

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

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

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

# **РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ**

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург  
2018

УДК 621.833.1(076.5)

ББК 34.445я7

К48

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

**Клещарёва, Г.А.**

К48

Расчет открытых цилиндрических передач механических приводов: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 21 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов открытых механических передач в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Основы проектирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника. Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.833.1(076.5)

ББК 34.445я7

© Клещарева Г.А.,  
Решетов С.Ю.,  
Чирков Ю.А., 2018  
© ОГУ, 2018

## Содержание

Введение.....	4
1 Открытые цилиндрические эвольвентные передачи.....	5
1.1 Общие сведения .....	5
1.2 Исходные данные.....	6
1.3 Выбор материала зубчатых колес .....	7
2 Последовательность расчета открытых цилиндрических передач.....	8
2.1 Определение допустимых напряжений .....	8
2.2 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления.....	9
2.3 Проверочный расчет открытой цилиндрической передачи .....	12
2.4 Определение сил, действующих в зацеплении .....	13
3 Конструирование зубчатых колес.....	14
3.1 Ведущее колесо .....	14
3.2 Ведомое колесо .....	15
Список использованных источников.....	18
Приложение А ( <i>справочное</i> ) Параметры, необходимые для расчетов.....	19

## Введение

В настоящих методических указаниях изложена методика расчета открытых цилиндрических передач, используемых в силовых приводах, изучаемых обучающимися в курсах «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования» и других. Указания способствуют ускорению и унификации выполнения и оформления расчетов открытых передач в курсовых проектах и работах, а также реализации некоторых компетенций: ПК-5 умением учитывать технические и эксплуатационные параметры деталей и узлов изделий машиностроения при их проектировании; ОПК-7 умением использовать современные программные средства подготовки конструкторско-технологической документации..

Цель расчета: определение параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Расчеты открытых передач в различных источниках имеют некоторые отличия, так как существуют различные подходы к решению этих задач, поэтому в данной работе предложены наиболее общеизвестные, стандартные методики расчета открытых передач и приведены необходимые справочные данные, что позволяет студентам обходиться без дополнительной литературы.

Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета цилиндрической открытой передачи. В заданиях на проектирование представлены прямозубые эвольвентные передачи только внешнего зацепления.

В методических указаниях использована 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.

# 1 Открытые цилиндрические эвольвентные передачи

## 1.1 Общие сведения

Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи (рисунок 1.1) применяют при необходимости передачи вращающего момента между валами с параллельными осями. Они составляют наиболее распространенную группу механических передач.

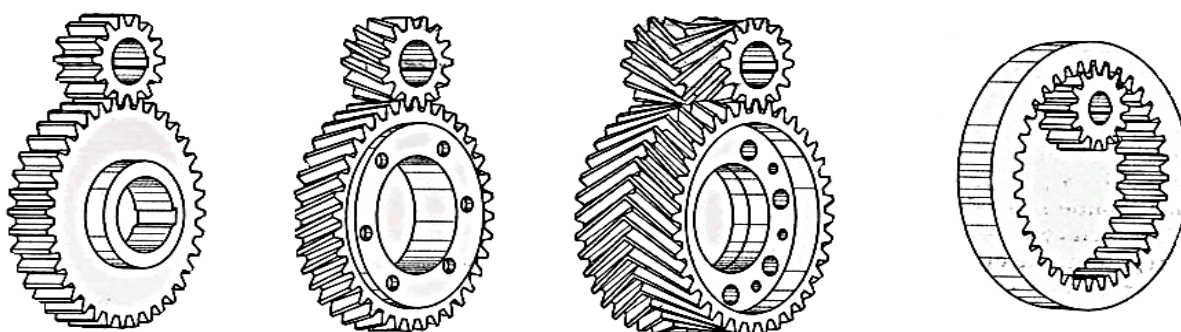
Достоинства:

- 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 передачи (рисунок 1.1) успешно нашли свое применение в приводах валкового оборудования, а также экструдеров, мешалок, самых разнообразных измельчителей, станков самых разнообразных конструкций.



а) прямозубые; б) косозубые; в) шевронные; г) с внутренним зацеплением.

Рисунок 1.1 – Передачи цилиндрические

## 1.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета открытой эвольвентной цилиндрической 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 1.2).

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.

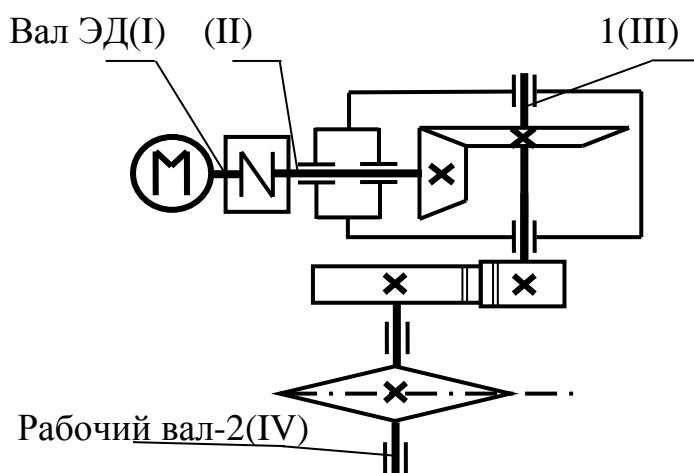


Рисунок 1.2 – Образец схемы привода с открытой цилиндрической передачей

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета открытой цилиндрической передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	$T_1$	95544
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	$T_2$	279847
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	$n_1$	225,079
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	$n_2$	71,659
Угловая скорость шестерни, $рад/сек$	$\omega_1$	23,558
Передаточное число передачи	$u$	3,141
Срок службы передачи, $час$	$L_h$	20000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	<i>есть</i>

### 1.3 Выбор материала зубчатых колес

Поскольку открытые передачи работают, как правило, с малыми окружными скоростями (менее 1 м/с), то они выполняются прямозубыми, а коэффициент динамичности принимают равным единице. Для данных передач рекомендуют назначать восьмую и девятую степени точности по нормам плавности согласно ГОСТ 1643–81. Такие передачи прирабатываются при любой твердости активных поверхностей зубьев, но изготавливают их в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей (таблица А.1 приложения А, с. 18). 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  $HB \leq 350$ .

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  $HB_1$  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:

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

Здесь и далее в столбцах (расчет и результат) таблиц 1.2, 2.1 – 2.6, 3.1 приведен пример расчета зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.2). В соответствии с вышеизложенным для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса сталь 45 ГОСТ 1050–2013 (таблица А.1 приложения А, с.18) со следующими механическими характеристиками.

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 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

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

Параметр	Формула	Расчет	Результат
$\sigma_{Flimb}$ – предел 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 изгибные напряжения, МПа	$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb_1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{378}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,65$	140,4
	$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb_2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{342}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,65$	127,03
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354–87			
$Y_{N2} = 1; Y_{N1} = 1$ – 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)			

Таблица 2.2 – Определение числа зубьев и уточнение передаточного числа

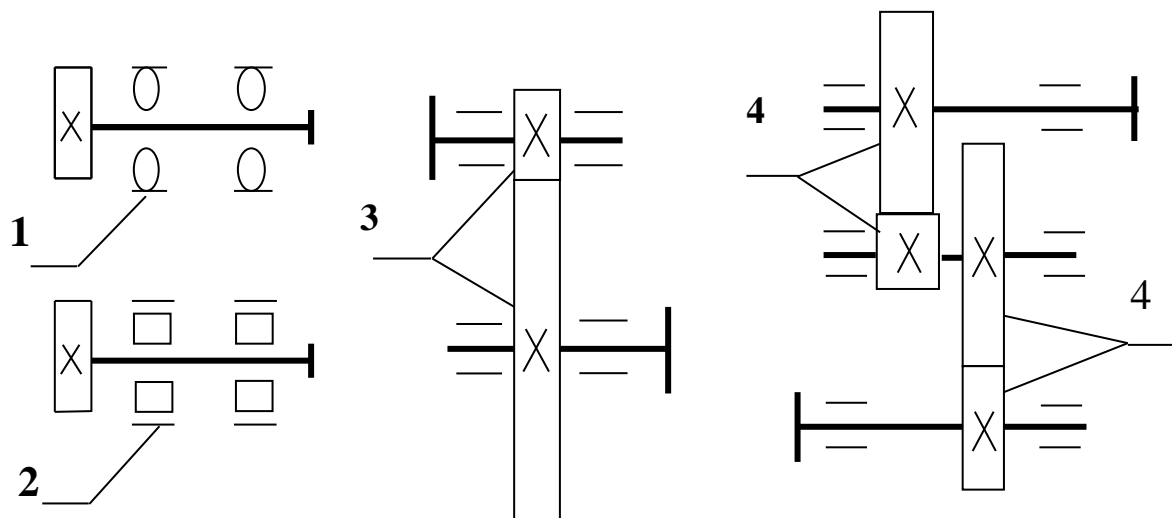
Параметр	Формула	Расчет	Результат
Число зубьев шестерни принимают из условия	$17 \leq z_1 \leq 23$		19
Число зубьев колеса (округляют до целого)	$z_2 = z_1 \cdot u$	$19 \cdot 3,141$	59,68   60
Уточняют передаточное число	$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$\frac{60}{19}$	3,158
Расхождение с исходным значением	$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\frac{3,141 - 3,158}{3,141} \cdot 100$	*должно быть $\Delta u \leq 3 \%$
			– 0,54 %
*Если $\Delta u$ больше 3 %, то необходимо изменить значения чисел зубьев и вновь проверить данное условие			



## 2.2 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

Таблица 2.3 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунки 2.2, 2.3)

Формула		Расчет		Результат	
Определяют по ГОСТ 21354–87 коэффициенты формы зуба (таблица А.5 приложения А, с. 21)		$Y_{F1}$	$Y_{F2}$	4,185	3,62
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{140,4}{4,185}$	$\frac{127,03}{3,62}$	33,55	35,1
Дальнейший расчет ведут по <i>минимальному значению</i> найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес					
Определяют коэффициент нагрузки					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$		$K_F = 1 \cdot 1,37 \cdot 1,2$			1,644
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для <i>прямозубых колес</i> .					1
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица А.6 приложения А, с. 21) рисунок 2.1					1,37
$K_{FV}$ – коэффициент динамичности (таблица А.8 приложения А, с. 21)					1,2
Выбирают коэффициенты:					
Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, $\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$ (рисунок 2.1)					
при расположении шестерни относительно опор	симметричном	$\Psi_{bd}$ от 0,8 до 1,4			
	несимметричном	$\Psi_{bd}$ от 1,6 до 1,2			
	консольном	$\Psi_{bd}$ от 0,2 до 0,4			0,4
Коэффициент ширины шестерни относительно модуля		$\Psi_{bm}$ от 6 до 10			8
Коэффициент износа		$\gamma$ от 1,25 до 1,4			1,375
Определяют модуль зацепления					
$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \gamma}{z \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}$		$\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 95544 \cdot 1,644 \cdot 4,185 \cdot 1,375}{19 \cdot 8 \cdot 140,4}}$			4,392* (4,5)
*Значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения ГОСТ 9563–60, причем целесообразно принимать $m \geq 2$ и предпочтение следует отдавать первому ряду (таблица А.2, приложения А, с. 19)					



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

Рисунок 2.1 – Схемы расположения колес относительно опор

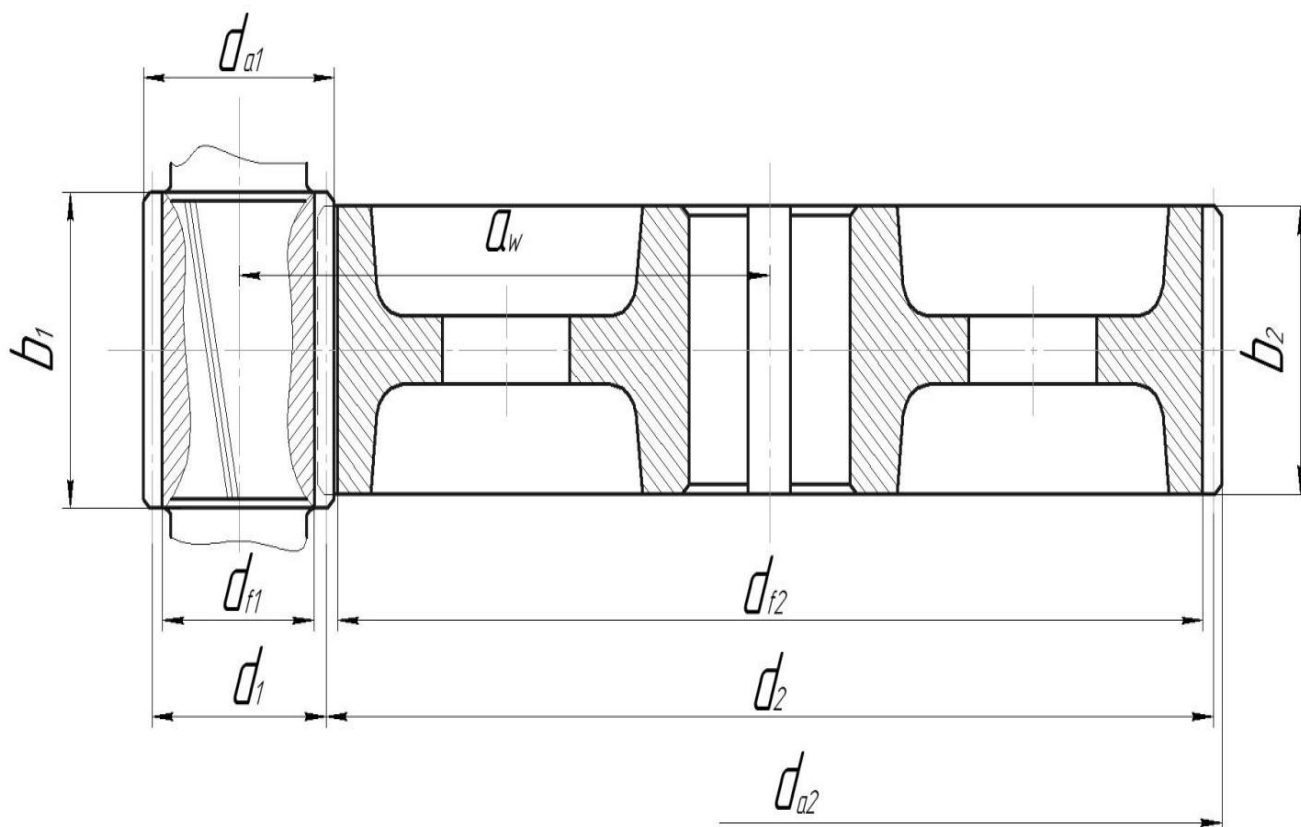


Рисунок 2.2 – Основные геометрические параметры цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления

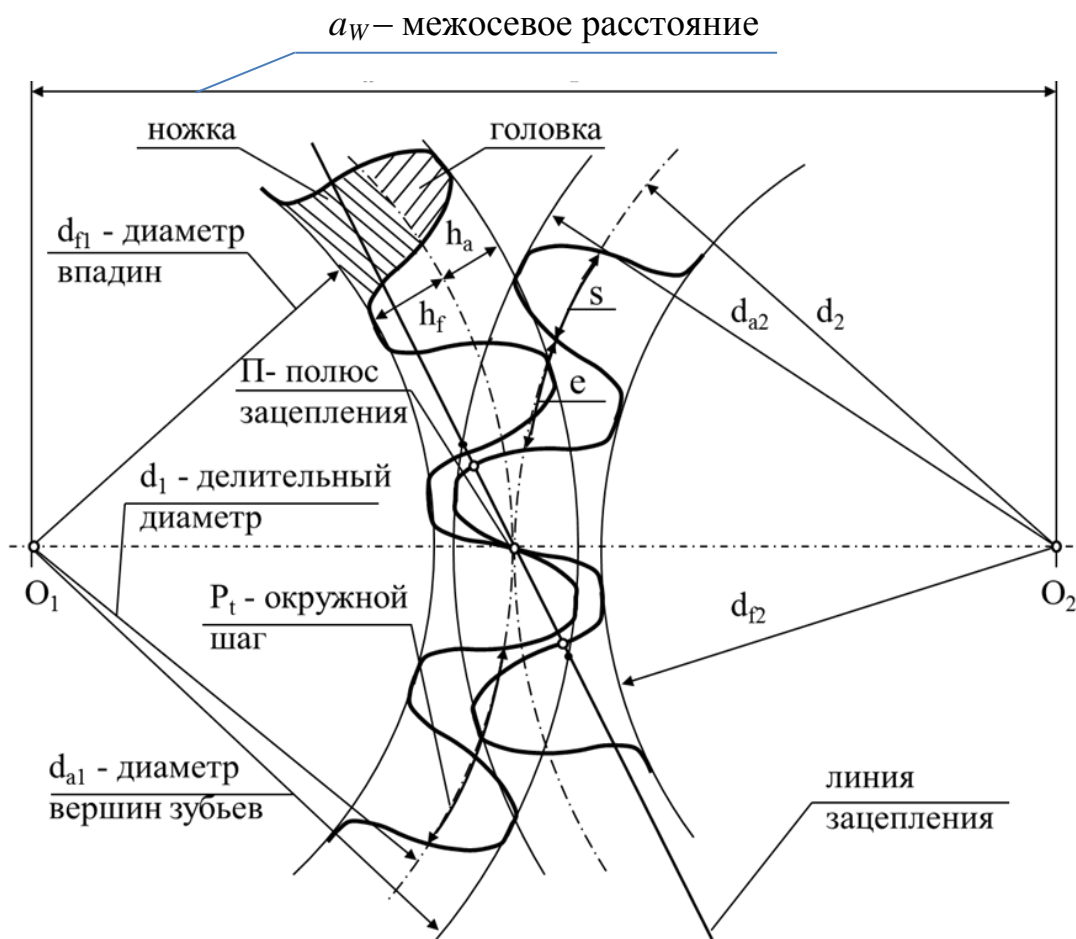


Рисунок 2.3 – Основные геометрические параметры зубчатого зацепления

Таблица 2.4 – Основные геометрические параметры передачи, мм (рисунок 2.3)

Параметр		Формула	Расчет	Результат
Диаметры делительных окружностей	шестерни	$d_1 = m \cdot z_1$	$4,5 \cdot 19$	85,5
	колеса	$d_2 = m \cdot z_2$	$4,5 \cdot 60$	270
Диаметры окружностей выступов	шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$85,5 + 2 \cdot 4,5$	94,5
	колеса	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	$270 + 2 \cdot 4,5$	270
Диаметры окружностей впадин	шестерни	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$	$85,5 - 2,5 \cdot 4,5$	74,25
	колеса	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$	$270 - 2,5 \cdot 4,5$	258,75
Ширины венцов колец	колеса	$* b_1 = \psi_{bm} \cdot m$	$8 \cdot 4,5$	36 (36)*
	шестерни	$* b_2 = b_1 - 5$	$36 - 5$	31 (32)*

\*Значения  $b_1$  и  $b_2$  необходимо округлить по ГОСТ 6636–69 до значения по таблице А.3 приложения А, с. 20.

## 2.3 Проверочный расчет открытой цилиндрической передачи

Таблица 2.5 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула	Расчет	Результат	
Определяют окружную скорость, <i>м/с</i> и назначают степень точности изготовления колес (таблица А.4 приложение А)			
$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{23,558 \cdot 85,5}{2 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 85,5 \cdot 225,079}{60 \cdot 1000}$	1,0	Степень точности 9
Уточняют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, $\Psi_{bd}$			
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	$\Psi_{bd} = \frac{36}{85,5}$	0,421	
Уточняют коэффициент нагрузки, $K'_F$			
$K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$	$K'_F = 1 \cdot 1,37 \cdot 1,2$	1,644	
$\sigma_F = \frac{2 \cdot T \cdot K'_F}{Z \cdot b \cdot m^2} \cdot Y_F \cdot \gamma \leq [\sigma]_F$	$\frac{2 \cdot 95544 \cdot 1,644}{19 \cdot 36 \cdot 4,5^2} \cdot 4,185 \cdot 1,375$	130	Должно быть $\sigma_F < [\sigma]$
Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (-)			
$\Delta\sigma_F = \frac{[\sigma]_F - \sigma_F}{[\sigma]_F} \cdot 100$	$\frac{140,4 - 130}{140,4} \cdot 100$	Недогрузка 7 % < 10 %	
<p>Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на 5 %.</p> <p>Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности, либо изменяют ширины колес <i>b</i>, не выходя за пределы рекомендуемых, либо увеличивают или уменьшают модуль <i>m</i>.</p> <p>Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют.</p>			

## 2.4 Определение сил, действующих в зацеплении

В прямозубом зацеплении сила нормального давления раскладывается на две составляющие: радиальную и окружную (рисунок 2.4).

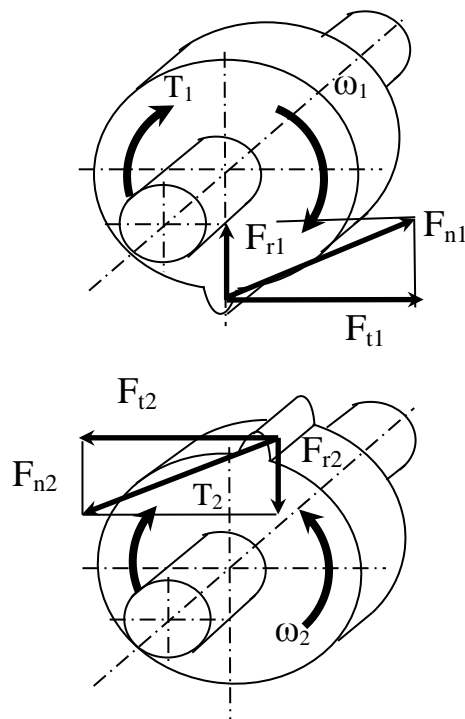


Рисунок 2.4 – Силы, действующие в прямозубом зацеплении

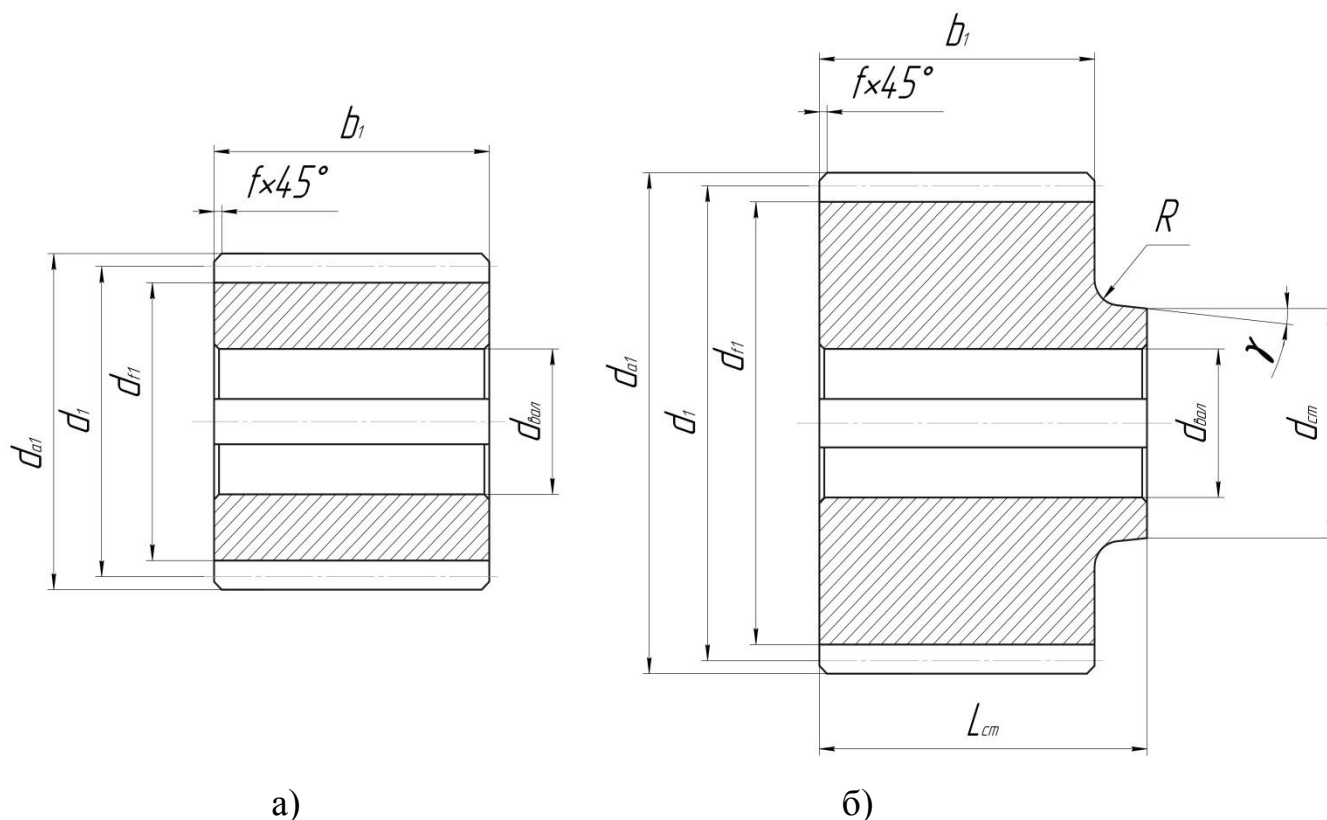
Таблица 2.6 – Расчет сил, действующих в прямозубых передачах, *H*

Параметр	Формула	Расчет	Результат
Окружные силы	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 95544}{85,5}$	2235
Радиальные силы	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$2235 \cdot \operatorname{tg} 20$	813
Где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления			
Силы нормального давления	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$	$\frac{2235}{\cos 20}$	2378

### 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.



а) без ступицы; б) со ступицей

Рисунок 3.1 – Варианты конструкции шестерён

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:

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

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин зубьев шестерни;

$d_{вал}$  – диаметр вала под шестерней.

Напомним, что размеры  $d_{f1}$ ,  $d_1$ ,  $d_{a1}$  и  $b_1$  находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 2.4).

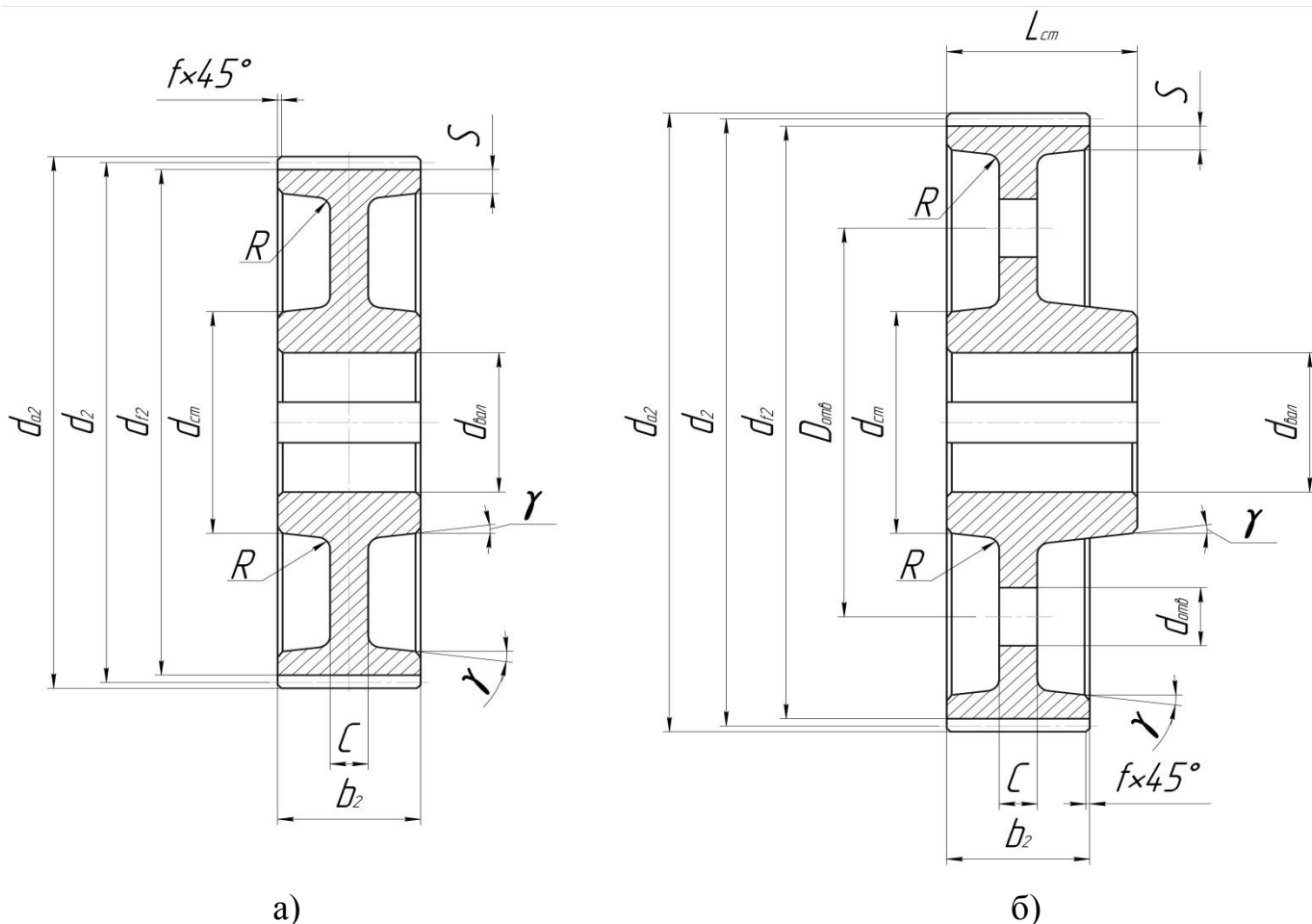
### 3.2 Ведомое колесо

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

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



а) ширина ступицы равна ширине зубчатого венца; б) ширина ступицы больше ширины зубчатого венца.

Рисунок 3.2 – Варианты конструкции зубчатых колес

Зависимости, по которым находят размеры основных конструктивных элементов шестерни и колеса приведены в таблице 3.1. Полученные по вышеуказанным зависимостям значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69 (таблица А.3, приложения А).



Таблица 3.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)	
Обод	диаметр вершин зубьев	$d_{a2}$			
	толщина	$S = (3,0 \dots 4,0) \cdot m_n$ должно быть $S \geq 8$ мм $m_n$ – модуль зацепления			
	ширина	$b_2$ (ширина колеса)			
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$			
	диаметр наружный для...	стали $d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) \cdot d_{вал}$			
		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				
Диск	толщина	$C \geq 0,25 \cdot b_2$			
	радиусы закруглений и уклон	$R \geq 6 \dots 8$ мм $\gamma = 7 \dots 10^\circ$			
Отверстия	диаметр центральной окружности находится	$D_{омс} = 0,5 \cdot (d_{f2} - 2 \cdot S + d_{cm})$			
	диаметры отверстий в диске	$d_{омс} = (d_{f2} - 2 \cdot S - d_{cm}) / 4$			
Размер фаски на торцах зубьев		$f = 0,5 \cdot m_n$ $\alpha_\phi = 45^\circ$			

## Список использованных источников

1. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с. : ил., черт. – Б. ц. – ISBN 5-7406-0257-2.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия». – 2008. – 496 с. : ил. – (Высшее профессиональное образование). – Библиогр. : с. 493. – ISBN 978-5-7695-4929-8.
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / Д. В. Чернилевский. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с. : ил. – ISBN 5-217-03190-2.
4. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач : учебное пособие / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. : 60x90 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). – ISBN 978-5-16-004470-5. – Режим доступа : <http://znanium.com/bookread2.php?book=368442>.
5. Кушнарченко, В. М. Основы проектирования передаточных механизмов : учебное пособие для высших учебных заведений / В. М. Кушнарченко, В. П. Ковалевский, Ю. А. Чирков. – Оренбург : РИК ГОУ ОГУ, 2003. – 251 с. : ил.
6. Кушнарченко, В. М. Прикладная механика : механизмы приборов : учебное пособие / В. М. Кушнарченко, Р. Н. Узяков, Г. А. Клещарева. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2005. – 441 с. : ил.
7. Расчет открытых и закрытых зубчатых цилиндрических передач: методические указания / С. Ю. Решетов, Г. А. Клещарева, В. С. Репях, С. Т. Сейтпанов. – Оренбург : ОГУ, 2014. – 46 с.

## Приложение А (справочное)

### Параметры, необходимые для расчетов

Таблица А.1 – 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>HВ</i> (средняя)	Термообработка	
<b>Стали углеродистые по ГОСТ 1050–2013</b>						
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	
<b>Стали легированные по ГОСТ 4543–2016</b>						
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		
<b>Стали литейные по ГОСТ 977–88</b>						
40Л	Любой	520	290	160		Нормализация
45Л	Любой	540	310	180		
35ГЛ	Любой	590	340	190	Улучшение	
35ГСЛ	Любой	790	590	220		

Таблица А.2 – Модуль *t*, мм по ГОСТ 9563–60

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

Для простановки линейных размеров (диаметров, длин, высот и других элементов) стандартом устанавливаются ряды, приведенные в таблице А.3.

Таблица А.3 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69

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

Таблица А.4 – Предельные окружные скорости для силовых передач  $V$ , м/с

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

Таблица А.5 – Значения коэффициента формы зуба  $Y_F$

$z$ или $z_v$	17	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	80	$\geq 90$
$Y_F$	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 А. 6 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{HV}$  (при расчете на контактную прочность)

Передача	Окружная скорость $V$ , м/с		
	до 2	до 6	до 10
	Степень точности		
	9	8	8
прямозубая	1,1	1,05	-

Таблица А.7 – 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 А.8 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{FV}$  (при расчете на изгибную прочность)

Степень точности	Окружная скорость $V$ , м/с	
	до 3	от 3 до 8
8	1,25	1,45
9	1,2	1,62