

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 ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ 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, 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 621.833.1(076.5)  
ББК 34.445я7  
К48

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

**К48 Клещарева, Г.А.**  
Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач силового привода: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 31 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов закрытых цилиндрических эвольвентных передач силовых приводов в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Механика», «Прикладная механика» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 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 621.833.1(076.5)  
ББК 34.445я7

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

## Содержание

Введение.....	4
1 Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач .....	7
1.1 Общие сведения о закрытых цилиндрических эвольвентных передачах.....	7
1.2 Исходные данные для расчета закрытых цилиндрических эвольвентных передач .....	9
1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки ..	10
1.4 Определение допускаемых напряжений.....	12
1.5 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления .....	13
1.6 Проверочные расчеты цилиндрических эвольвентных передач .....	20
1.7 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических эвольвентных передачах.....	24
2 Конструирование цилиндрических зубчатых колес .....	25
2.1 Ведущее колесо – шестерня.....	25
2.2 Ведомое колесо.....	26
3 Вопросы для самопроверки .....	29
Список использованных источников .....	30

## Введение

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

Целью расчета является определение параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Для закрытых редукторных цилиндрических эвольвентных передач проектный расчет выполняют, исходя из условия обеспечения прочности активных поверхностей зубьев по допускаемым контактным напряжениям. Предварительно определяется межосевое расстояние в зацеплении, затем нормальный модуль, значения чисел зубьев шестерни и колеса. Рассчитав на основе этого расчета размеры зубчатых колес и параметры зацепления, выполняют проверочный расчет на контактную прочность (с целью недопущения усталостного выкрашивания зубьев в околополюсной зоне зацепления) и на выносливость зубьев по напряжениям изгиба (чтобы установить, не появляется ли опасность усталостного разрушения (поломок) зубьев).

Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета цилиндрической закрытой передачи. В методических указаниях используется 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 ( $\text{Н/мм}^2$ ), то есть в мегапаскалях (*МПа*), а моменты – в ньютонах, умноженных на миллиметр (*Н·мм*). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания.

Данные методические указания способствуют не только ускорению разработки и оформления расчетов, а также реализации некоторых компетенций, которые должны формироваться у обучающихся в процессе изучения соответствующих дисциплин.

Компетенции или их части, формируемые у обучающихся в процессе работы с данными методическими указаниями, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Компетенции или их части, формируемые у обучающихся в процессе работы с данными методическими указаниями

№ п/п	Направление подготовки	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
1	13.03.02 Электроэнергетика и электротехника	«Механика»	ОПК-2	способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования при решении профессиональных задач
2	23.03.01 Технология транспортных процессов	«Прикладная механика»	ОПК-3	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
3	23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов	«Детали машин и основы конструирования»	ОК-7	способностью к самоорганизации и самообразованию
			ОПК-3	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
4	24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика	«Детали машин»	ОПК-1	способностью применять инженерно-технический подход к решению профессиональных проблем
			ОПК-2	способностью использовать в профессиональной деятельности знания и методы, полученные при изучении математических и естественно-научных дисциплин

Продолжение таблицы 1

№ п/п	Направление подготовки (специальность)	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
5	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
6	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
7	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 цилиндрических эвольвентных передач

## 1.1 Общие сведения о закрытых цилиндрических эвольвентных передачах

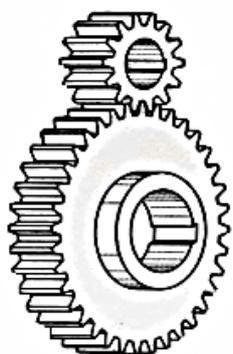
Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи (рисунок 1.1) применяют в случае, когда необходимо передать вращающий момент между валами, оси которых параллельны. Эти передачи являются наиболее распространенными из всех видов механических передач в современной приводной технике.

Достоинствами цилиндрических зубчатых эвольвентных передач являются:

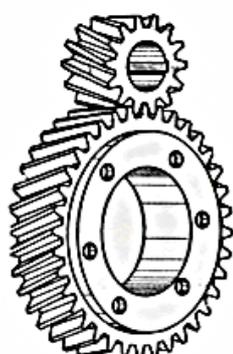
- сравнительно небольшие габариты относительно других типов передач;
- достаточно высокое значение коэффициента полезного действия (до 0,98);
- большая долговечность и надежность в работе;
- постоянство передаточного числа передачи;
- возможность применения в широком диапазоне скоростей, моментов и передаточных чисел;
- небольшие нагрузки на валы и опоры;
- простота в обслуживании.

Недостатки:

- небольшое передаточное число в режиме работы одной ступени;
- шум при работе, который растет с повышением скорости;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.



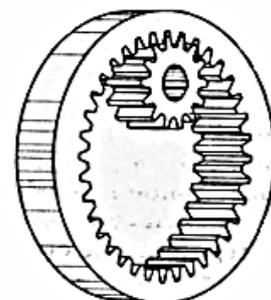
а) прямозубые



б) косозубые



в) шевронные



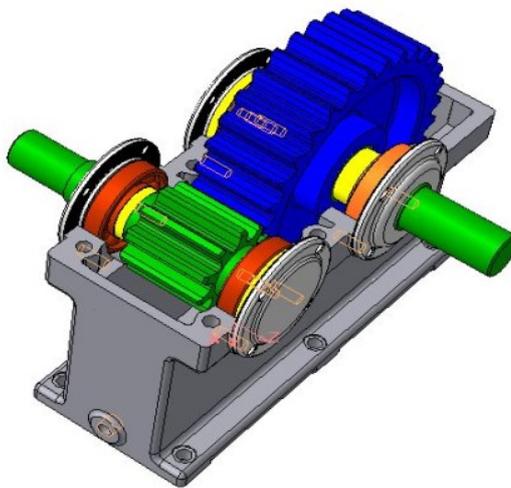
г) с внутренним зацеплением

Рисунок 1.1 – Передачи цилиндрические

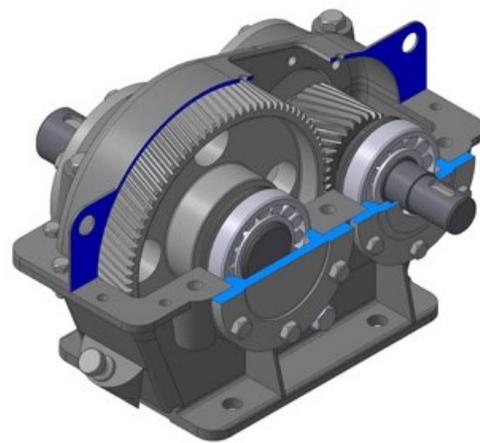
Цилиндрические редукторы (рисунок 1.2) являются наиболее применяемыми типами передаточных механизмов в современной технике, начиная от строительства и машиностроения и заканчивая робототехникой. Одной из основных причин такой распространённости является одно из достоинств – высокий коэффициент полезного действия, что делает его использование экономически выгодным.



а) в собранном виде



б) со снятой крышкой прямозубый



в) со снятой крышкой косозубый

Рисунок 1.2 – Редукторы цилиндрические

С типами и конструкцией цилиндрических редукторов, назначением и конструкцией их основных деталей и можно познакомиться по литературе [1-6] и по методическим указаниям [7].

## 1.2 Исходные данные для расчета закрытых цилиндрических эвольвентных передач

Исходные данные для расчета закрытой цилиндрической эвольвентной передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода. В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче) (рисунок 1.3).

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

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

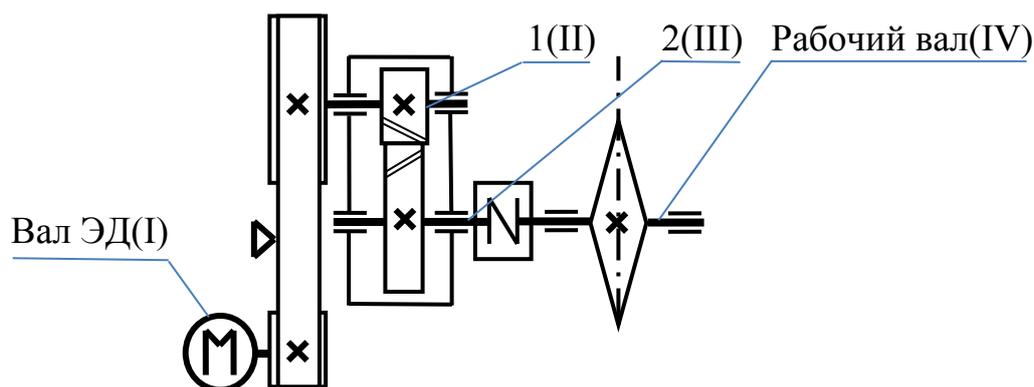


Рисунок 1.3 – Образец схемы задания привода с цилиндрическим редуктором

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета закрытой цилиндрической эвольвентной передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	$T_1$	184960
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	$T_2$	807740
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	$n_1$	322,15
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	$n_2$	71,59
Угловая скорость шестерни, $рад/сек$	$\omega_1$	33,72
Передаточное число передачи	$u$	4,5
Срок службы передачи, $час$	$L_h$	15000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	<i>нет</i>

### 1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки

В редукторостроении, для передач, применяемых в приводной технике, к габаритным размерам которых не предъявляют особых требований, для изготовления зубчатых колес экономически целесообразно применять стали с твердостью активных поверхностей зубьев  $H \leq HB350$ .

Обычно для шестерни и колеса выбирают стали одинаковых марок, но с разницей твердостей активных поверхностей зубьев для выравнивания износа во время эксплуатации. Обычно твердость поверхности зубьев шестерни  $HB_1$  на двадцать – пятьдесят единиц  $HB$  принимают выше, чем твердость поверхности колеса  $HB_2$ , так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса:

$$HB_1 \geq HB_2 + (20 \dots 50).$$

В соответствии с вышеизложенным, для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса сталь 50 ГОСТ 1050-2013 [8] со следующими механическими характеристиками (таблица 1.3, с. 11).

Таблица 1.2 – Основные характеристики выбранного материала

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа ( $H/mm^2$ )	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа ( $H/mm^2$ )	Твердость, HB (средняя)	Термо-обработка
Сталь 50	до 80	$\sigma_{B1} = 750$	$\sigma_{T1} = 450$	$HB_1 = 235$	улучшение
Сталь 50	свыше 80	$\sigma_{B2} = 630$	$\sigma_{T2} = 375$	$HB_2 = 205$	улучшение

П р и м е ч а н и е – Далее в настоящих методических указаниях в качестве примера приводится расчет только косозубой эвольвентной цилиндрической передачи (более сложной с точки зрения расчетов), а для прямозубых передач в таблицах 1.4, 1.7, 1.11, 1.13, 1.14, 1.22 приведены только расчетные формулы.

Таблица 1.3 – Механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, $\sigma_B, \text{Н/мм}^2$	Предел текучести, $\sigma_T, \text{Н/мм}^2$	Твердость <i>НВ</i> (средняя)	Термообработка
Стали углеродистые по ГОСТ 1050-2013 [8]					
45	100-500	570	200	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 130	690	340	200	
40	До 80	715	400	215	Улучшение
	Св. 80	600	335	185	Нормализация
50	До 80	750	450	235	Улучшение
	Св. 80	630	375	205	Нормализация
Стали легированные по ГОСТ 4543-2016 [9]					
30ХГС	До 140	1020	840	260	Улучшение
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	140-180	880	590	265	
	Св. 180	835	640	250	
Стали литейные по ГОСТ 977-88 [10]					
40Л	Любой	520	290	160	Нормализация
45Л	Любой	540	310	180	
35ГЛ	Любой	590	340	190	Улучшение
35ГСЛ	Любой	790	590	220	

## 1.4 Определение допускаемых напряжений

В таблицах 1.4 – 1.5 (расчет и результат) приведены примеры расчетов по определению допускаемых контактных и изгибных напряжений для проектируемой зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.3).

Таблица 1.4 – Определение допускаемых контактных напряжений для  $HB \leq 350$

Параметр	Формула	Расчет	Результат	
$\sigma_{Hlim}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа ( $H/mm^2$ )	$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70$	$2 \cdot 235 + 70$	540	
	$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot HB_2 + 70$	$2 \cdot 205 + 70$	480	
$[\sigma]_{H1,2}$ – допускаемые контактные напряжения, МПа ( $H/mm^2$ )	$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim b1}}{S_H} \cdot Z_{N1}$	$\frac{540}{1,1} \cdot 1$	491	
	$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim b2}}{S_H} \cdot Z_{N2}$	$\frac{480}{1,1} \cdot 1$	436	
$[\sigma]_H$ – расчетное контактное напряжение, МПа ( $H/mm^2$ ) для:	- прямозубых передач	$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2}$	–	436
	- косозубых, шевронных передач	$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}$	$\frac{482 + 427}{2}$	464
$Z_{N1} = 1; Z_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности при $L_h$ больше 10000 часов				
$S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [11]				

Таблица 1.5 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с  $HB \leq 350$

Параметр	Формула	Расчет	Результат
$\sigma_{Flimb}$ – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа.	$\sigma_{Flimb1} = 1,75 \cdot HB_1$	$1,75 \cdot 235$	411,25
	$\sigma_{Flimb2} = 1,75 \cdot HB_2$	$1,75 \cdot 205$	358,75
$[\sigma]_F$ – допускаемые контактные напряжения, МПа.	$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb b1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{411,25}{1,75} \cdot 1 \cdot 1$	235
	$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb b2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{358,75}{1,75} \cdot 1 \cdot 1$	205
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [11]			
$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности при $L_h$ больше 10000 часов			
$Y_A$ – коэффициент, учитывающий реверсивность движения; $Y_A = 1$ – для нереверсивного движения; $Y_A = 0,65$ – для реверсивного движения (нормализованных и улучшенных сталей)			

## 1.5 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

Значения коэффициента ширины колеса по межосевому расстоянию  $\Psi_{baW}$  и пример определения межосевого расстояния  $a_W$  и нормального модуля зацепления представлены в таблицах 1.6 – 1.7.

Таблица 1.6 – Коэффициенты в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор (рисунок 1.4)

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию (рисунок 1.4) $\Psi_{baW} = \frac{b_2}{a_W}$		Для ... расположения зубчатых колес относительно опор – $\Psi_{baW}$ принимают:		
		консольного	несимметричного	симметричного*
Колеса	прямозубые	0,2	0,25	0,315
	косозубые	0,315	0,4	0,5
	шеvronные	-	-	0,4; 0,5; 0,63
$K_n$ – коэффициент нагрузки		от 1,25 до 1,4	от 1,15 до 1,25	от 1,1 до 1,15
* При значении передаточного отношения больше пяти ( $u > 5$ ) рекомендуют принимать $\Psi_{baW}$ меньшие значения, чем необходимо				

Таблица 1.7 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 1.5), принимаемые по стандартам

Формула	Расчет	Результат (ГОСТ)
Находят $a_W$ – минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности, мм и округляют по ГОСТ 2185-66 [12] (таблица 1.8)		
прямозубые колеса $a_W \geq (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{baW}}}$		
косозубые и шевронные колеса $a_W \geq (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{72900 \cdot T_2 \cdot K_H}{([\sigma]_H \cdot u)^2 \cdot \Psi_{baW}}}$	$(4,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{72900 \cdot 807740 \cdot 1,1}{(464 \cdot 4,5)^2 \cdot 0,5}}$	170,35 ( $a_W=180$ ) 2-й ряд
Находят $m_n$ – нормальный модуль для внешнего зацепления, мм и округляют по ГОСТ 9563-60 [13] (таблица 1.9)		
$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_W$	$(0,01 \dots 0,02) \cdot 180 = 1,8 \dots 3,6$	2,5

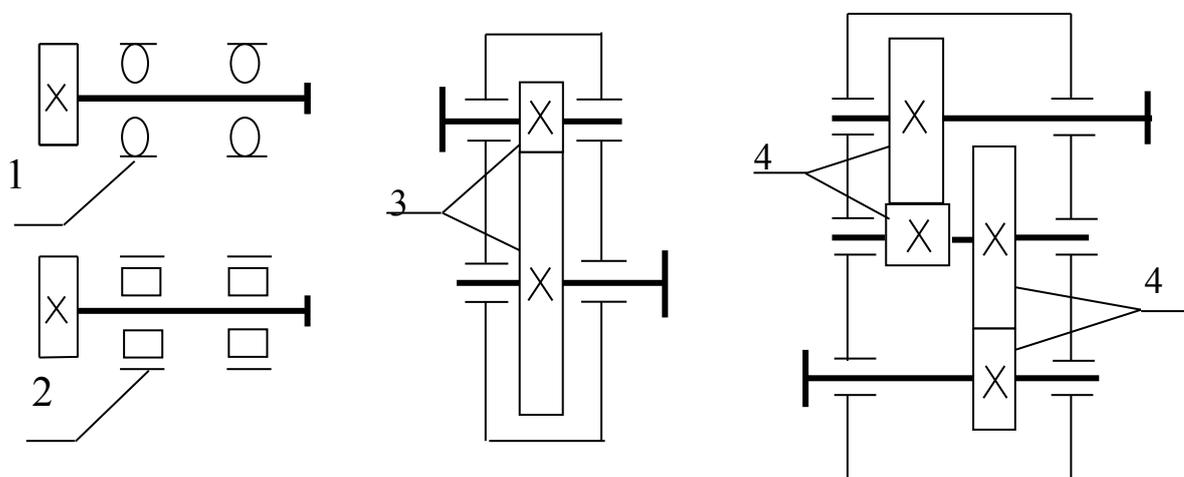
Таблица 1.8 – Межосевое расстояние  $a_w$ , мм по ГОСТ 2185-66 [12]

Ряд 1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
Ряд 2	56	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Таблица 1.9 – Модуль  $m_n$ , мм по ГОСТ 9563-60 [13]

Ряд 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
Ряд 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Уменьшение модуля, то есть увеличение числа зубьев зубчатых колес  $z_1$  и  $z_2$ , увеличивает коэффициент перекрытия  $\epsilon_\alpha$ , увеличивает плавность зацепления, но уменьшает прочность зуба на изгиб. Поэтому, если передача находится после электродвигателя, то полученное расчетом значение модуля округляют ближе к нижней границе диапазона, а для тихоходной ступени (если закрытая передача расположена после ременной) в ближе к верхней границе большую диапазона.



- 1 – консольное на шариковых подшипниках;
- 2 – консольное на роликовых подшипниках;
- 3 – симметричное;
- 4 – несимметричное;
- 5 – несимметричное.

Рисунок 1.4 – Схемы расположения колес относительно опор

Таблица 1.10 – Определение угла наклона  $\beta$  и чисел зубьев  $z$

Формула (рисунки 1.5 – 1.7)			Расчет	При- нято	
Предварительно назначаем угол наклона зубьев для ... колес	прямозубых	косозубых			шевронных
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 8^\circ - 22^\circ$	$\beta = 25^\circ - 40^\circ$	14 градусов	
Суммарное число зубьев шестерни и колеса $z_c$	$z_c = \frac{2 \cdot a_w}{m_n}$	$z_c = \frac{2 \cdot a_w}{m_n} \cdot \cos\beta$		$\frac{2 \cdot 180}{2,5} \cdot \cos 14^\circ$	139,7 (139)
	$z_c$ должно получиться целым числом*	$z_c$ округляют до целого значения в меньшую сторону			
Уточняем угол наклона зубьев (вычисляют с точностью до 4 знака) $\beta$ , град.	$\cos 0^\circ = 1$	$\cos\beta = \frac{z_c \cdot m_n}{2 \cdot a_w}$		$\frac{139 \cdot 2,5}{2 \cdot 180}$	0,9653
		$\beta = \arccos\left(\frac{z_c \cdot m_n}{2 \cdot a_w}\right)$		$\arccos(0,9653)$	15,143
Число зубьев шестерни $z_1$	$z_1 = \frac{z_c}{u + 1} \geq 17$ округляют до целого значения**			$\frac{139}{4,5 + 1}$	25,27 (25)
Число зубьев колеса $z_2$	$z_2 = z_c - z_1$ должно получиться целое число			$139 - 25$	114
Уточняем передаточное число $u'$	$u' = \frac{z_2}{z_1}$			$\frac{114}{25}$	4,56
Расхождение с исходным значением $\Delta u$ , %	*** $\Delta u = \left  \frac{u - u'}{u} \right  \cdot 100 \leq 3 \%$			$\left  \frac{4,5 - 4,56}{4,5} \right  \cdot 100$	1,33 %
* $z_c$ – если не получилось целое число, то изменяют модуль зацепления $m_n$ или межосевое расстояние $a_w$ (таблица 1.7)					
** Если $z_1$ окажется меньше 17, то изменяют модуль зацепления $m_n$ в меньшую сторону и заново рассчитывают числа зубьев					
*** Если $\Delta u > 3 \%$ , то увеличивают или уменьшают модуль зацепления $m_n$ , а затем заново определяют числа зубьев $z_1$ и $z_2$					

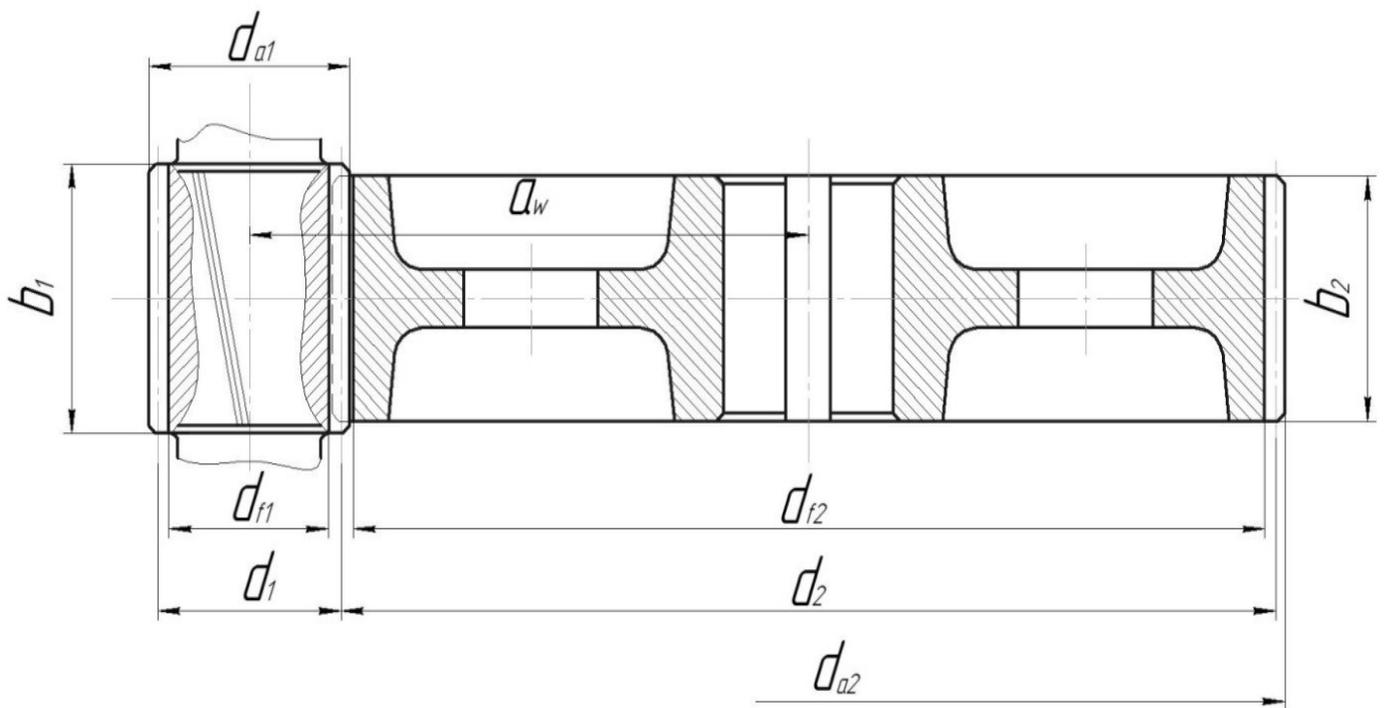
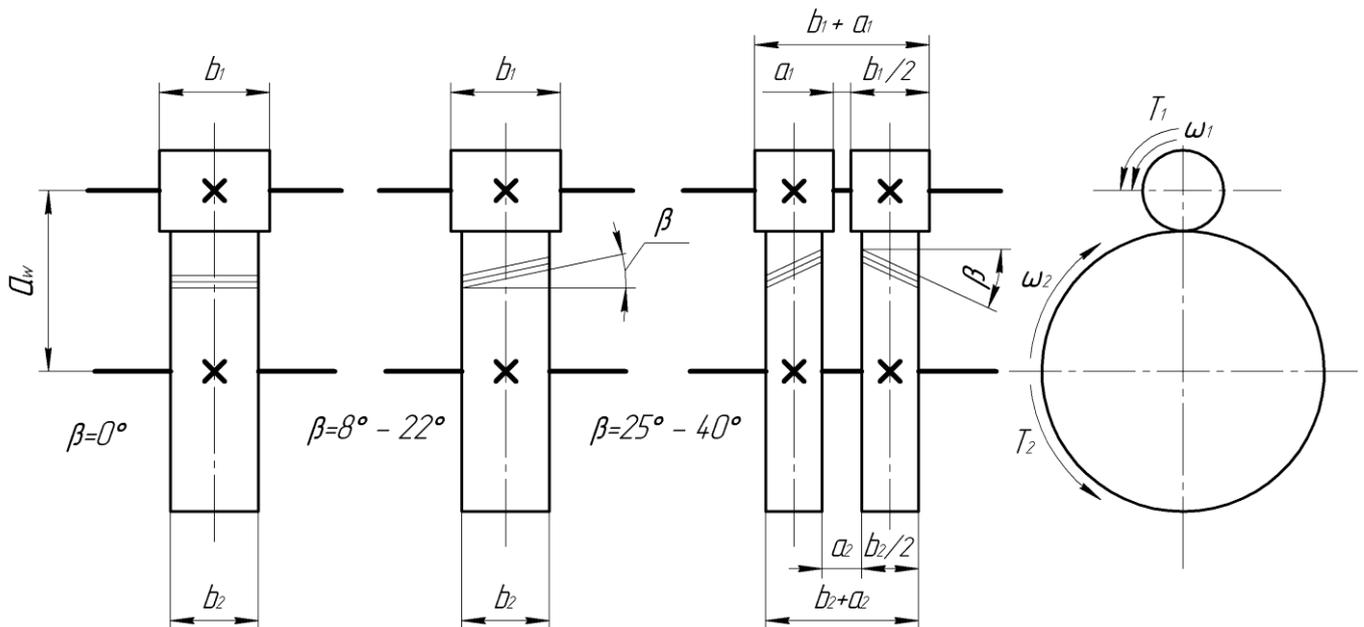


Рисунок 1.5 – Основные геометрические параметры цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления



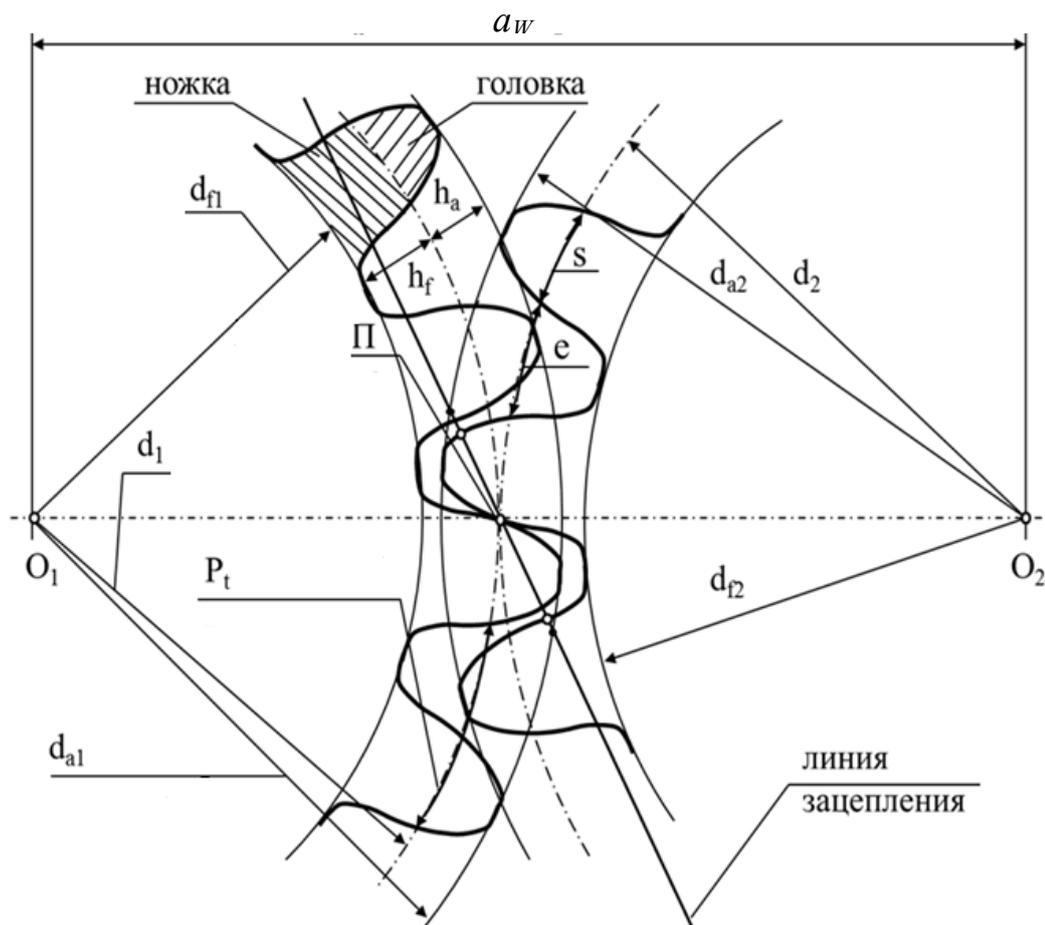
а) прямозубая; б) косозубая; в) шевронная; г) вид слева;

$b_1$  и  $b_2$  – ширины зубчатых венцов шестерни и колеса;  $\beta$  – угол наклона линии зуба в косозубой и шевронной передачах;  $a_1$  и  $a_2$  – ширины канавок между полушевронами на шестерне и колесе.

Рисунок 1.6 – Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления

Таблица 1.11 – Расчет основных геометрических параметров цилиндрических колес

Формула (рисунок 1.7)		Расчет		Результат	
Диаметры делительных окружностей $d$ , мм, прямозубых колес					
шестерни	колеса	шестерни	колеса		
$d_1 = m_n \cdot z_1$	$d_2 = m_n \cdot z_2$				
Диаметры делительных окружностей $d$ , мм косозубых и шевронных колес					
$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta}$	$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta}$	$\frac{2,5 \cdot 25}{\cos 15,143}$	$\frac{2,5 \cdot 114}{\cos 15,143}$	64,75	295,25
Проверка условия для внешнего зацепления					
$a_w = \frac{d_2 + d_1}{2}$		$a_w = \frac{64,75 + 295,25}{2}$		180	
Диаметры окружностей выступов $d_a$ , мм					
$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n$	$64,75 + 2 \cdot 2,5$	$295,25 + 2 \cdot 2,5$	69,75	300,25
Диаметры окружностей впадин $d_f$ , мм					
$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n$	$64,75 - 2,5 \cdot 2,5$	$295,25 - 2,5 \cdot 2,5$	58,5	289
Ширины зубчатых колес $b_1$ и $b_2$ , мм принимают по Ra40 ГОСТ 6636-69 [14] (таблица 1.12)					
$b_1 = b_2 + 5$	$b_2 = a_w \cdot \Psi_{ba_w}$	$62,5 + 5$	$125 \cdot 0,5$	67,5 (67)	62,5 (63)



$a_w$  – межосевое расстояние, мм;

$d_1$  и  $d_2$  – делительные диаметры зубьев шестерни и колеса, мм;

$d_{a1}$  и  $d_{a2}$  – диаметры вершин зубьев шестерни и колеса, мм;

$d_{f1}$  и  $d_{f2}$  – диаметры впадин зубьев шестерни и колеса, мм;

$s$  – толщина зуба на делительном диаметре, мм;

$e$  – ширина впадины между зубьями на делительном диаметре, мм;

$P_t = s + e$  – окружной шаг зубьев, мм;

$h_a$  – высота головки зуба, мм;

$h_f$  – высота ножки зуба, мм;

$h = h_a + h_f$  – высота зуба, мм;

$\Pi$  – полюс зацепления.

Рисунок 1.7 – Основные геометрические параметры зубчатого зацепления

Таблица 1.12 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69 [14]

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

## 1.6 Проверочные расчеты цилиндрических эвольвентных передач

Проверочные расчеты цилиндрических эвольвентных передач на прочность приведены в таблицах 1.13 – 1.14.

Таблица 1.13 – Условие прочности по контактным напряжениям

Формула	Расчет	Результат
Определяют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, $\Psi_{bd}$		
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	$\Psi_{bd} = \frac{95}{64,75}$	1,47 ( $\approx 1,5$ )
Определяют окружную скорость $V$ , м/с и назначают степень точности изготовления колес (см. таблицу 1.15)		
$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{33,72 \cdot 64,75}{2 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 64,75 \cdot 322,15}{60 \cdot 1000}$	1,09
Уточняют коэффициент нагрузки $K'_H$		
$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$	$K'_H = 1,11 \cdot 1,06 \cdot 1,05$	1,24
$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями в косозубых и шевронных передачах (таблица 1.16). Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$ .		1,11
$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 1.17).		1,06
$K_{HV}$ – динамический коэффициент (таблица 1.18)		1,05
Проверяют условие прочности по контактным напряжениям $\sigma_H$ :		
для прямозубых передач $\beta = 0^\circ$		$\sigma_H \leq [\sigma]_H$
$\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot u'} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u' + 1)^3} \leq [\sigma]_H$		
для косозубых и шевронных передач $\beta > 0^\circ$		$\sigma_H \leq [\sigma]_H$
$\sigma_H = \frac{270}{a_w \cdot u'} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u' + 1)^3} \leq [\sigma]_H$	$\frac{270}{180 \cdot 4,56} \cdot \sqrt{\frac{807740 \cdot 1,24}{90} \cdot (4,56 + 1)^3}$	454,9 < 464
Проверяют погрешность $\Delta\sigma_H$ в процентах (%): недогрузка (+), перегрузка (-)		
$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100$	$\frac{464 - 454,9}{464} \cdot 100$	1,96 < 10 %
<p><i>Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на 5 %.</i>  <i>Если условие прочности не выполняется,</i>  <i>то либо увеличивают степень точности, либо изменяют <math>b_2</math>, <math>a_w</math></i>  <i>не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта,</i>  <i>то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 1.3, с.10.</i></p>		

Таблица 1.14 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула		Расчет		Результат	
Для прямозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса					
$Z_{V1} = Z_1$	$Z_{V2} = Z_2$				
Для косозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса					
$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}$	$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}$	$\frac{25}{\cos^3 15,143}$	$\frac{114}{\cos^3 15,143}$	$\approx 28$	$\approx 127$
Определяют по ГОСТ 21354 [9] – 87 коэффициенты формы зуба – $Y_{F1}$ и $Y_{F2}$ (таблица 1.19)				$Y_{F1} = 3,81$	$Y_{F2} = 3,6$
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F2}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{235}{3,81}$	$\frac{205}{3,6}$	61,7	56,94
Дальнейший расчет ведут по <i>минимальному значению</i> найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес					
Определяют коэффициент нагрузки $K_F$					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$	$K_F = 0,75 \cdot 1,23 \cdot 1,2$				1,11
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес; $K_{F\alpha} = 0,75$ – для косозубых колес				0,75	
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 1.20)				1,23	
$K_{FV}$ – коэффициент динамичности (таблица 1.21)				1,2	
Коэффициент, учитывающий наклон зубьев (для косозубых и шевронных колес)					
$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$	$1 - \frac{15,143^\circ}{140}$			0,892	
Находят рабочие напряжения изгиба $\sigma_F$ , МПа и сравнивают их с допускаемыми значениями $[\sigma]_F$					
$\sigma_F = \frac{2 \cdot T \cdot K_F}{Z \cdot b \cdot m_n^2} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F$	$\frac{2 \cdot 807740 \cdot 1,11}{114 \cdot 95 \cdot 2,5^2} \cdot 3,6 \cdot 0,892$			$\sigma_F < [\sigma]_F$ 85,07 < 205	
Возможна большая недогрузка. Если условие прочности <i>не выполняется</i> , то задаются большим значением модуля $m_n$ , не изменяя $a_w$ , то есть не нарушая условия контактной прочности. Если это не дает положительного эффекта, то назначают другие материалы и <i>расчет повторяют с пункта 1.3, с.8.</i>					

Таблица 1.15 – Предельные окружные скорости для силовых передач  $V$ , м/с

Степень точности	Вид передачи	
	прямозубая	косозубая; шевронная
5 и более	свыше 15	свыше 30
6	До 15	До 30
7	До 10	До 15
8	До 6	До 10
9	До 2	До 4

Таблица 1.16 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями  $K_{H\alpha}$  (при расчете на контактную прочность)

Степень точности	Окружная скорость $V$ , м/с				
	до 1	до 5	до 10	до 15	до 20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Таблица 1.17 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{H\beta}$  (при расчете на контактную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес по отношению к опорам		
	консольное	несимметричное	симметричное
0,4	1,15	1,04	1,0
0,6	1,24	1,06	1,02
0,8	1,30	1,08	1,03
1,0	-	1,11	1,04
1,2	-	1,15	1,05
1,4	-	1,18	1,07
1,6	-	1,22	1,09
1,8	-	1,25	1,11
2,0	-	1,30	1,14

Таблица 1.18 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{HV}$  (при расчете на контактную прочность)

Передача	Окружная скорость $V$ , м/с				
	до 1,5	до 5	до 10	до 15	до 20
	Степень точности				
	9	8	8	7	7
прямозубая	1,1	1,05	-	-	-
косозубая или шевронная	1,05	1,0	1,01	1,02	1,05

Таблица 1.19 – Значения коэффициента формы зуба  $Y_F$

$z$ или $z_v$	17	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	80	90 и более
$Y_F$	4,28	4,09	3,98	3,9	3,81	3,8	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61	3,61	3,60

Таблица 1.20 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{F\beta}$  (при расчете на изгибную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес относительно опор		Консольное расположение колес на ...	
	симметричное	несимметричное	шариковых подшипниках	роликовых подшипниках
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40
0,8	1,08	1,17	-	1,59
1,0	1,1	1,23	-	-
1,2	1,13	1,3	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-

Таблица 1.21 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{FV}$  (при расчете на изгибную прочность)

Степень точности	Окружная скорость $V$ , м/с					
	$V$ , м/с до 3		$V$ , м/с от 3 до 8		$V$ , м/с от 8 до 12,5	
	зуб		зуб		зуб	
	прямой	непрямой	прямой	непрямой	прямой	непрямой
6	1	1	1,2	1	1,3	1,1
7	1,15	1	1,35	1	1,45	1,2
8	1,25	1,1	1,45	1,3	-	1,4
9	1,35	1,2	1,62	1,24	-	1,45

## 1.7 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических эвольвентных передачах

В цилиндрических передачах сила нормального давления раскладывается на составляющие (рисунок 1.8, таблицы 1.22, 1.23), где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления.

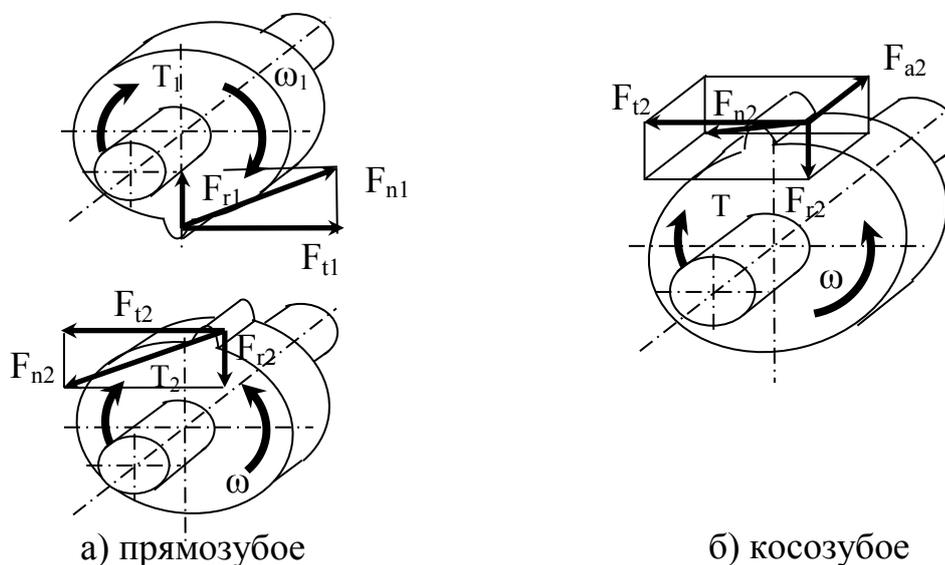


Рисунок 1.8 – Силы, действующие в зацеплении цилиндрических передач

Таблица 1.22 – Силы, действующие в прямозубых передачах

Параметр	Формула	Расчет	Результат
Окружные силы $F_t, H$	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$		
Радиальные силы $F_r, H$	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$		
Силы нормального давления $F_n, H$	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$		

Таблица 1.23 – Силы, действующие в косозубых и шевронных передачах

Параметр	Формула	Расчет	Результат
Окружные силы $F_t, H$	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 184960}{64,75}$	5713
Радиальные силы $F_r, H$	$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$\frac{5713 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 15,143}$	2154
Осевые силы, $H$	$F_{a1} = F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta$	$5713 \cdot \operatorname{tg} 15,143$	1546
Силы нормального давления $F_n, H$	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$	$\frac{5713}{\cos 20 \cdot \cos 15,143}$	6298

## 2 Конструирование цилиндрических зубчатых колес

### 2.1 Ведущее колесо – шестерня

Форма зубчатых колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа зубчатого редуктора, в котором это колесо эксплуатируется. При небольших диаметрах (до 160 мм) колес их изготавливают из прутка (сортового проката), а при значительных диаметрах колес, заготовки чаще всего получают свободной ковкой с последующей обработкой резанием. Шестерни малых диаметров (близких к среднему диаметру вала) изготавливают за одно целое с валом. Рассмотрим основные конструкции зубчатых цилиндрических эвольвентных колес.

На рисунке 2.1 представлена типовая конструкция вала-шестерни. Шестерня заодно с валом изготавливается в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин зубьев  $d_{f1}$  и диаметра вала  $d$  составляет не более 1,6, то есть:

$$\frac{d_{f1}}{d} \leq 1,6.$$

В противном случае шестерни также, как и зубчатые колеса изготавливают насадными и их проектирование производят по тем же соотношениям, что и для зубчатых колес (таблица 2.1).

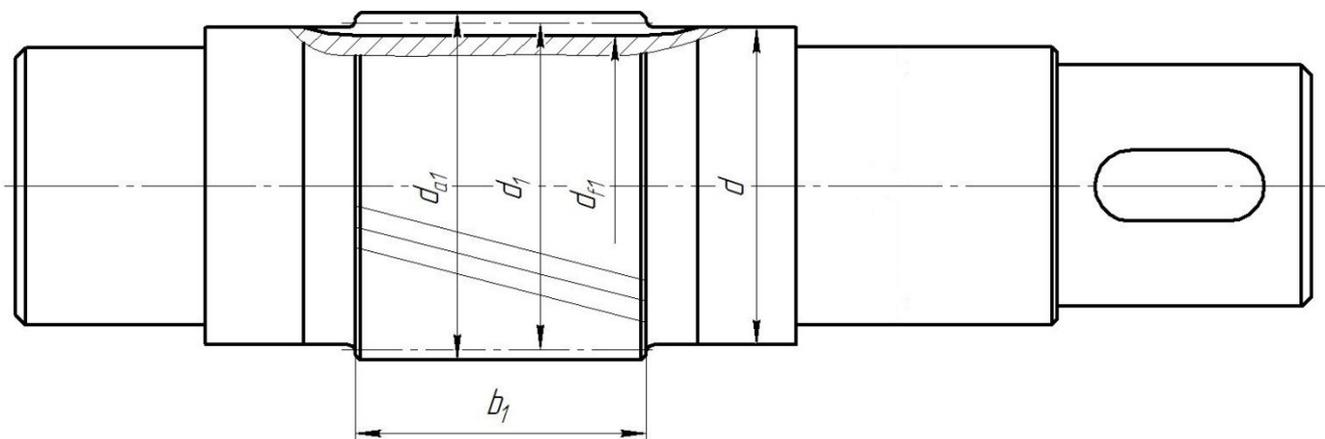


Рисунок 2.1 – Конструкция вала-шестерни

Кроме того, в представленной на рисунке 2.1 конструкции вала-шестерни диаметр впадин зубьев  $d_{f1}$  меньше  $d$ , поэтому на местном разрезе по впадинам виден след режущего инструмента (например, червячной фрезы), конфигурация которого определяется в зависимости от модуля зацепления  $m_n$ , от которого и зависит диаметр фрезы и, соответственно, конфигурация впадины.

Если  $d_{f1}$  больше диаметра вала  $d$ , то впадина зуба шестерни представляет собой прямую линию, которая ограничивается шириной шестерни  $b_1$ . Напомним, что размеры  $d_{f1}$ ,  $d_1$ ,  $d_{a1}$  и  $b_1$  находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 1.11).

## 2.2 Ведомое колесо

Рассмотрим конструкцию зубчатого колеса (рисунки 2.2, 2.3).

Диаметр вала под колесом  $d_{вал}$  определяют 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).

Длину ступицы, равную ширине зубчатого венца, обычно применяют в условиях серийного и массового производства (для удобства базирования колес при нарезании «пакетом» на одной оправке), тогда  $L_{cm} = b_2$ .

Полученные по вышеуказанным зависимостям значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса, необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69 [14] (таблица 1.12).

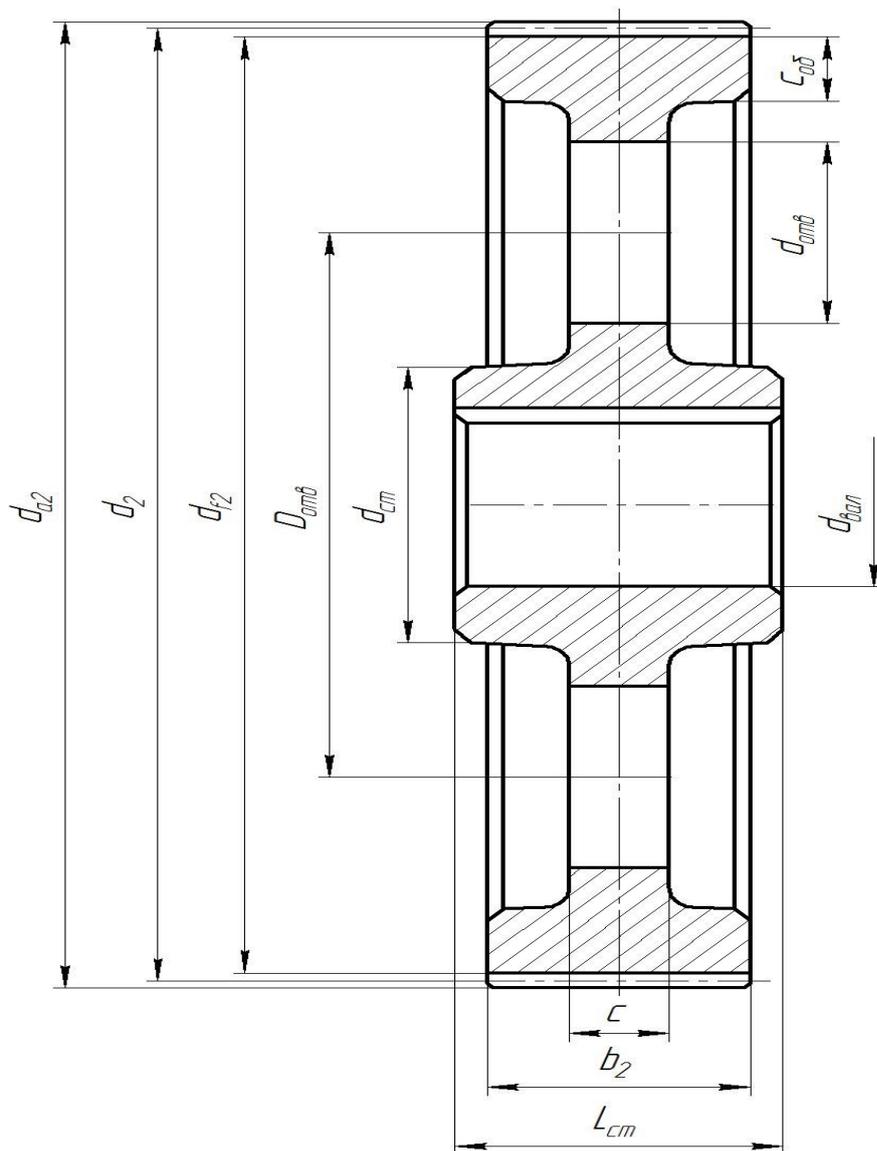


Рисунок 2.2 – Конструкция зубчатого колеса (чертеж)

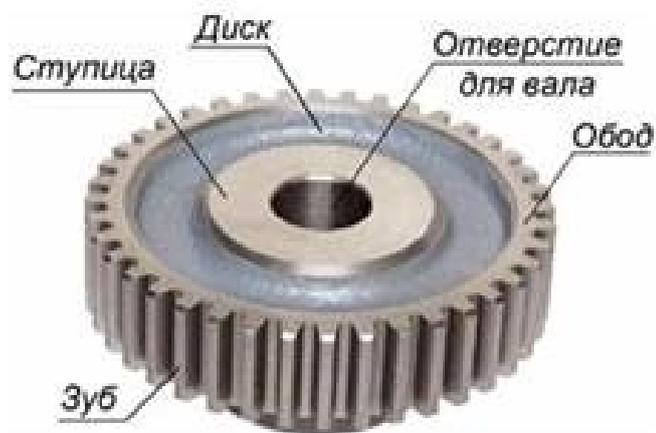


Рисунок 2.3 – Конструкция зубчатого колеса (внешний вид)

Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула (некоторые значения находят в диапазоне, а затем принимают по Ra20 или Ra40, (таблица 1.12))	Расчет (рисунок 2.2)	Результат (принято по Ra20 или Ra40) (таблица 1.12)	
Обод	диаметр	то же что и диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2}$ (таблица 1.11)	300,25	300,25	
	толщина	$C_{об} = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n$ должно быть $C_{об} \geq 8$ мм $m_n$ – модуль зацепления (таблица 1.7)	2,5·2,5...4·2,5	6,25...10	8
	ширина	$b_2$ (ширина колеса) (таблица 1.11)	90	90	
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$	выбирают на этапе проектирования валов		63
	диаметр наружный для...	стали $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55) \cdot d_{вал}$	1,5·63...1,55·63	94,5... ...97,65	95
		чугуна $d_{ст} = (1,55 \dots 1,6) \cdot d_{вал}$			
		легких или цветных сплавов $d_{ст} = (1,6 \dots 1,7) \cdot d_{вал}$			
длина	$L_{ст} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$	1·63...1,5·63	63...94,5	90	
Диск	толщина	$C \geq 0,25 b_2$ , но не менее 10 мм	$C \geq 0,25 \cdot 90$	$C \geq 22,5$	24
	радиусы закруглений	$R \geq (6 - 8) \text{ мм}$	6		
	и уклон	$\gamma = 7 - 10^\circ$	8		
Отверстия	диаметр центральной окружности	$D_{омб} = 0,5 \cdot (d_{f2} - 2 \cdot C_{об} + d_{ст})$ (таблица 1.11)	0,5·(289-2·8+95)	184	184
	диаметры отверстий в диске	$d_{омб} = (d_{f2} - 2 \cdot C_{об} - d_{ст})/4$	(289 - 2·8 - 95)/4	44,5	45
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m_n$	0,5·2,5	1,25	1,5
	угол	$\alpha = 45^\circ$			

### 3 Вопросы для самопроверки

- 1 Каковы основные достоинства зубчатых цилиндрических передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? Каковы их недостатки?
- 2 Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение в отличие от зацепления Новикова?
- 3 Какие различают виды зубьев и где они применяются?
- 4 Из каких материалов изготавливают зубчатые колеса цилиндрических эвольвентных зубчатых передач?
- 5 Назовите основные виды термической обработки зубьев зубчатых колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач.
- 6 Как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения для зубьев цилиндрических передач?
- 7 Назовите основной параметр материала, который оказывает решающее влияние на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.
- 8 Какой геометрический параметр определяют при проектном расчете закрытой цилиндрической передачи?
- 9 Как определяются делительный диаметр зубчатого колеса?
- 10 Как вычисляют диаметры вершин и впадин зубьев?
- 11 По какому модулю определяют делительные диаметры зубчатых колес с косыми и шевронными зубьями?
- 12 Как определяют силы, действующие в зацеплении в прямозубой и косозубой цилиндрической передаче?
- 13 По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя?
- 14 По каким напряжениям производится расчет зубьев на прочность?
- 15 Как определяют силы, действующие в зацеплении цилиндрической передачи?

## 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.
- 8 ГОСТ 1050-2013.Metalлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия. – Введен 2015-01-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 3 с.

- 9 ГОСТ 4543-2016.Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. – Введен 2017-10-01. – М.: Стандартинформ, 2017. – 32 с.
- 10 ГОСТ 977-88.Отливки стальные. Общие технические условия. – Введен 1990-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 34 с.
- 11 ГОСТ 21354-87.Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 1988-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
- 12 ГОСТ 2185-66.Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. – Введен 1968-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 3 с.
- 13 ГОСТ 9563-60.Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – Введен 1962-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 4 с.
- 14 ГОСТ 6636-69.Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – Введен 1970-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 6 с.