

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 КОНИЧЕСКИХ 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 621.833.2.061.1(076.5)  
ББК 34.445я7  
К48

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

**К48 Клещарева, Г.А.**  
Расчет закрытых конических передач силового привода: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 29 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов закрытых (редукторных) конических передач 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 621.833.2.061.1(076.5)  
ББК 34.445я7

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

## Содержание

Введение.....	4
1 Расчет закрытых конических передач .....	7
1.1 Общие сведения о закрытых конических передачах.....	7
1.2 Исходные данные для расчета конических передач .....	9
1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки ..	10
1.4 Определение допускаемых напряжений.....	12
1.5 Определение геометрических параметров конического зацепления .....	13
1.6 Проверочные расчеты конической передачи .....	18
1.7 Определение сил, действующих в коническом зацеплении.....	22
2 Конструирование конических зубчатых колес.....	24
2.1 Ведущее колесо-шестерня.....	24
2.2 Ведомое колесо.....	25
3 Вопросы для самопроверки.....	27
Список использованных источников.....	28

## Введение

В данных методических указаниях изложена методика расчета закрытых конических 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 конических передач проектный расчет выполняют, исходя из условия обеспечения прочности активных поверхностей зубьев по допускаемым контактным напряжениям. Предварительно определяется внешний делительный диаметр колеса, затем внешний окружной 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 околуполусной 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 конической 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 передач, 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 конических передач

## 1.1 Общие сведения о закрытых конических передачах

Конические зубчатые передачи применяют в передачах между валами, оси которых расположены под некоторым углом. Основное применение имеют передачи с осями, пересекающимися под углом  $90^\circ$ . В зависимости от формы линии зуба конические передачи бывают с прямым, тангенциальным и круговым зубьями (рисунок 1.1).

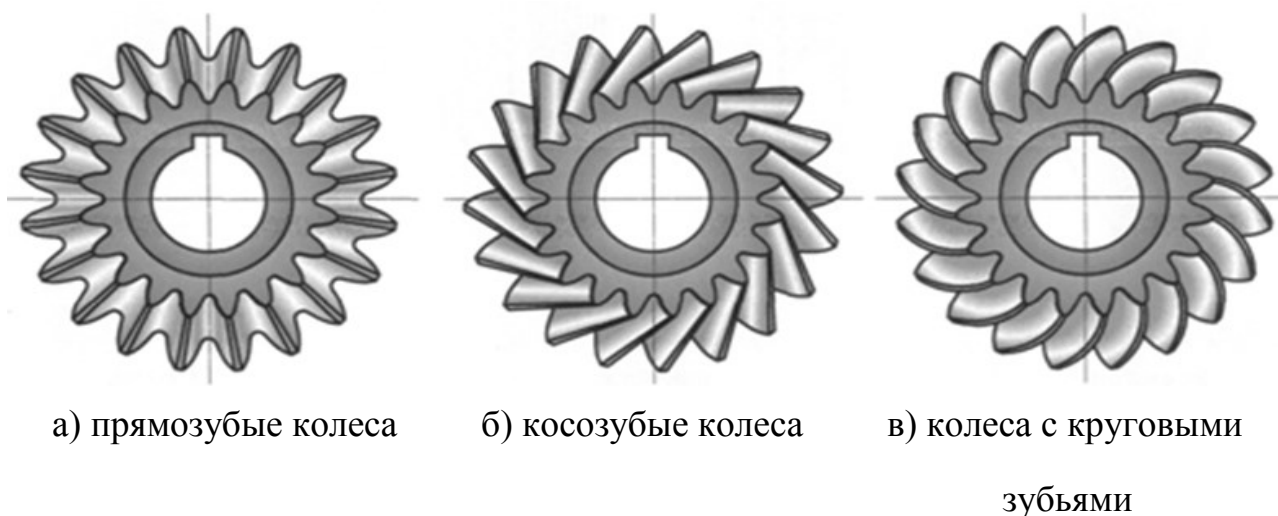


Рисунок 1.1 – Конические колеса

Достоинства:

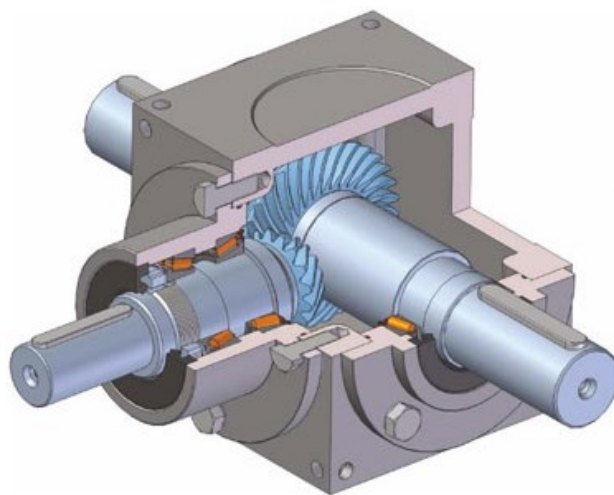
- сравнительно малые габариты относительно других типов передач;
- высокий коэффициент полезного действия ( $0,95 - 0,97$ );
- постоянство передаточного числа передачи;
- обеспечение возможности передачи и преобразования вращательного движения между звеньями с пересекающимися осями вращения;
- долговечность и надежность в работе;
- расширение компоновочных возможностей при разработке сложных зубчатых и комбинированных механизмов.

Недостатки:

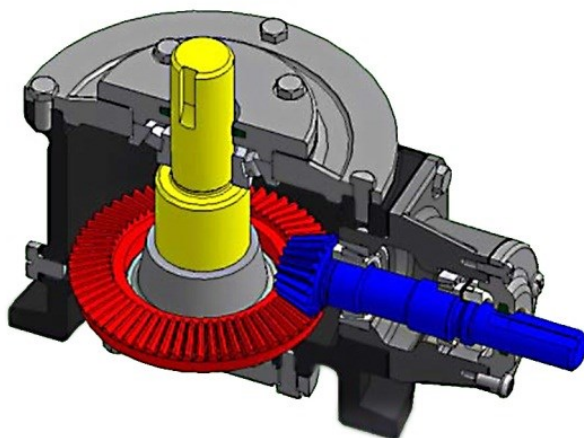
- более сложная технология изготовления и сборки конических зубчатых колес;

- большие осевые и изгибные нагрузки на валы, особенно в связи с консольным расположением одного из зубчатых колес;
- шум при работе с большими скоростями;
- необходимость консольной установки одного из колес;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.

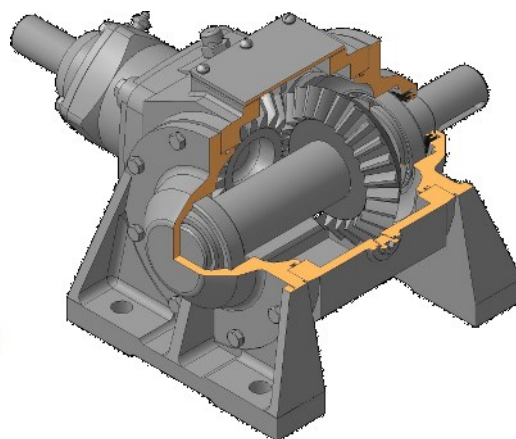
Конические редукторы бывают с различным расположением валов в пространстве (рисунок 1.2).



а) с круговыми зубьями и горизонтальным расположением валов



б) прямозубый с вертикальным тихоходным валом (выход вверх)



в) прямозубый с горизонтальным расположением валов

Рисунок 1.2 – Конические редукторы

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



## 1.2 Исходные данные для расчета конических передач

Исходные данные для расчета закрытой конической 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.

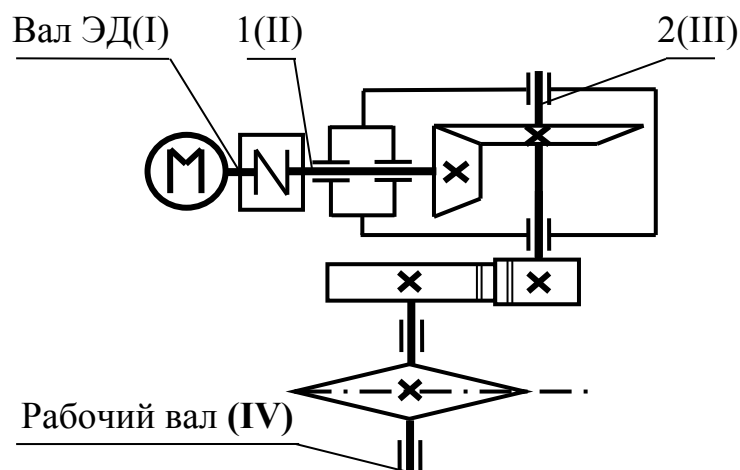


Рисунок 1.3 – Образец схемы задания привода с коническим редуктором

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета закрытой конической передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	$T_1$	51600
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	$T_2$	157670
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	$n_1$	716
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	$n_2$	227,3
Передаточное число передачи	$u$	3,15
Срок службы передачи, час	$L_h$	10000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	нет

### 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 не более 350 единиц по Бринелю.

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 от двадцати до пятидесяти единиц *НВ* выше, чем твердость поверхности колеса, так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса:

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

В соответствие с изложенным выше, для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса стали легированные марки 40ХН по ГОСТ 4543-2016 [7] (таблица 1.3) с механическими характеристиками, представленными в таблице 1.2.

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, <i>НВ</i> (средняя)	Термо-обработка
40ХН	до 150	$\sigma_{B1} = 930$	$\sigma_{T1} = 690$	$HB_1 = 280$	улучшение
40ХН	свыше 180	$\sigma_{B2} = 835$	$\sigma_{T2} = 640$	$HB_2 = 250$	улучшение

Таблица 1.3 – Механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, $\sigma_B, Н/мм^2$	Предел текучести, $\sigma_T, Н/мм^2$	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 [7]						
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 [9]						
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 конической зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой.

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

Параметр	Формула	Расчет	Результат
$\sigma_{Hlimb}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70$	$2 \cdot 280 + 70$	630
	$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot HB_2 + 70$	$2 \cdot 250 + 70$	570
$[\sigma]_{Hi}$ – допускаемые контактные напряжения для материалов шестерни и колеса, МПа	$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \cdot Z_{N1}$	$\frac{630}{1,1} \cdot 1,0$	573
	$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot Z_{N2}$	$\frac{570}{1,1} \cdot 1,0$	518
$[\sigma]_H$ – расчетное контактное напряжение для передачи, МПа	$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}$	$\frac{573 + 518}{2}$	545
	должно быть $[\sigma]_H \leq 1,15 \cdot [\sigma]_{H2}$	должно быть $45 \leq 1,15 \cdot 518$	545 $\leq 596$
$Z_{N1} = 1; Z_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности при $L_h$ больше 10000 часов			
$S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [10]			

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

Параметр	Формула	Расчет	Результат
$\sigma^0_{Flimb}$ – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma^0_{Flimb1} = 1,8 \cdot HB_1$	$1,8 \cdot 280$	504
	$\sigma^0_{Flimb2} = 1,8 \cdot HB_2$	$1,8 \cdot 250$	450
$[\sigma]_{Fi}$ – допускаемые изгибные напряжения для материала шестерни и колеса, МПа	$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma^0_{Flimb1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{504}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0$	288
	$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma^0_{Flimb2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{450}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0$	257
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [10]			
$Y_{N2} = 1; Y_{N1} = 1$ – 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 геометрических параметров конического зацепления

В конических передачах из-за пересечения осей ведущего и ведомого звеньев шестерню (ведущее звено) обычно располагают консольно, в результате чего увеличивается деформация контактной линии зацепления (в сравнении с цилиндрической передачей с симметричным и даже несимметричным расположением колес относительно опор) и, соответственно, увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев. Чаще всего быстроходный вал конического редуктора с шестерней (которая может быть выполнена как за одно целое с валом, либо насадной) устанавливается на конические радиально-упорные роликоподшипники, а при значительной (более 1200 об/мин) частоте вращения быстроходного вала редуктора его устанавливают на радиально-упорные шарикоподшипники, которые как раз и допускают более высокую частоту вращения. Схемы установки консольной шестерни на шарико- и роликоподшипники даны на рисунке 1.4.

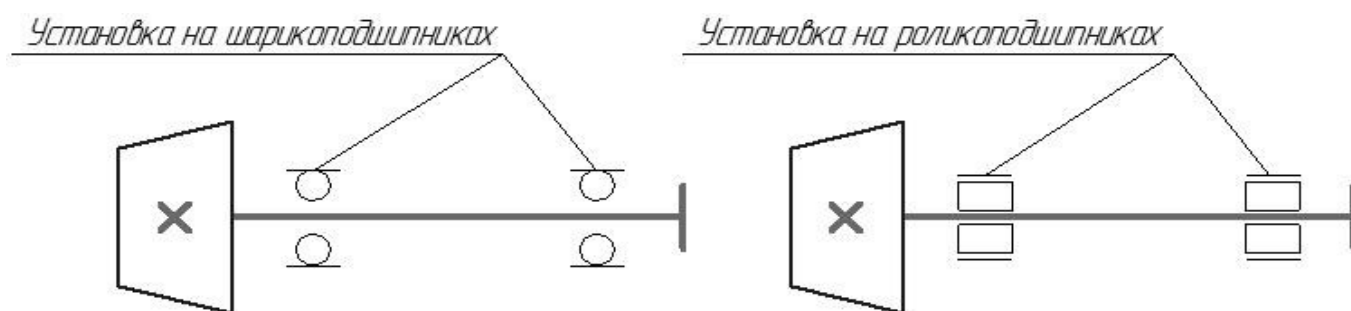
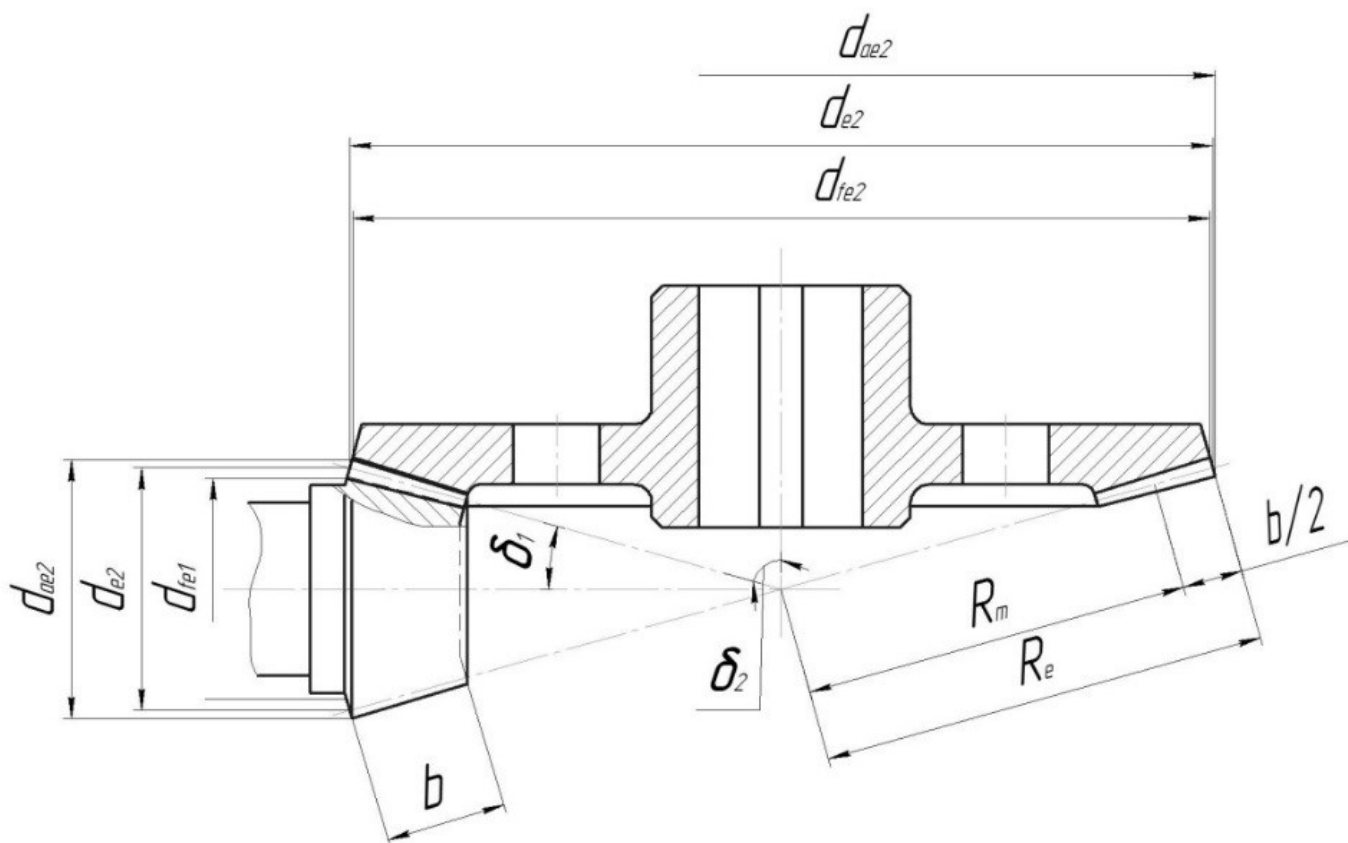


Рисунок 1.4 – Схемы установок конических шестерен консольно

Основные геометрические размеры конических зубчатых колес с прямыми зубьями определяют в зависимости от внешнего окружного модуля ( $m_{te}$ ), числа зубьев шестерни ( $z_1$ ), колеса ( $z_2$ ) и углов делительных конусов шестерни ( $\delta_1$ ) и колеса ( $\delta_2$ ). Высота и толщина зубьев конических колес обычно уменьшаются по мере приближения к вершине конуса. Соответственно изменяются шаг, модуль и делительные диаметры, которых может быть бесчисленное множество. Для удобства измерения конических колес их размерные параметры принято определять по внешнему торцу зуба конического колеса, образованному внешним дополнительным конусом.

Геометрические размеры зубчатых колес конической прямозубой передачи представлены на рисунке 1.5.



$R_e$  – внешнее конусное расстояние, мм;

$R_m$  – среднее конусное расстояние, мм;

$b$  – ширина зубчатых венцов шестерни и колеса, мм

$\delta_1$  и  $\delta_2$  – углы делительных конусов шестерни и колеса, градусы;

$d_{e1}$  и  $d_{e2}$  – внешние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$d_{ae1}$  и  $d_{ae2}$  – внешние диаметры окружностей выступов шестерни и колеса, мм;

$d_{fe1}$  и  $d_{fe2}$  – внешние диаметры окружностей впадин шестерни и колеса, мм.

Рисунок 1.5 – Геометрические размеры прямозубой конической передачи

Расчет основных параметров (внешний делительный диаметр колеса, внешний окружной модуль, числа зубьев колес и фактическое передаточное число) конического зубчатого зацепления представлен в таблице 1.6. Расчет остальных геометрических параметров передачи приведен в таблице 1.9.

Таблица 1.6 – Основные геометрические параметры зацепления

Формула		Расчет		Результат	Принято
Из условия контактной прочности определяют внешний делительный диаметр колеса $d_{e2}$ , мм и принимают по ГОСТ 12289-76 [11] (таблица 1.8)					
$K_H$ – коэффициент нагрузки принимают от 1,25 до 1,4				1,25	
$d_{e2} \geq 162,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{[\sigma]_H^2}}$		$162,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{157670 \cdot 1,25 \cdot 3,15}{545^2}}$		208,02	200
Определяют $m_{te}$ – внешний окружной модуль, мм и принимают по ГОСТ 9563-60 [12] (таблица 1.7)					
$m_{te} = \frac{d_{e2}}{(22 \dots 36) \cdot u}$		$\frac{200}{(22 \dots 36) \cdot 3,15}$		2,88...1,76	2,0*
*Рекомендуют принимать такие стандартные значения модуля $m_{te}$ , которым соответствует целое число зубьев колеса $z_2$ (методом подбора)					
Число зубьев колеса $z_2$	$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}}$	$z_2 = \frac{200}{2,0}$		100	целое 100
Число зубьев шестерни $z_1$	$z_1 = \frac{z_2}{u}$	$z_1 = \frac{100}{3,15}$		31,74	целое 32
Уточняют передаточное число $u'$	$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$u' = \frac{100}{32}$		3,125	
Расхождение с исходным значением $\Delta u$ , %	$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\Delta u = \frac{3,15 - 3,125}{3,15} \cdot 100$		0,79 %	**должно быть $\Delta u \leq 3\%$
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 3%. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают $z_2$ на единицу и корректируют модуль зацепления $m_{te}$					

Таблица 1.7 – Модуль  $m_{te}$ , мм по ГОСТ 9563-60 [12]

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

Таблица 1.8 – Внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$ , мм по ГОСТ 12289-76 [11]

Ряд 1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
Ряд 2	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560

Таблица 1.9 – Расчет геометрических параметров конических колес

Формула	Расчет	Результат
Углы делительных конусов $\delta$ , град.		
шестерни (1) и колеса (2)	шестерни (1) и колеса (2)	
$\delta_2 = \arctg u'$	$\delta_2 = \arctg 3,125$	72,255
$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	$\delta_1 = 90^\circ - 72,255$	17,745
Внешние делительные диаметры колес $d_e$ , мм		
$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1$	$d_{e1} = 2,0 \cdot 32$	64
$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2$	$d_{e2} = 2,0 \cdot 100$	200
Внешние диаметры окружностей выступов $d_{ae}$ , мм		
$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_1$	$d_{ae1} = 64 + 2 \cdot 2,0 \cdot \cos 17,745$	67,81
$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_2$	$d_{ae2} = 200 + 2 \cdot 2,0 \cdot \cos 72,255$	201,22
Внешние диаметры окружностей впадин $d_{fe}$ , мм		
$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_1$	$d_{fe1} = 64 - 2,4 \cdot 2,0 \cdot \cos 17,745$	59,43
$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_2$	$d_{fe2} = 200 - 2,4 \cdot 2,0 \cdot \cos 72,255$	198,54
Внешнее конусное расстояние $R_e$ , мм		
$R_e = \frac{m_{te}}{2} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$	$R_e = \frac{2,0}{2} \cdot \sqrt{32^2 + 100^2}$	104,995
Ширину зубчатого венца $b=b_1=b_2$ , мм принимают по Ra20 или Ra40 ГОСТ 6636-69 [13]		
$b \leq 0,3 \cdot R_e$	$b \leq 0,3 \cdot 104,995 = 31,5$	целое 31
Среднее конусное расстояние $R_m$ , мм		
$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$	$R_m = 104,995 - 0,5 \cdot 31$	89,495
Коэффициент ширины венца по внешнему конусному расстоянию $\Psi_{bRe}$		
$\Psi_{bRe} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3$	$\Psi_{bRe} = \frac{31}{104,995} \leq 0,3$	0,295
Средние делительные диаметры $d_m$ , мм		
$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) \cdot d_{e1}$	$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot 0,295) \cdot 64$	54,56
$d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) \cdot d_{e2}$	$d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot 0,295) \cdot 200$	170,5
Средний модуль $m_m$ , мм		
$m_m = \frac{d_{m1}}{Z_1} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) \cdot m_{te}$	$m_m = \frac{54,56}{31} = (1 - 0,5 \cdot 0,295) \cdot 2,0$	1,705



Таблица 1.10 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69 [13]

<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

## 1.6 Проверочные расчеты конической передачи

Проверочные расчеты конической передачи на прочность по контактным и изгибным напряжениям приведены в таблицах 1.11 – 1.12.

Таблица 1.11 – Условие прочности по контактным напряжениям

Формула	Расчет	Результат	
Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру $\Psi_{bd}$			
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_{m1}}$	$\Psi_{bd} = \frac{31}{54,56}$	0,568	
Определяют среднюю окружную скорость $V$ , м/с и назначают степень точности изготовления колес (таблица 1.13)			
$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$V = \frac{3,14 \cdot 54,56 \cdot 716}{60 \cdot 1000}$	2,05	Степень точности 8
Уточняют коэффициент нагрузки $K'_H$			
$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$	$K'_H = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,05$	1,26	
$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица 1.14). Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$			1
$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица 1.15)			1,2 <i>среднее значение</i>
$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент (таблица 1.16)			1,05
Проверяют условие прочности по контактным напряжениям $\sigma_H \leq [\sigma]_H, Н/мм^2$			
$\sigma_H = \frac{950}{(1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe})} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H \cdot u'}{d_{e2}^3 \cdot \Psi_{bRe}}} \leq [\sigma]_H$	$\frac{950}{(1 - 0,5 \cdot 0,295)} \cdot \sqrt{\frac{157670 \cdot 1,26 \cdot 3,125}{200^3 \cdot 0,295}}$	*должно быть $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ 572 ≤ 545	
Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (-)			
$\Delta\sigma_{H2} = \frac{[\sigma]_{H2} - \sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} \cdot 100$	$\Delta\sigma_{H2} = \frac{545 - 572}{545} \cdot 100$	4,95 %	
*Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на (минус 5 %). Если условие прочности не выполняется, то увеличивают <i>степень точности</i> , либо увеличивают $b_2$ , не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с пункта 1.3.			

Таблица 1.12 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула		Расчет		Результат	
Определяют приведенное число зубьев шестерни $Z_{V1}$ и колеса $Z_{V2}$					
$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$	$Z_{V1} = \frac{32}{\cos 17,745}$	$Z_{V2} = \frac{100}{\cos 72,255}$	33,6	328,1
Определяют по ГОСТ 21354-87 [10] коэффициенты формы зуба $Y_F$ (таблица 1.17)		$Y_{F1}$	$Y_{F2}$	3,77	3,6
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F2}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{288}{3,77}$	$\frac{257}{3,60}$	76,4	71,4
Дальнейший расчет ведут по <b>минимальному</b> значению найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес					
Определяют коэффициент нагрузки $K_F$					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	$K_F = 1 \cdot 1,38 \cdot 1,25$			1,725	
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес					1
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица 1.18)					1,38
$K_{Fv}$ – коэффициент динамичности (таблица 1.19)					1,25
$\sigma_F = \frac{2,36 \cdot T \cdot K_F}{Z \cdot b \cdot m_m^2} \cdot Y_F \leq [\sigma]_F$	$\frac{2,36 \cdot 95544 \cdot 1,869}{72 \cdot 28 \cdot 2,13^2} \cdot 3,6 \leq 257$			256,4	*должно быть $\sigma_F \leq [\sigma]_F$
*Возможна большая недогрузка. Если условие прочности не выполняется, то задаются большим значением <i>модуля</i> $m_m$ , не изменяя $d_{ae2}$ , то есть не нарушая условия контактной прочности. Если это не дает положительного эффекта, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с пункта 1.3.					

Таблица 1.13 – Предельные окружные скорости на среднем диаметре шестерни для силовых передач  $V_m$ , м/с

Степень точности	конической прямозубой	конической непрямозубой
5 и более точные	свыше 12	свыше 20
6	До 12	До 20
7	До 8	До 10
8	До 4	До 7
9	До 1,5	До 3

Таблица 1.14 – 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 1.15 – 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 1.16 – 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	-	-	-
не прямозубая	1,05	1,0	1,01	1,02	1,05

Таблица 1.17 – 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	3,6

Таблица 1.18 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{F\beta}$  (при расчете на изгибную прочность)

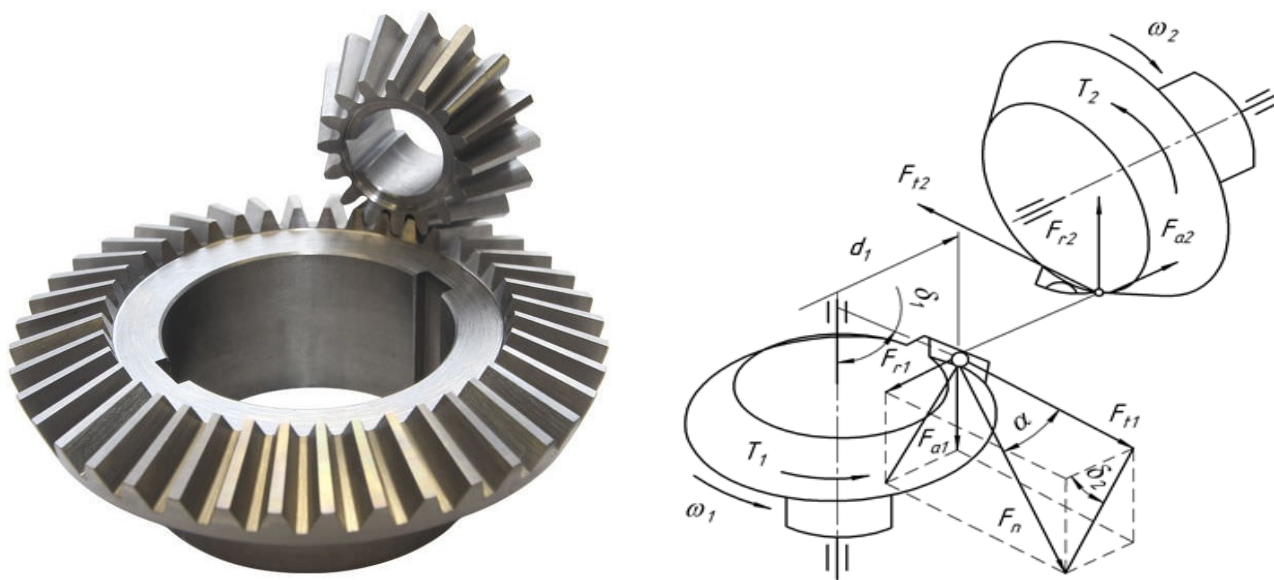
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес относительно опор		Консольное расположение колес на	
	симметричное	несимметричное	шариковых подшипниках	роликовых подшипниках
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40
0,8	1,08	1,17	-	1,59
1,0	1,1	1,23	-	-
1,2	1,13	1,3	-	-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

Таблица 1.19 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{FV}$  (при расчете на изгибную прочность)

Степень точности	Окружная скорость $V$ , м/с					
	до 3		от 3 до 8		от 8 до 12,5	
	профиль зуба					
	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	1,2	1,08	1,62	1,24	-	1,45

### 1.7 Определение сил, действующих в коническом зацеплении

В конической передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 1.6). Расчет сил, действующих в зацеплении, представлен в таблице 1.20.



а) внешний вид передачи

б) силы в передаче

Рисунок 1.6 – Силы, действующие в коническом прямозубом зацеплении

Таблица 1.20 – Расчет сил, действующих в конических прямозубых зацеплениях

Формула	Расчет	Результат
Окружные силы $F_t$ , в ньютонах (Н)		
$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{\eta_{зп} \cdot d_{m2}}$	$\frac{2 \cdot 157670}{0,97 \cdot 170,5}$	1907
Радиальная сила шестерни $F_{r1}$ равна осевой силе колеса $F_{a2}$ , в ньютонах (Н), $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления		
$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot cos\delta_1$	$1907 \cdot tg20^\circ \cdot cos17,745^\circ$	661
Осевая сила шестерни $F_{a1}$ равна радиальной силе колеса $F_{r2}$ , в ньютонах (Н), $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления		
$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot sin\delta_1$	$1907 \cdot tg20^\circ \cdot sin17,745^\circ$	212
Силы нормального давления $F_n$ , в ньютонах (Н), $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления		
$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{cos\alpha}$	$\frac{1907}{cos20^\circ}$	2029

## 2 Конструирование конических зубчатых колес

### 2.1 Ведущее колесо-шестерня

Форма конических 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 заготовки чаще всего получают свободной ковкой с последующей обработкой резанием. Шестерни малых диаметров (близких к среднему диаметру вала) обычно изготавливают за одно целое с валом. На рисунке 2.1 представлена типовая конструкция вала-шестерни. Шестерня заодно с валом изготавливается в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин на внешней стороне зубьев  $d_{fe1}$  и диаметра вала  $d$  составляет не более 1,6.

$$\frac{d_{fe1}}{d} \leq 1,6.$$

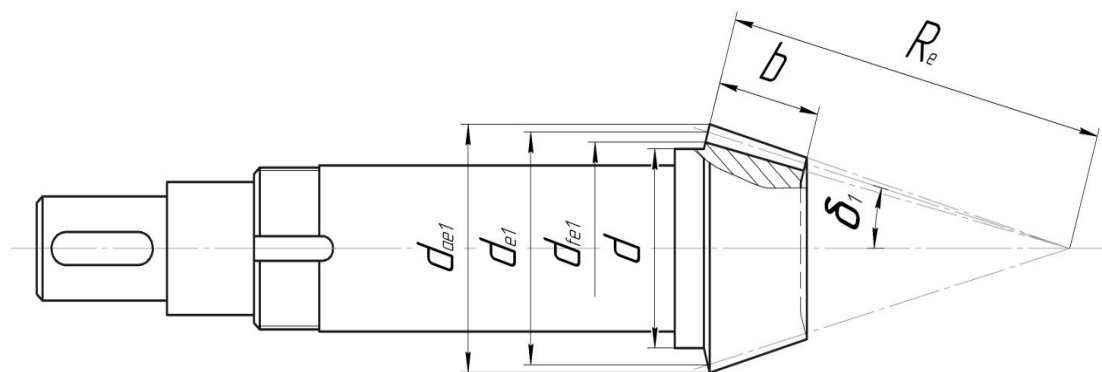


Рисунок 2.1 – Конструкция вала-шестерни (конической)

В противном случае, шестерни изготавливают насадными и их проектирование производят по тем же соотношениям, что и для зубчатых колес. В представленной конструкции вала-шестерни (рисунок 2.1) диаметр впадин зубьев  $d_{fe1}$  больше  $d$ , поэтому на местном разрезе по впадинам след режущего инструмента не виден, что характерно для большинства случаев практики. Напомним, что размеры  $d_{fe1}$ ,  $d_{e1}$ ,  $d_{ae1}$  и  $b$  находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи.





Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)		
Обод	диаметр	то же, что и внешний диаметр окружностей выступов (см. таблицу 1.9)	$d_{ae2}=181,522$	181,522		
	толщина	$C_{об} = (3,0...4,0) \cdot m_m$ должно быть $C_{об} \geq 8$ мм, где $m_m$ – модуль средний	$(3,0...4,0) \cdot 2,13$	6,39...8,52	8	
	ширина	то же, что и ширина зубчатого венца колеса и шестерни (таблица 1.9)	$b = 28$	28		
Ступица	диаметр внутренний	$d_k$ – диаметр вала под колесом берут из расчета тихоходного вала	$d_{вал} = d_k = 53$	53		
	диаметр наружный для...	стали	$d_{cm} = (1,55...1,6) \cdot d_{вал}$	для стали $(1,55...1,6) \cdot 53$	82,2...84,8	85
		чугуна	$d_{cm} = (1,65...1,7) \cdot d_{вал}$			
		легких и цветных сплавов	$d_{cm} = (1,7...1,8) \cdot d_{вал}$			
длина	$L_{cm} = (1,2...1,5) \cdot d_{вал}$	$(1,2...1,5) \cdot 53$	63,6...79,5	71		
Диск	толщина	$C = (0,1...0,17) \cdot R_e$ , но не менее 10 мм	$(0,1...0,17) \cdot 94,48$	9,5...16,1	13	
	радиусы закруглений		$R \geq 6...8$ мм	7		
	уклоны ковочные, штамповочные		$\gamma = 7...10^\circ$	8		
Отверстия	внутренний диаметр обода	$D_0 = d_{fe2} - 2 \cdot b \cos \delta_1$ размер окончательно определяется на стадии вычерчивания колеса	$178,098 - 2 \cdot 28 \cos 17,718$	124,75	125	
	диаметр центральной окружности	$D_{омв} = 0,5 (D_0 + d_{cm})$	$0,5 \cdot (125 - 85)$	110	110	
	диаметры отверстий в диске	$d_{омв} = 0,25 \cdot (D_0 - d_{cm})$	$0,25 \cdot (125 - 85)$	10	10	
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m_m$	$0,5 \cdot 2,13$	1,065	1,5	
	угол	$\alpha_\phi = 45^\circ$				

### 3 Вопросы для самопроверки

1. Каковы основные достоинства конических зубчатых передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? Каковы их недостатки?
2. Почему одно из колес конической зубчатой передачи необходимо устанавливать консольно относительно опор?
3. Назовите основные разновидности форм линии зубьев конических передач, и где (при каких условиях) они применяются?
4. Из каких материалов изготавливают зубчатые колеса конических зубчатых передач?
5. Назовите основные виды термической обработки зубьев зубчатых колес конических зубчатых передач.
6. Как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения для зубьев конических 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 конической передачи?
9. Как определяется передаточное число в конической передаче?
10. Как определяется внешний делительный диаметр конического зубчатого колеса?
11. Как определяются внешнее и среднее конусные расстояния в конической передаче?
12. По какому модулю определяется внешний делительный диаметр шестерни и колеса?
13. По какому модулю определяется средний делительный диаметр шестерни и колеса?
14. Назовите причины, по которым могут выходить из строя конические зубчатые передачи.
15. Как определяют силы, действующие в зацеплении прямозубой конической 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. ГОСТ 4543-2016.Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. – Введен 2017-10-01. – М. : Стандартиформ, 2017. – 32 с.
8. ГОСТ 1050-2013. Metalлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия. – Введен 2015-01-01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 3 с.

9. ГОСТ 977-88. Отливки стальные. Общие технические условия. – Введен 1990-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2004. – 34 с.

10. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 1988-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.

11. ГОСТ 12289-76. Передачи зубчатые конические. Основные параметры. – Введен 1977-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 6 с.

12. ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – Введен 1962-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 4 с.

13. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – Введен 1970-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2004. – 6 с.