A = 20 \cdot \left(\frac{125}{1000}\right)^{1,7}$		0,58
Выбирают коэффициент теплоотдачи $K_T, W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ при	отсутствии	циркуляции воздуха	<i>от 11 до 13</i>
	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 до 95 °С			
$t_m = t_o + \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \Psi)}$	$20 + \frac{(1 - 0,9) \cdot 3070}{16 \cdot 0,58 \cdot (1 + 0,2)}$		47,6
где P_1 – мощность на ведущем валу червячного редуктора (таблица 1.1 или 1.5)			

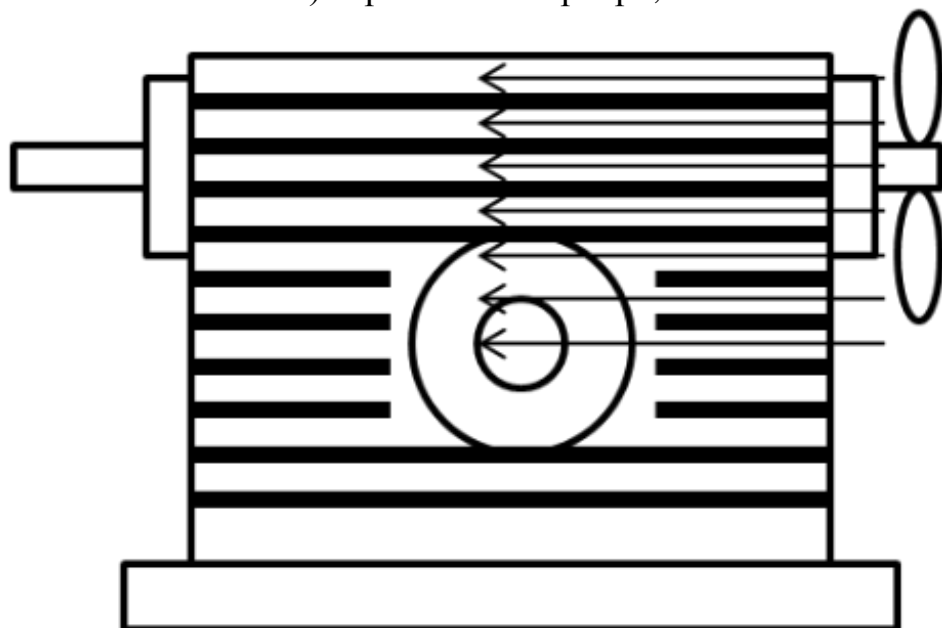
Если $t_m > [t_m]$, то должен быть предусмотрен отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора и искусственной вентиляцией.

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 данных методических указаниях (таблица 1.4). Диаметр (d) вала-червяка в 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} .

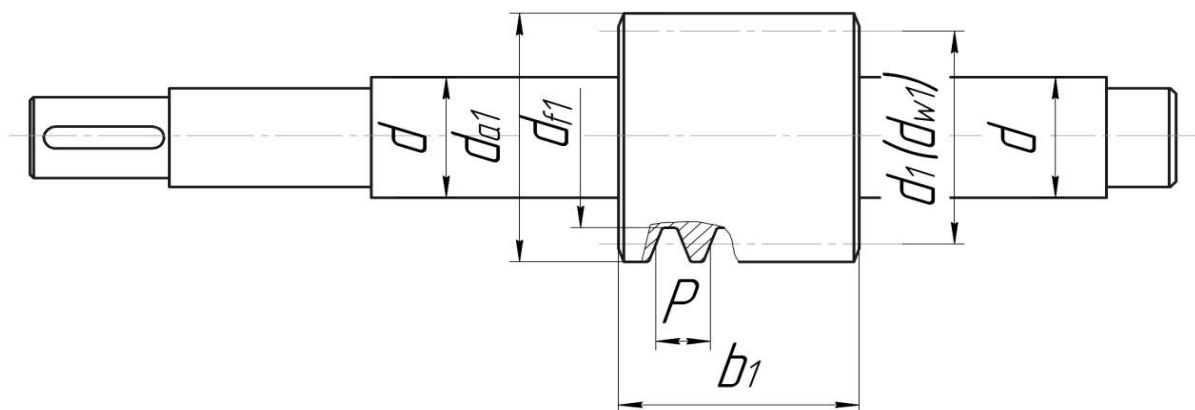


Рисунок 2.1 – Конструкция вала-червяка

На рисунок 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.

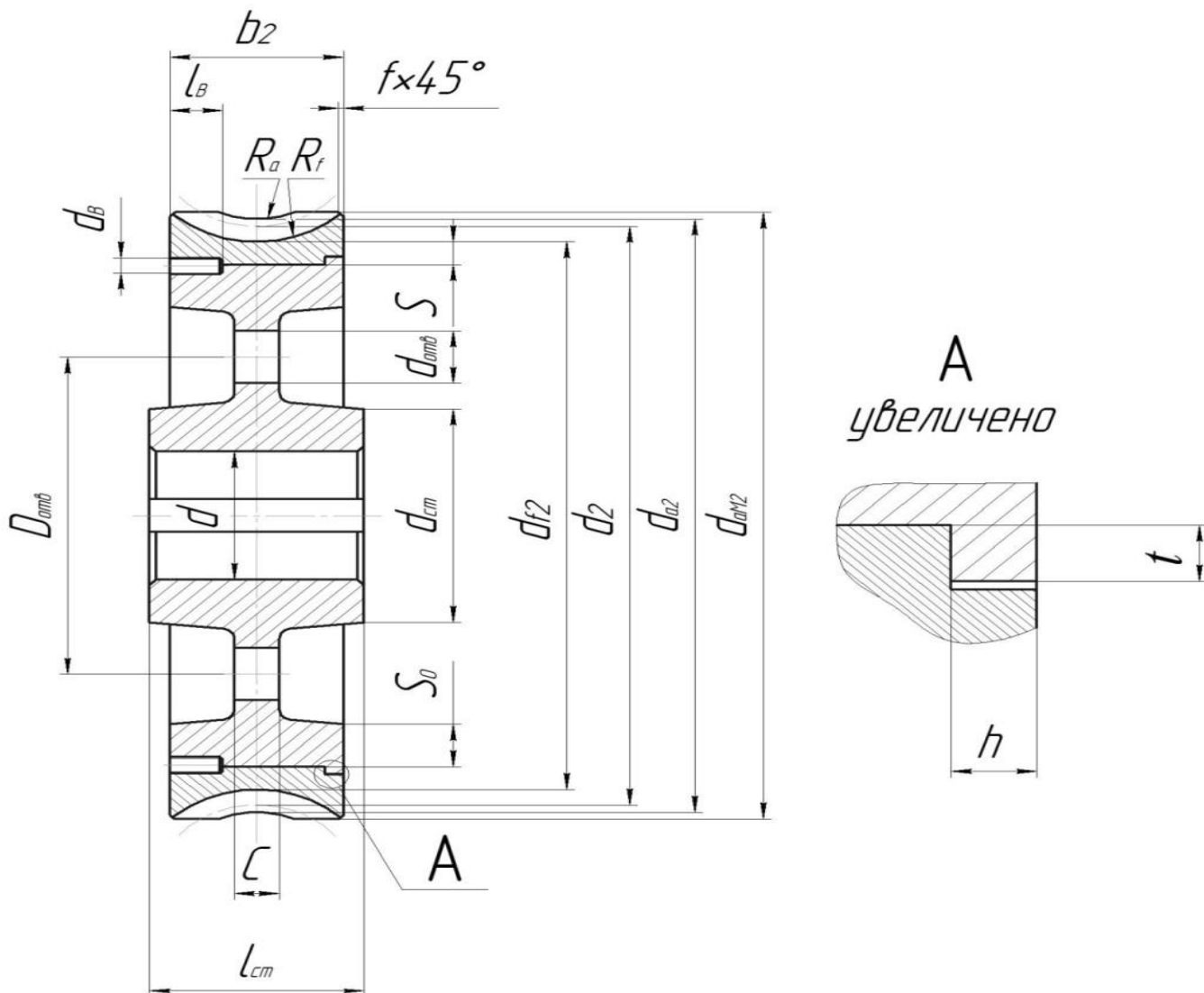


Рисунок 2.2 – Конструкция червячного колеса

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, реже

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 (таблица А.4 приложения А, с. 24).

Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции червячного колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула (рисунок 2.2, таблица 1.4)	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)	
Обод	диаметр	d_{a2} (то же, что и диаметры окружностей выступов)		218	
	толщина венца	$S = 2 \cdot m$ должно быть $S \geq 8$ мм, где m – модуль зацепления	2·4	8	8
	толщина центра	$S_o = 1,2 \cdot S$	1,2·8	9,6	10
	ширина	b_2 (то же, что и ширина зубчатого венца колеса)		36	
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$ (размер берут из предварительного расчета валов)		48	
	диаметр наружный для ступицы	стальной $d_{cm} = 1,55 \cdot d_{вал}$	1,55·48	74,4	75
		чугунной $d_{cm} = 1,6 \cdot d_{вал}$			
длина	$l_{cm} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$ $l_{cm} \geq b_2$	1·48...1,5·48	48...72	60	
Диск	толщина	$C \geq 0,25 b_2$, но не менее 10 мм	0,25·36	9	10
	радиусы закруглений	$R \geq 6 \dots 8$ мм			
	уклон	$\gamma = 7^\circ \dots 10^\circ$			
Диаметр	центральной окружности	$D_{омв} = (d_{f2} - 2 \cdot (S + S_o) + d_{cm})/2$	(212,4 - 2·(8+10) + 75)/2	125,7	125
	отверстий в диске	$d_{омв} = (d_{f2} - 2 \cdot (S + S_o) - d_{cm})/4$	(212,4 - 2·(8+10) - 75)/4	25,35	25
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m$	0,5·4	2	2
	угол	$\alpha_\phi = 45^\circ$			

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. Расчет открытых и закрытых зубчатых цилиндрических передач: методические указания / С. Ю. Решетов, Г. А. Клещарева, В. С. Репях, С. Т. Сейтпанов. – Оренбург : ОГУ, 2014. – 46 с.

Приложение А

(справочное)

Параметры, необходимые для расчетов

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69

Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40
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

Таблица А.2 – Материалы для червяков и червячных колес

Материалы		$\sigma_H, Н/мм^2$ при $V_{СК}, м/с$							
венца колеса	червяка	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9ЖЗЛ	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	-	-	-	-
СЧ12-28или СЧ15-32	Сталь 45 или Ст. 6	141	113	98	71	-	-	-	-

Таблица А.3 – 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 кокили	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
БрА9ЖЗЛ	В песчаную форму	392	81	63	-	98	75	-
БрА9ЖЗЛ	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	-

Таблица А.4 – Основные параметры червячных передач (ГОСТ 2144–76)

$a_w, мм$		$m, мм$	$q, мм$	$z_2:z_1 = u$		
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	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	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 А.5 – Сочетание m и $q, мм$ (ГОСТ 2144–76)

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		10,0
	12,5		12,5		12,5		16,0
	16,0		16,0		14,0		16,0
	20,0		20,0		16,0		20,0
2,0	8,0	4,0	8,0	8,0	8,0	16,0	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0
	12,5		12,5		12,5		12,5
	16,0		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		10,0
	12,5		12,5		12,5		12,5
	16,0		16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0		-

Таблица А.6 – Коэффициент деформации червяка Θ .

Коэффициент деформации Θ при q						
z_1	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 А.7 – 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 А.8 – 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 А.9 – Значения коэффициентов трения f^{\wedge} и углов трения ρ^{\wedge}

$V_{СК}$, м/с	f^{\wedge}	ρ^{\wedge}	$V_{СК}$, м/с	f^{\wedge}	ρ^{\wedge}
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

Таблица А.10 – 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