

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 ОТКРЫТЫХ 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, 20.03.01 Техносферная безопасность, 22.03.01 Материаловедение и технологии материалов, 23.03.01 Технология транспортных процессов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 27.03.01 Стандартизация и метрология, 27.03.02 Управление качеством

Оренбург
2019

УДК 621.833.1(076.5)
ББК 34.445я7
К48

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

Клещарева, Г.А.

К48 Расчет открытых цилиндрических эвольвентных передач силового привода: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 25 с.

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

УДК 621.833.1(076.5)
ББК 34.445я7

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

Содержание

Введение.....	4
1 Открытые цилиндрические эвольвентные передачи.....	7
1.1 Общие сведения	7
1.2 Исходные данные.....	8
1.3 Выбор материала зубчатых колес	9
2 Последовательность расчета открытых цилиндрических передач	11
2.1 Определение допускаемых напряжений.....	11
2.2 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления.....	12
2.3 Проверочный расчет открытой цилиндрической передачи	17
2.4 Определение сил, действующих в зацеплении	18
3 Конструирование зубчатых колес	19
3.1 Ведущее колесо	19
3.2 Ведомое колесо	20
4 Вопросы для самопроверки	23
Список использованных источников.....	24

Введение

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

Цель расчета: определение основных параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Расчеты открытых зубчатых цилиндрических эвольвентных передач в различных источниках имеют некоторые отличия, так как существуют различные подходы к решению этих вопросов [1 – 7], поэтому в настоящих методических указаниях предложены наиболее общеизвестные, стандартные методики расчета открытых зубчатых эвольвентных передач, рассчитываемых на изгибную прочность, и приведены необходимые справочные данные, что позволяет обучающимся обходиться без дополнительной литературы.

Методические указания содержат рекомендации по расчету, справочный материал и пример расчета цилиндрической открытой передачи. Обычно в заданиях на проектирование студенту предстоит рассчитать только прямозубые эвольвентные передачи внешнего зацепления, поэтому вопросы расчета косозубых и шевронных открытых зубчатых передач, а также передач с внутренним зацеплением в данных методических указаниях не рассматриваются.

Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета открытой цилиндрической эвольвентной 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 (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

(или их части), 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	20.03.01 Техносферная безопасность	«Детали машин и основы конструирования»	ПК-1	способностью принимать участие в инженерных разработках среднего уровня сложности в составе коллектива
3	22.03.01 Материаловедение и технологии материалов	«Детали машин и основы конструирования»	ОПК-3	готовностью применять фундаментальные математические, естественнонаучные и общинженерные знания в профессиональной деятельности
4	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
5	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

Продолжение таблицы 1

№ п/п	Направление подготовки	Наименование дисциплины	Обозначение компетенции	Содержание компетенции
6	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
7	24.03.04 Авиастроение	«Детали машин»	ОПК-4	способность разрабатывать рабочую техническую документацию и обеспечивать оформление законченных конструкторских работ
			ОПК-5	способностью владеть навыками обращения с нормативно-технической документацией и владение методами контроля соответствия разрабатываемой технической документации стандартам, техническим условиям и нормативным документам
			ОПК-13	способностью к выполнению работ по стандартизации и подготовке к сертификации технических средств, систем и оборудования
8	27.03.01 Стандартизация и метрология	«Детали машин и основы конструирования»	ОПК-2	способностью и готовностью участвовать в организации работы по повышению научно-технических знаний, в развитии творческой инициативы, рационализаторской и изобретательской деятельности, во внедрении достижений отечественной и зарубежной науки, техники, в использовании передового опыта, обеспечивающих эффективную работу учреждения, предприятия
			ПК-7	способностью осуществлять экспертизу технической документации, надзор и контроль за состоянием и эксплуатацией оборудования, выявлять резервы, определять причины существующих недостатков и неисправностей в его работе, принимать меры по их устранению и повышению эффективности использования
9	27.03.02 Управление качеством	«Детали машин и основы конструирования»	ПК-3	способностью применять знание задач своей профессиональной деятельности, их характеристики (модели), характеристики методов, средств, технологий, алгоритмов решения этих задач

1 Открытые цилиндрические эвольвентные передачи

1.1 Общие сведения

Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи (рисунок 1.1) применяют при необходимости передачи вращающего момента между валами, оси которых параллельны. Они составляют наиболее распространенную группу механических передач.

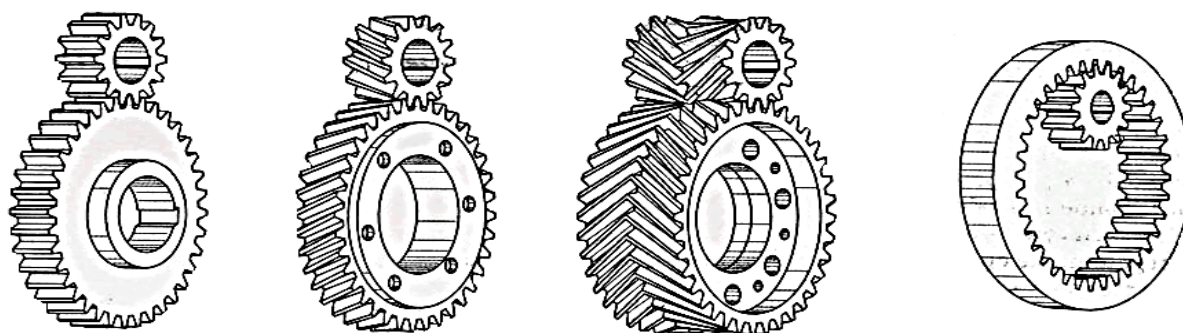
Достоинства:

- высокий коэффициент полезного действия;
- постоянство передаточного числа, возможность реверса;
- долговечность и надежность в работе;
- широкий диапазон моментов, скоростей и передаточных чисел.

Недостатки:

- небольшое передаточное число в режиме работы одной ступени;
- шум при работе на больших скоростях;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.

Цилиндрические зубчатые эвольвентные передачи (рисунок 1.1, а, б, в, г) нашли свое применение в приводах валкового оборудования, а также экструдеров, мешалок, измельчителей, станков самых разнообразных конструкций [1 – 7].



а) прямозубые б) косозубые в) шевронные д) с внутренним зацеплением

Рисунок 1.1 – Передачи цилиндрические зубчатые эвольвентные

В качестве открытых используются зубчатые передачи преимущественно прямозубые внешнего зацепления (в соответствии с рисунком 1.1, а).

1.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета открытой эвольвентной цилиндрической передачи выбирают из приведенных 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) в соответствии с рисунком 1.2.

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

Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.1.

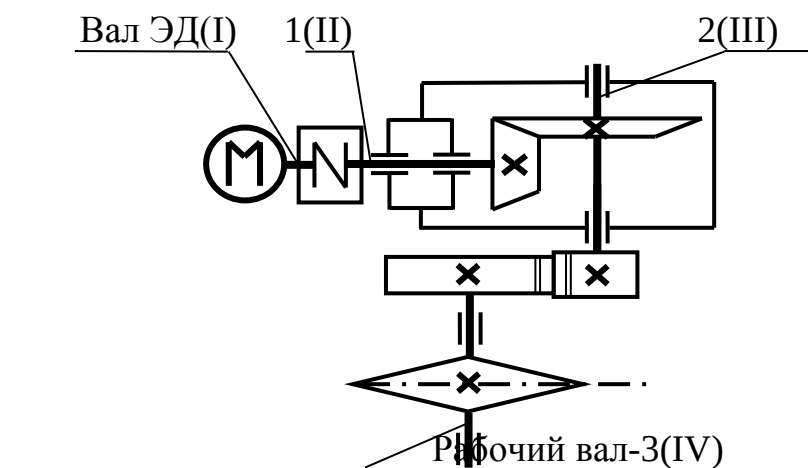


Рисунок 1.2 – Образец схемы привода с открытой цилиндрической передачей

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета открытой цилиндрической передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	T_1	157670
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	T_2	699400
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	n_1	227,3
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	n_2	47,85
Угловая скорость шестерни, $рад/сек$	ω_1	23,79
Передаточное число передачи	u	4,75
Срок службы передачи, $час$	L_h	20000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	<i>нет</i>

1.3 Выбор материала зубчатых колес

Поскольку открытые передачи работают, как правило, с малыми окружными скоростями (не более 1,5 м/с), то для снижения уровня шума они выполняются прямозубыми, а коэффициент динамичности нагрузки K_{FV} на предварительном этапе расчета (ввиду его малости) принимают равным единице. Для данных передач рекомендуют назначать восьмую и девятую степени точности по нормам плавности согласно ГОСТ 1643-81 [8]. Такие передачи прирабатываются при любой твердости активных поверхностей зубьев, но изготавливают их в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей (таблица 1.2, с. 10). В процессе работы открытые передачи интенсивно изнашиваются, из-за попадания пыли и грязи, что и определяет особенности их расчета. Для передач общего назначения, к габаритным размерам которых не предъявляют особых требований, экономически целесообразно применять стали с твердостью $HB \leq 350$, то есть это либо углеродистые стали повышенного качества по ГОСТ 1050-2013 [9] или легированные конструкционные стали по ГОСТ 4543-2016 [10]. Для колес больших размеров (более 900 мм), которые в условиях серийного производства рекомендуется изготавливать из отливок могут быть использованы литейные стали по ГОСТ 977-88 [11].

Обычно для шестерни и колеса выбирают стали одинаковых марок, но с разницей твердостей активных поверхностей зубьев для выравнивания износа во время эксплуатации. Поэтому твердость поверхности зубьев шестерни HB_1 от двадцати до пятидесяти единиц HB выше, чем твердость поверхности колеса HB_2 , так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса:

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

Если передача передает относительно небольшой вращающий момент (до 1000000 Н·мм), то в качестве материала для зубчатых колес обычно применяют углеродистые стали по ГОСТ 1050–2013 [9], а для изготовления колес больших диаметров – литейные стали по ГОСТ 977–88 [11]. Для более нагруженных передач рекомендуется применять легированные стали по ГОСТ 4543–2016 [10].

Таблица 1.2 – Механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, <i>мм</i>	Предел прочности, σ_B , <i>Н/мм²</i>	Предел текучести, σ_T , <i>Н/мм²</i>	Твердость, <i>НВ</i> (средняя)	Термообработка
Стали углеродистые по ГОСТ 1050–2013 [9]					
45	100-500	570	290	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 [10]					
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 [11]					
40Л	Любой	520	290	160	Нормализация
45Л	Любой	540	310	180	
35ГЛ	Любой	590	340	190	Улучшение
35ГСЛ	Любой	790	590	220	

В соответствии с вышеизложенным для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса сталь 45 ГОСТ 1050–2013 [9] (таблица 1.2) с механическими характеристиками, представленными в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Основные характеристики выбранного материала

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , МПа (Н/мм ²)	Предел текучести σ_T , МПа (Н/мм ²)	Твердость, <i>НВ</i> (средняя)	Термо-обработка
Сталь 45	90-120	$\sigma_{B1} = 730$	$\sigma_{T1} = 390$	$HB_1 = 210$	улучшение
Сталь 45	100-500	$\sigma_{B2} = 570$	$\sigma_{T2} = 290$	$HB_2 = 190$	нормализация

2 Последовательность расчета открытых цилиндрических передач

2.1 Определение допускаемых напряжений

В таблице 2.1 (расчет и результат) приведен пример расчета допускаемых напряжений изгиба для материалов шестерни и колеса, а в таблице 2.2 представлено определение числа зубьев шестерни (z_1) и колеса (z_2) и фактического значения передаточного числа.

Таблица 2.1 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с $HB \leq 350$

Параметр	Формула	Расчет	Результат
σ_{Flimb} – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{Flimb_1} = 1,8 \cdot HB_1$	$1,8 \cdot 210$	378
	$\sigma_{Flimb_2} = 1,8 \cdot HB_2$	$1,8 \cdot 190$	342
$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа	$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb_1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{378}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,0$	216
	$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb_2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{342}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,0$	195,4
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354–87 [12]			
$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности при L_h больше 10000 часов			
Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность движения, $Y_A = 1$ – для неререверсивного движения, $Y_A = 0,65$ – для реверсивного движения (нормализованных и улучшенных сталей)			

Таблица 2.2 – Определение числа зубьев и уточнение передаточного числа

Параметр	Формула	Расчет	Результат	
Число зубьев шестерни принимают из условия	$17 \leq z_1 \leq 23$	21		
Число зубьев колеса (округляют до целого)	$z_2 = z_1 \cdot u$	$21 \cdot 4,75$	99,75	100
Уточняют передаточное число	$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$\frac{100}{21}$	4,76	
Расхождение с исходным значением	$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\frac{4,75 - 4,76}{4,75} \cdot 100$	*должно быть $\Delta u \leq 3 \%$	
			– 0,25 %	
*Если Δu больше 3 %, то необходимо изменить значения чисел зубьев и вновь проверить данное условие				

2.2 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

В таблице 2.3 приведен расчет нормального модуля (m , мм) зацепления.

Таблица 2.3 – Определение модуля зацепления (рисунки 2.2, 2.3)

Формула		Расчет		Результат	
Определение по ГОСТ 21354–87 [12] коэффициентов формы зубьев шестерни и колеса (таблица 2.4, с. 13)		Y_{F1} при $z_1=21$	Y_{F2} при $z_2=100$	4,04	3,6
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{216}{4,04}$	$\frac{195,4}{3,6}$	53,47	54,28
Дальнейший расчет ведут по минимальному значению найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес, т.е. по параметрам шестерни					
Определяют коэффициент нагрузки					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$		$K_F = 1 \cdot 1,21 \cdot 1,0$		1,21	
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес.				1,0	
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий для консольного расположения обоих зубчатых колес (шестерни и колеса), приняв предварительно $\Psi_{bd} = 0,4$ и валы опираются на роликоподшипники, т.к. тихоходный вал конического редуктора принято устанавливать именно на этот тип подшипников качения (таблица 2.5, с. 13), рисунок 2.1				1,21	
K_{FV} – коэффициент динамичности на предварительном этапе расчета (см. с. 9)				1,0	
Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, $\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$ (рисунок 2.1)					
при расположении шестерни относительно опор	симметричном	Ψ_{bd} от 0,8 до 1,4			
	несимметричном	Ψ_{bd} от 1,6 до 1,2			
	консольном	Ψ_{bd} от 0,2 до 0,4		0,4	
Коэффициент ширины шестерни относительно модуля		Ψ_{bm} от 6 до 10		8	
Коэффициент износа		γ от 1,25 до 1,4		1,3	
Определяют модуль зацепления					
$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_{F1} \cdot \gamma}{z_1 \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma]_{F1}}}$		$\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 157670 \cdot 1,21 \cdot 4,04 \cdot 1,3}{21 \cdot 8 \cdot 216}}$		3,81* (4,0)	
*Значение модуля необходимо округлить до ближайшего большего стандартного значения ГОСТ 9563–60 [13], причем целесообразно принимать $m \geq 2$ и предпочтение следует отдавать первому ряду (таблица 2.7)					

В таблицах 2.4 – 2.7 приведены справочные данные по значениям коэффициентов формы зубьев по ГОСТ 21354–87 [12], неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta}$ (основные схемы расположения колес относительно опор даны на рисунке 2.1), динамичности нагрузки K_{FV} , модуля m , мм зацепления по ГОСТ 9563–60 [13].

Таблица 2.4 – Значения коэффициента формы зуба Y_F по ГОСТ 21354–87

z или z_v	17	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	80	≥ 90
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 2.5– 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... подшипниках	
	симметричное	несимметричное	шариковых	роликовых
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	-	-

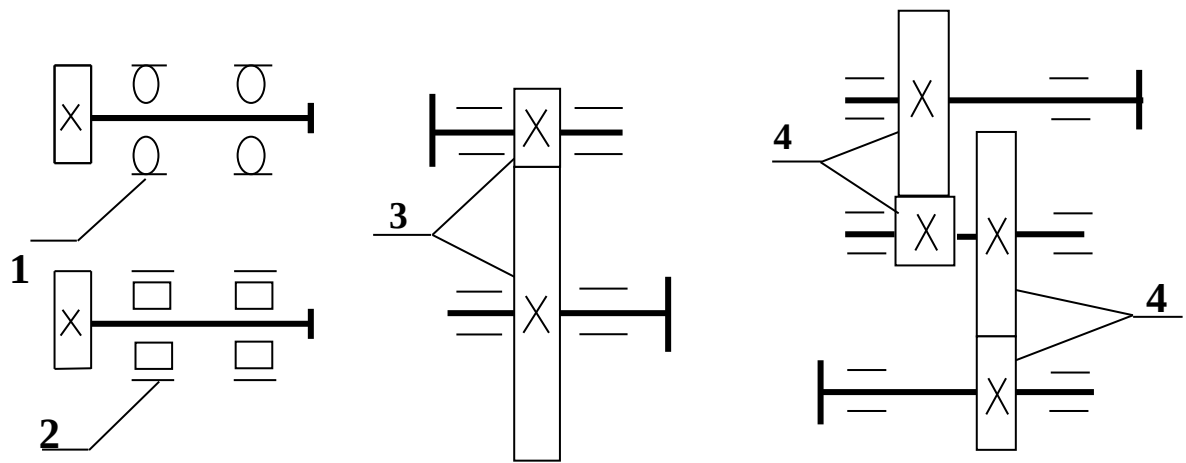
Таблица 2.6 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{FV} (при расчете на изгибную прочность)

Степень точности	Окружная скорость V , м/с		
	до 1	от 1 до 3	от 3 до 8
8	1,1	1,25	1,58
9	1,13	1,35	1,77

Таблица 2.7 – Модуль m , мм по ГОСТ 9563–60 [13]

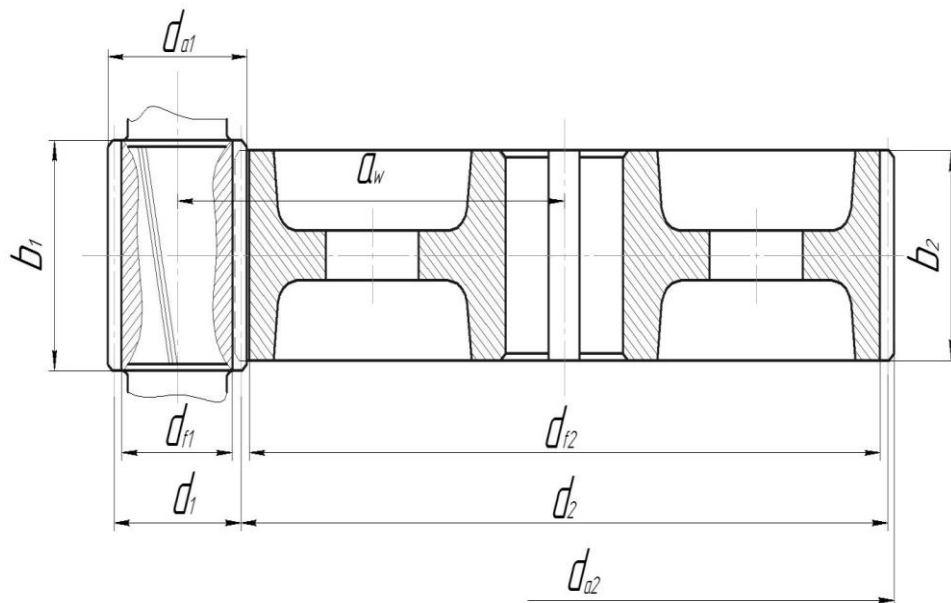
Ряд 1	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0
Ряд 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0

Основные геометрические параметры цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления и конкретно зубьев зубчатых колес представлены на рисунках 2.2 и 2.3.



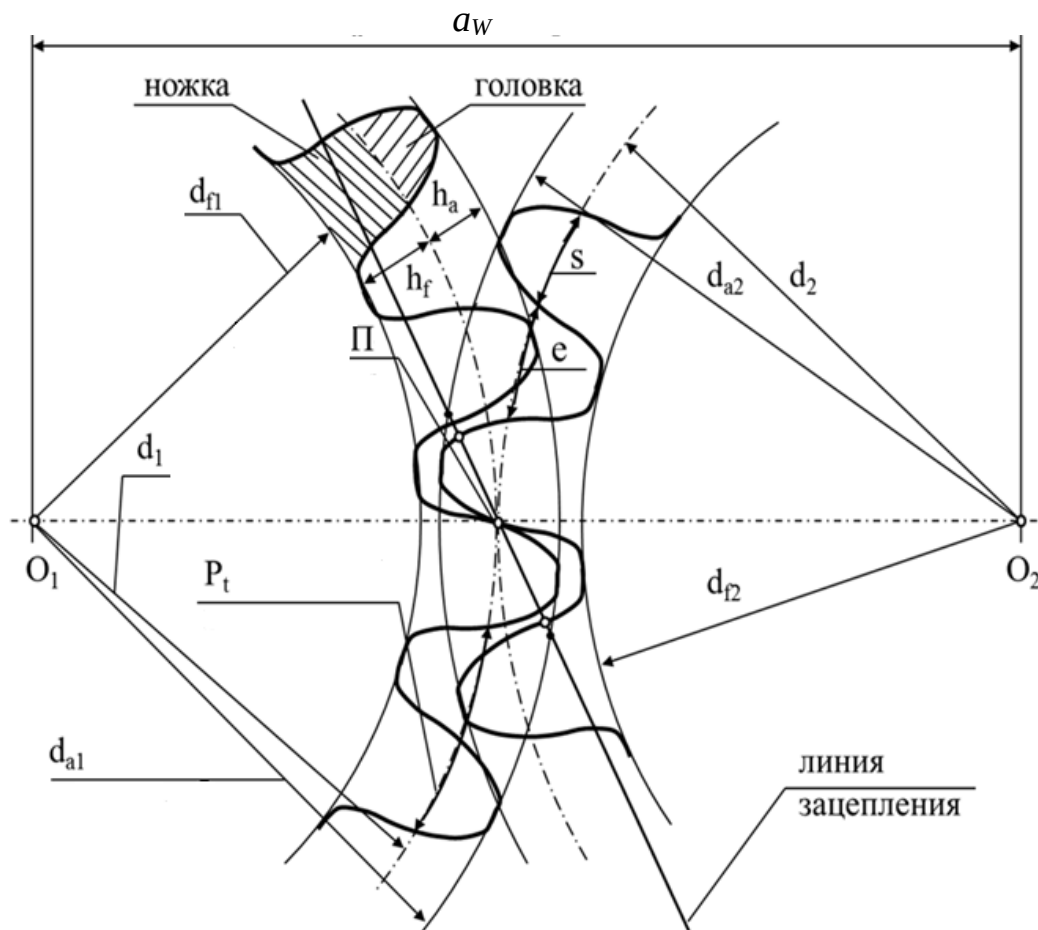
1 – консольное на шариковых подшипниках; 2 – консольное на роликовых подшипниках; 3 – симметричное; 4 – несимметричное.

Рисунок 2.1 – Схемы расположения колес относительно опор



a_w – межосевое расстояние, мм; b_1 и b_2 – ширина зубчатых венцов шестерни и колеса, мм; d_1 и d_2 – делительные диаметры шестерни и колеса, мм;
 d_{a1} и d_{a2} – диаметры окружностей выступов шестерни и колеса, мм;
 d_{f1} и d_{f2} – диаметры окружностей впадин шестерни и колеса, мм.

Рисунок 2.2 – Основные размеры зубьев цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления



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;

Π – полюс зацепления.

Рисунок 2.3 – Основные геометрические параметры зубчатого зацепления

В таблице 2.8 представлен расчет основных геометрических параметров открытой зубчатой эвольвентной передачи, а в таблице 2.9 даны размерные ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [14].

Таблица 2.8 – Основные геометрические параметры передачи, мм

Параметр		Формула	Расчет	Результат
Диаметры делительных окружностей	шестерни	$d_1 = m \cdot z_1$	$4,0 \cdot 21$	84,0
	колеса	$d_2 = m \cdot z_2$	$4,0 \cdot 100$	400
Диаметры окружностей выступов	шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$84,0 + 2 \cdot 4,0$	92,0
	колеса	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	$400 + 2 \cdot 4,0$	408,0
Диаметры окружностей впадин	шестерни	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$	$84,0 - 2,5 \cdot 4,0$	74,0
	колеса	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$	$400 - 2,5 \cdot 4,0$	390
Ширины венцов колец	колеса	$* b_1 = \psi_{bm} \cdot m$	$8 \cdot 4,0$	32 (32)*
	шестерни	$* b_2 = b_1 - 5$	$32 - 5$	27 (28)*
*Значения b_1 и b_2 необходимо округлить по ГОСТ 6636–69 [14] до значения по таблице 2.10, с. 16.				

Таблица 2.9 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69 [14]

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

2.3 Проверочный расчет открытой цилиндрической передачи

Проверочный расчет цилиндрических эвольвентных открытых передач на прочность по напряжениям изгиба приведен в таблице 2.11. Для назначения степени точности изготовления передачи использовать данные таблицы 2.10.

Таблица 2.10 – Предельные окружные скорости для силовых передач V , м/с

Степень точности	Передача прямозубая	
7	Скорость до	10
8		6
9		2

Таблица 2.11 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула	Расчет	Результат	
Определяют окружную скорость, м/с и назначают степень точности изготовления колес (таблица 2.10)			
$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{23,79 \cdot 84,0}{2 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 84,0 \cdot 227,3}{60 \cdot 1000}$	1,0	Степень точности 9
Уточняют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, Ψ_{bd}			
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	$\Psi_{bd} = \frac{32}{84,0}$	0,381	
Уточняют коэффициенты: неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta}$ и динамичности нагрузки K_{FV} : $K_{F\beta} = 1,2$ – для консольного расположения колес при рассчитанном значении $\Psi_{bd} \approx 0,4$ (см. таблицу 2.5); $K_{FV} = 1,13$ – при окружной скорости зубчатых колес около 1 м/с при 9 степени точности изготовления (см. таблицу 2.6).			
Уточняют коэффициент нагрузки, K'_F			
$K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$	$K'_F = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,13$	1,36	
Проверяем прочность зубьев шестерни на изгибную прочность			
$\sigma_F = \frac{2 \cdot T \cdot K'_F}{Z \cdot b \cdot m^2} \cdot Y_F \cdot \gamma \leq [\sigma]_F$	$\frac{2 \cdot 157670 \cdot 1,36}{21 \cdot 32 \cdot 4,0^2} \cdot 4,04 \cdot 1,3$	209,5	Должно быть $\sigma_F < [\sigma]$

Продолжение таблицы 2.11.

Формула	Расчет	Результат
Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (–)		
$\Delta\sigma_F = \frac{[\sigma]_F - \sigma_F}{[\sigma]_F} \cdot 100$	$\frac{216 - 209,5}{216} \cdot 100$	Недогрузка 3,0 % < 10 %
Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на 5 %. Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности, либо изменяют ширины колес b , не выходя за пределы рекомендуемых, либо увеличивают или уменьшают модуль m . Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют.		

2.4 Определение сил, действующих в зацеплении

В прямозубом зацеплении сила нормального давления раскладывается на две составляющие: радиальную и окружную (рисунок 2.1).

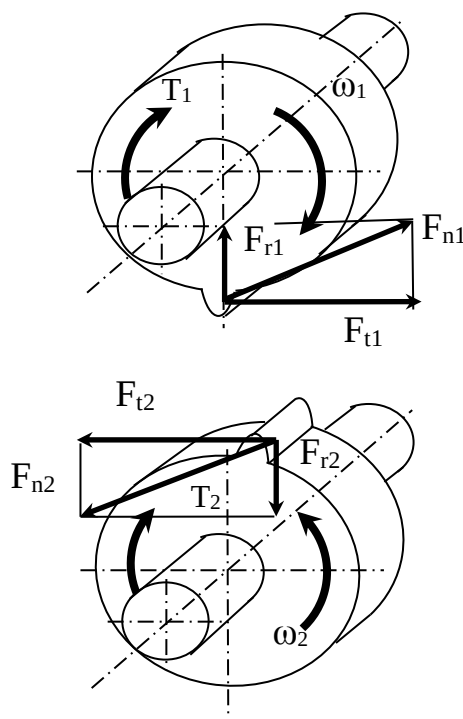


Рисунок 2.1 – Силы, действующие в прямозубом зацеплении

Зависимости для расчета сил, действующих в зацеплении (а также расчёт и результат), представлены в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Расчет сил, действующих в прямозубых передачах, H

Параметр	Формула	Расчет	Результат
Окружные силы	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 157670}{84}$	3754
Радиальные силы	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$3754 \cdot \operatorname{tg} 20$	1366
где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления			
Силы нормального давления	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$	$\frac{3754}{\cos 20}$	3995

3 Конструирование зубчатых колес

3.1 Ведущее колесо

Форма зубчатых колес зависит от их радиальных габаритов и типа (масштаба) производства. Шестерни открытых зубчатых цилиндрических эвольвентных передач (в отличие от шестерен закрытых зубчатых передач) практически всегда изготавливают насадными. Они могут быть выполнены без ступицы и со ступицей (рисунок 3.1) в зависимости от расчётных размеров зубчатого венца и посадочного участка вала под шестерню.

Как правило, шестерни и зубчатые колёса открытых зубчатых передач располагаются на валах консольно. В этом случае коэффициент ширины и, соответственно, ширина зубчатого венца получаются относительно небольшими. Поэтому вариант конструкции шестерни без ступицы (рисунок 3.1, а), когда ширина зубчатого венца шестерни b_1 от одного до двух миллиметров больше длины выходного участка вала применяется довольно редко. Поэтому наиболее часто встречается второй конструктивный вариант шестерни (рисунок 3.1, б), когда шестерня открытой передачи имеет ступицу, длина L_{cm} которой обычно согласуется с длиной выходного конца вала, на которую она насаживается. Диаметр ступицы шестерни находится по тем же зависимостям, что и диаметр ступицы колеса. Для

шестерен небольших диаметров должно обязательно выполняться следующее условие:

$$\frac{d_{f1} - d_{\text{вал}}}{2} \geq 3 \cdot m_n,$$

где d_{f1} – диаметр впадин зубьев шестерни;

$d_{\text{вал}}$ – диаметр отверстия в шестерне под вал.

Напомним, что размеры d_{f1} , d_1 , d_{a1} и b_1 находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 2.8).

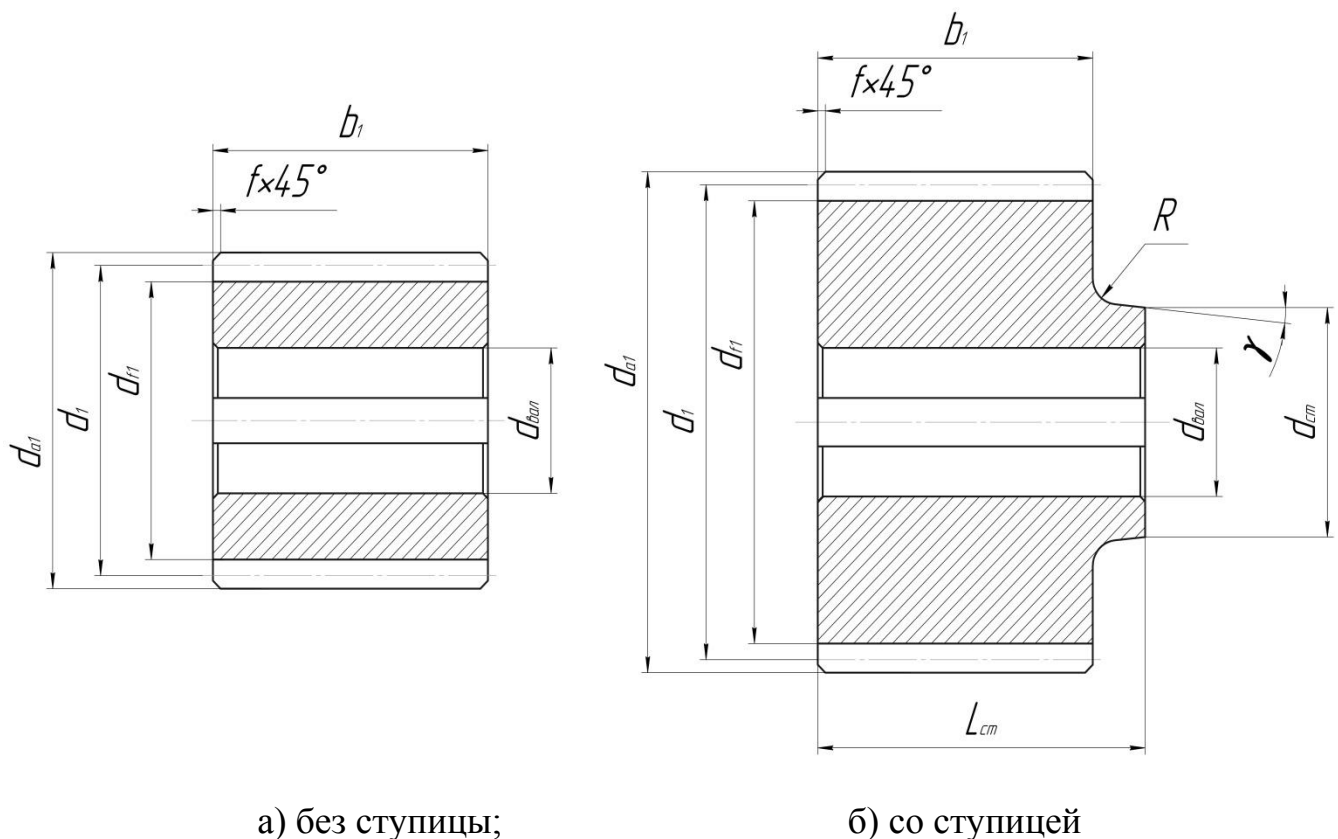


Рисунок 3.1 – Варианты конструкции шестерён

3.2 Ведомое колесо

Рассмотрим конструкцию зубчатого колеса открытой цилиндрической эвольвентной передачи (рисунок 3.2).

Диаметр вала под колесом $d_{\text{вал}}$ определяется по условию обеспечения усталостной прочности 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 $L_{cm} = b_2$ (рисунок 3.2, а). Для зубчатых колес открытых зубчатых передач, которые, как правило, имеют небольшую ширину зубчатого венца, чаще всего ширина ступицы существенно шире ширины зубчатого венца (рисунок 3.2, б). Кроме того, диски зубчатых колес могут иметь отверстия для облегчения конструкции (рисунок 3.2, б), а могут выполняться и без этих отверстий (рисунок 3.2, а).

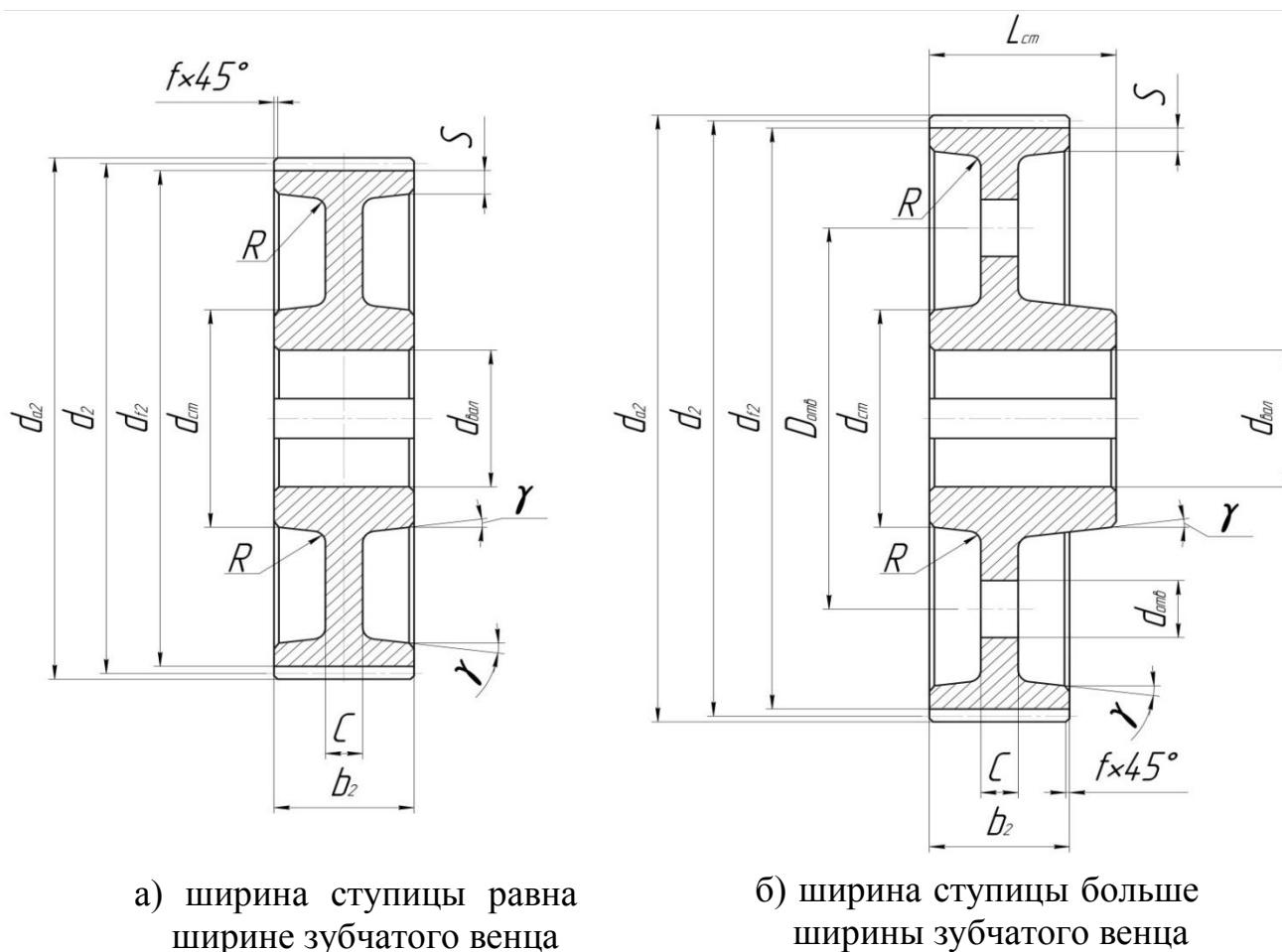


Рисунок 3.2 – Варианты конструкции зубчатых колес

Зависимости, по которым находят размеры основных конструктивных элементов шестерни и колеса приведены в таблице 3.1. В качестве примера

приведен расчет основных конструктивных размеров зубчатого колеса. Полученные по вышеуказанным зависимостям значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69 [14] (таблица 2.9).

Таблица 3.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)	
Обод	диаметр вершин зубьев	d_{a2}	—	408,0	
	толщина	$S = (3,0 \dots 4,0) \cdot m_n$ должно быть $S \geq 8$ мм m_n – модуль зацепления	$S = (3,0 \dots 4,0) \cdot 4,0$	12...16	14
	ширина	b_2 (ширина колеса)	—	28	
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$	—	48	
	диаметр наружный для...	стали $d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) \cdot d_{вал}$	$(1,5 \dots 1,55) \cdot 48$	72...74,4	75
		чугуна $d_{cm} = (1,55 \dots 1,6) \cdot d_{вал}$	—	—	—
		легких или цветных сплавов $d_{cm} = (1,6 \dots 1,7) \cdot d_{вал}$	—	—	—
	длина	$L_{cm} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$, но зависит от длины соответствующего участка вала	$(1,0 \dots 1,5) \cdot 48$	48...72	60
Диск	толщина	$C \geq 0,25 \cdot b_2$	$C \geq 0,25 \cdot 28$	7,0	8,0
	радиусы закруглений и уклон	$R \geq 6 \dots 8$ мм; $\gamma = 7 \dots 10^\circ$	—	$R = 6$ мм; $\gamma = 7^\circ$	
Отверстия	диаметр центральной окружности находится	$D_{омб} = 0,5 \cdot (d_{f2} - 2 \cdot S + d_{cm})$	$0,5 \cdot (390 - 2 \cdot 14 + 75)$	218,5	218
	диаметры отверстий в диске	$d_{омб} = (d_{f2} - 2 \cdot S - d_{cm})/4$	$(390 - 2 \cdot 14 - 75)/4$	71,75	70
Размер фаски на торцах зубьев		$f = 0,5 \cdot m_n$ $\alpha_\phi = 45^\circ$	0,5 4,0	2,0	2,0

4 Вопросы для самопроверки

1. Каковы основные достоинства открытых зубчатых цилиндрических передач по сравнению с ременными и цепными передачами? Каковы их недостатки?
2. Из каких материалов изготавливают зубчатые колеса открытых цилиндрических эвольвентных зубчатых передач?
3. Почему зубья шестерни должны быть на 20...50 НВ тверже, чем зубья колеса?
4. Назовите основные виды термической обработки зубьев зубчатых колес открытых цилиндрических эвольвентных зубчатых передач.
5. По какому условию прочности производится расчет открытых цилиндрических эвольвентных зубчатых передач?
6. Как определяются допускаемые изгибные напряжения для зубьев открытых цилиндрических передач?
7. Назовите основной параметр материала, который оказывает решающее влияние на величину допускаемых изгибных напряжений.
8. Какой геометрический параметр определяют при проектном расчете открытой цилиндрической передачи?
9. Как рассчитывается делительный диаметр зубчатого колеса?
10. Как вычисляют диаметры окружностей вершин и впадин зубьев?
11. Как определяют силы, действующие в зацеплении открытой прямозубой цилиндрической передачи?
12. По каким причинам открытые зубчатые передачи выходят из строя?

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. : 60х90 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. Решетов, С. Ю. 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 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – Введен 1981-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 44 с.

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

10. ГОСТ 4543-2016. Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. – Введен 2017-10-01. – М. : Стандартинформ, 2017. – 32 с.

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

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