

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

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

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

РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ 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 621.833.1.061.1(076.5)

ББК 34.446я7

К48

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

Клещарёва, Г.А.

К48

Расчет закрытых цилиндрических передач механических приводов: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 26 с.

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

УДК 621.833.1.061.1(076.5)

ББК 34.445я7

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

Содержание

| | |
|---|----|
| Введение..... | 4 |
| 1 Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач..... | 5 |
| 1.1 Общие сведения | 5 |
| 1.2 Исходные данные..... | 7 |
| 1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки | 8 |
| 1.4 Определение допускаемых напряжений | 9 |
| 1.5 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления.... | 10 |
| 1.6 Проверочные расчеты передачи..... | 15 |
| 1.7 Определение сил, действующих в зацеплении | 17 |
| 2 Конструирование цилиндрических зубчатых колес..... | 18 |
| 2.1 Ведущее колесо | 18 |
| 2.2 Ведомое колесо | 19 |
| Список использованных источников | 22 |
| Приложение А (справочное) Параметры, необходимые для расчетов..... | 23 |

Введение

В настоящих методических указаниях изложена методика расчета закрытых цилиндрических передач, используемых в силовых приводах, изучаемых обучающимися в курсах «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Детали мехатронных модулей» и других. Указания способствуют ускорению и унификации выполнения и оформления расчетов закрытых передач в курсовых проектах и работах, а также реализации некоторых компетенций: ОПК-3 владением современными информационными технологиями, готовностью применять современные средства автоматизированного проектирования и машинной графики при проектировании систем и их отдельных модулей, а также для подготовки конструкторско-технологической документации;

Цель расчета: определение параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Для закрытых передач проектный расчет выполняют исходя из условия обеспечения прочности на выносливость по допускаемым контактным напряжениям. Определив на основе этого расчета размеры колес и параметры зацепления, выполняют проверочный расчет на контактную прочность и на выносливость зубьев по напряжениям изгиба, чтобы установить, не появляется ли опасность усталостного разрушения (выкрашивания) зубьев – основного вида отказа данного типа передач.

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

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.

1 Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач

1.1 Общие сведения

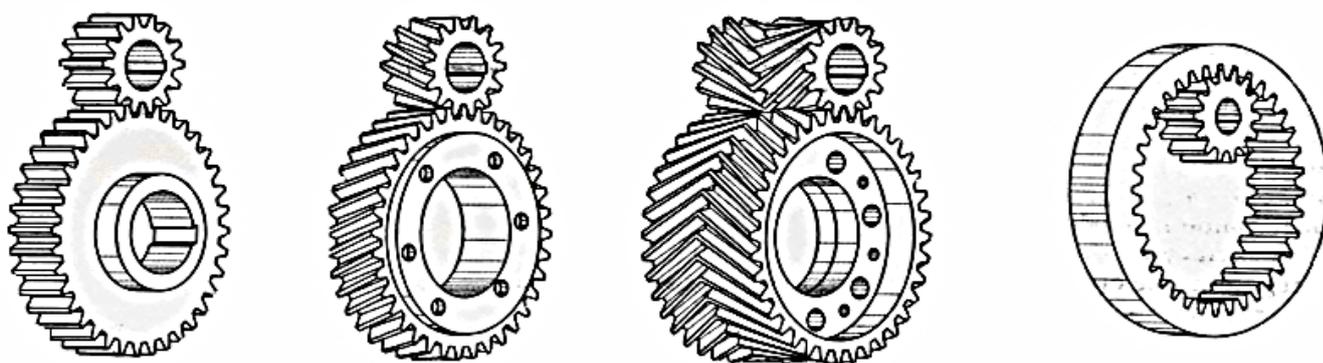
Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи (рисунок 1.1) применяют при необходимости передачи вращающего момента между валами с параллельными осями. Они составляют, наиболее распространенную группу механических передач.

Достоинства:

- сравнительно малые габариты;
- 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.



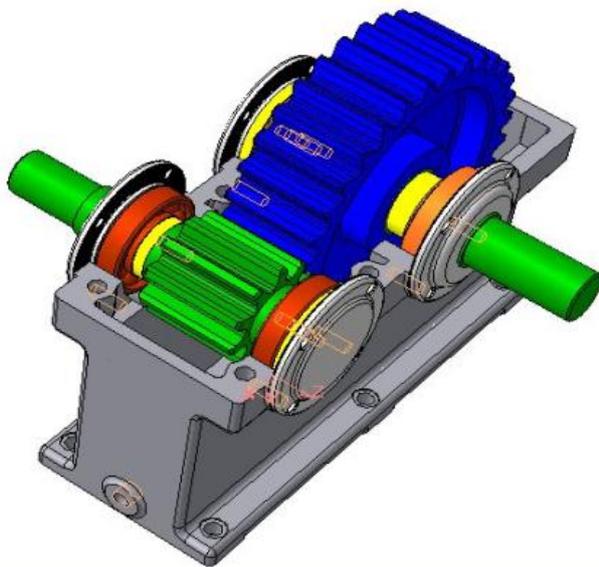
а) прямозубые; б) косозубые; в) шевронные; г) с внутренним зацеплением.

Рисунок 1.1 – Передачи цилиндрические

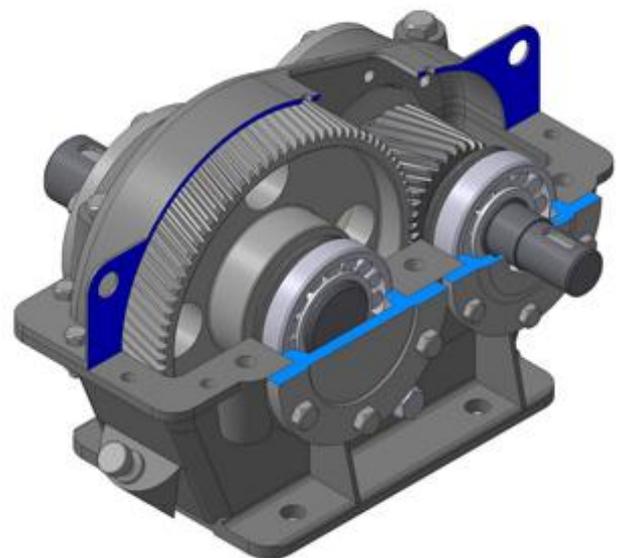
Цилиндрические редукторы (рисунок 1.2) применяют в приводах валкового оборудования, а также экструдеров, мешалок, самых разнообразных измельчителей, станков самых разнообразных конструкций.



а) в собранном виде;



б) со снятой крышкой прямозубый;



в) со снятой крышкой косозубый.

Рисунок 1.2 – Редукторы цилиндрические

1.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета закрытой 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 1.3).

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

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

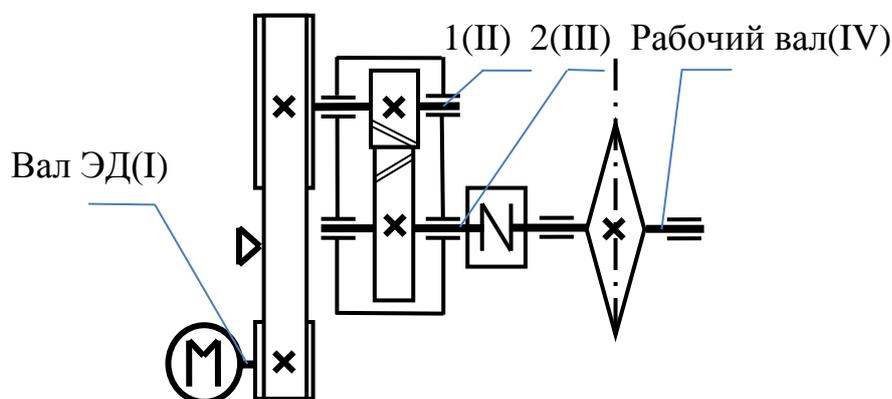


Рисунок 1.3 – Образец схемы задания привода с цилиндрическим редуктором

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета закрытой цилиндрической передачи

| Наименование параметра, единица измерения | Обозначение | Исходные данные примера |
|---|------------------|-------------------------|
| Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$ | T_1 | 64737 |
| Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$ | T_2 | 282593 |
| Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$ | n_1 | 322,471 |
| Частота вращения колеса, $мин^{-1}$ | n_2 | 71,66 |
| Угловая скорость шестерни, $рад/сек$ | ω_1 | 33,752 |
| Передаточное число передачи | u | 4,5 |
| Срок службы передачи, час | L_h | 20000 |
| Наличие реверса | <i>есть; нет</i> | <i>есть</i> |

1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки

В редукторостроении, 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 на двадцать – пятьдесят единиц HB принимают выше, чем твердость поверхности колеса HB_2 , так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса:

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

Здесь и далее в столбцах (расчет и результат) таблиц 1.2 – 1.12, 2.1 приведен пример расчета зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.3). В соответствии с вышеизложенным, для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса сталь 45 ГОСТ 1050-2013 (таблица 1.2) со следующими механическими характеристиками (таблица А.1 приложения А, с. 23).

Таблица 1.2 – Основные характеристики выбранного материала

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм | Предел прочности σ_B , МПа (H/mm^2) | Предел текучести σ_T , МПа (H/mm^2) | Твердость, HB (средняя) | Термо-обработка |
|-------------|-----------------------|--|--|-------------------------|-----------------|
| Сталь 45 | до 90 | $\sigma_{B1} = 780$ | $\sigma_{T1} = 440$ | $HB_1 = 230$ | улучшение |
| Сталь 45 | свыше 130 | $\sigma_{B2} = 690$ | $\sigma_{T2} = 340$ | $HB_2 = 200$ | улучшение |

1.4 Определение допускаемых напряжений

Таблица 1.3 – Определение допускаемых контактных напряжений для $HB \leq 350$

| Параметр | | Формула | Расчет | Результат |
|--|----------------------------|--|---------------------------|-----------|
| σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа (H/mm^2) | | $\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70$ | $2 \cdot 230 + 70$ | 530 |
| | | $\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot HB_2 + 70$ | $2 \cdot 200 + 70$ | 470 |
| $[\sigma]_{H1,2}$ – допускаемые контактные напряжения, МПа (H/mm^2) | | $[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \cdot Z_{N1}$ | $\frac{530}{1,1} \cdot 1$ | 482 |
| | | $[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot Z_{N2}$ | $\frac{470}{1,1} \cdot 1$ | 427 |
| $[\sigma]_H$ – расчетное контактное напряжение, МПа (H/mm^2) | прямозубых колес | $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2}$ | | 427 |
| | косозубых, шевронных колес | $[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}$ | $\frac{482 + 427}{2}$ | 455 |
| $Z_{N1} = 1; Z_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности, при L_h больше 10000 часов | | | | |
| $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354–87 | | | | |

Таблица 1.4 – 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. | | $\sigma_{Flimb1} = 1,75 \cdot HB_1$ | $1,75 \cdot 230$ | 403 |
| | | $\sigma_{Flimb2} = 1,75 \cdot HB_2$ | $1,75 \cdot 200$ | 350 |
| $[\sigma]_F$ – допускаемые контактные напряжения, МПа. | | $[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$ | $\frac{403}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,65$ | 149 |
| | | $[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$ | $\frac{350}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,65$ | 130 |
| $S_F = 1,75$ – 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) | | | | |

1.5 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

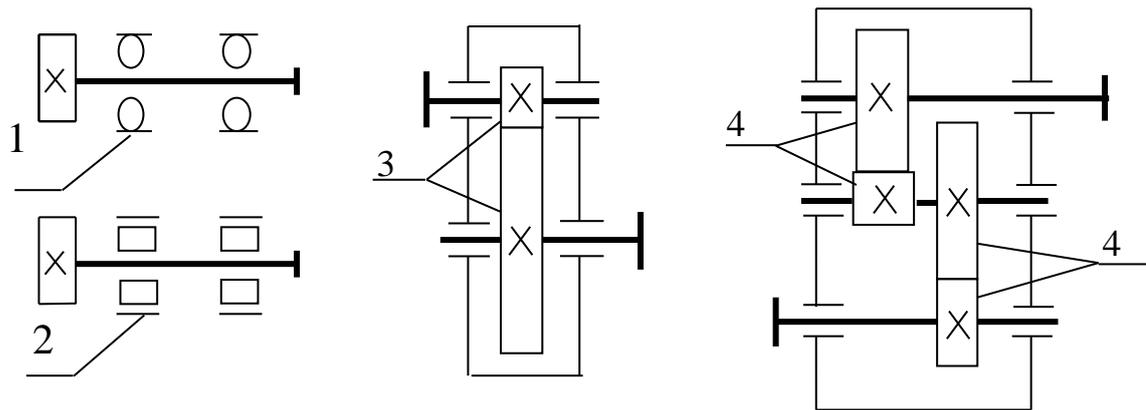
Таблица 1.5 – Коэффициенты в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор (рисунок 1.4)

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

Таблица 1.6 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 1.5), принимаемые по стандартам

| Формула | Расчет | Результат (ГОСТ) |
|---|--|------------------|
| Находят a_W – минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности, мм и округляют по ГОСТ 2185-66 (таблица А.2 приложения А, с. 23) | | |
| прямозубые колеса $a_W \geq (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{baW}}}$ | | |
| косозубые и шевронные колеса $a_W \geq (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{baW}}}$ | $(4,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{455 \cdot 4,5}\right)^2 \cdot \frac{282593 \cdot 1,13}{0,5}}$ | 122,68 (125) |
| Находят m_n – нормальный модуль для внешнего зацепления, мм и округляют по ГОСТ 9563-60 (таблица А.3 приложения А, с. 24) | | |
| $m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_W$ | $(0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5$ | 2 |

Уменьшение модуля, то есть увеличение числа зубьев зубчатых колес z_1 и z_2 , увеличивает коэффициент перекрытия ϵ_α , увеличивает плавность зацепления, но уменьшает прочность зуба на изгиб. Поэтому, если передача находится после электродвигателя, то полученное расчетом значение модуля округляют в меньшую сторону, а для тихоходной ступени (если закрытая передача расположена после ременной) в большую сторону.



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

Рисунок 1.4 – Схемы расположения колес относительно опор

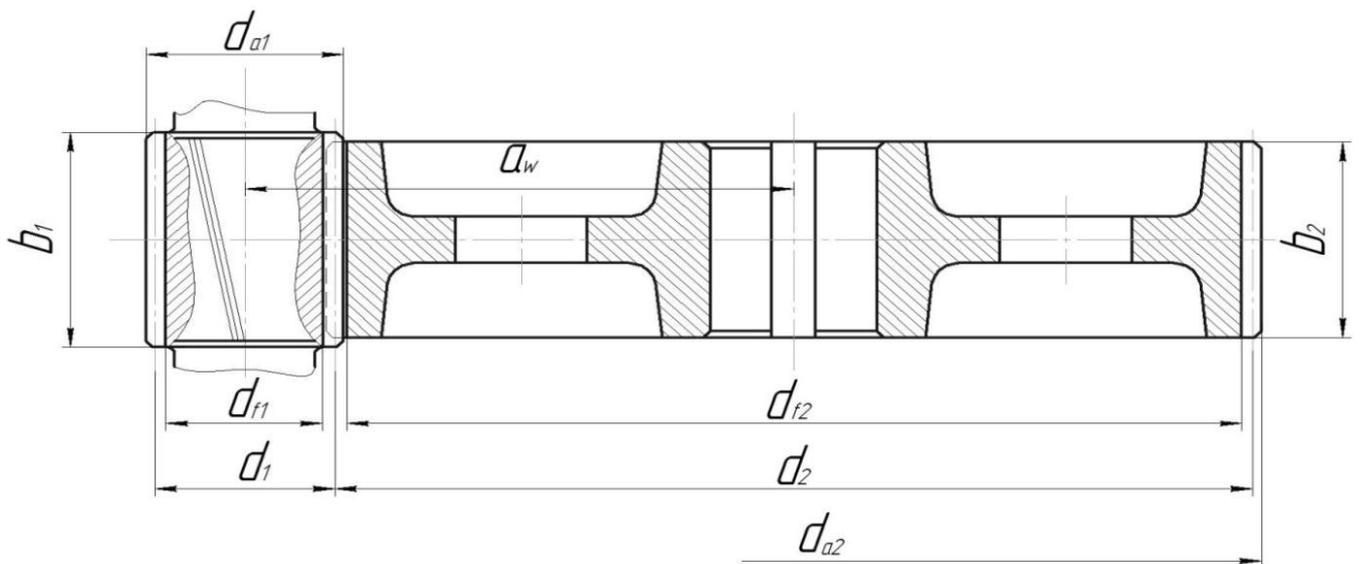
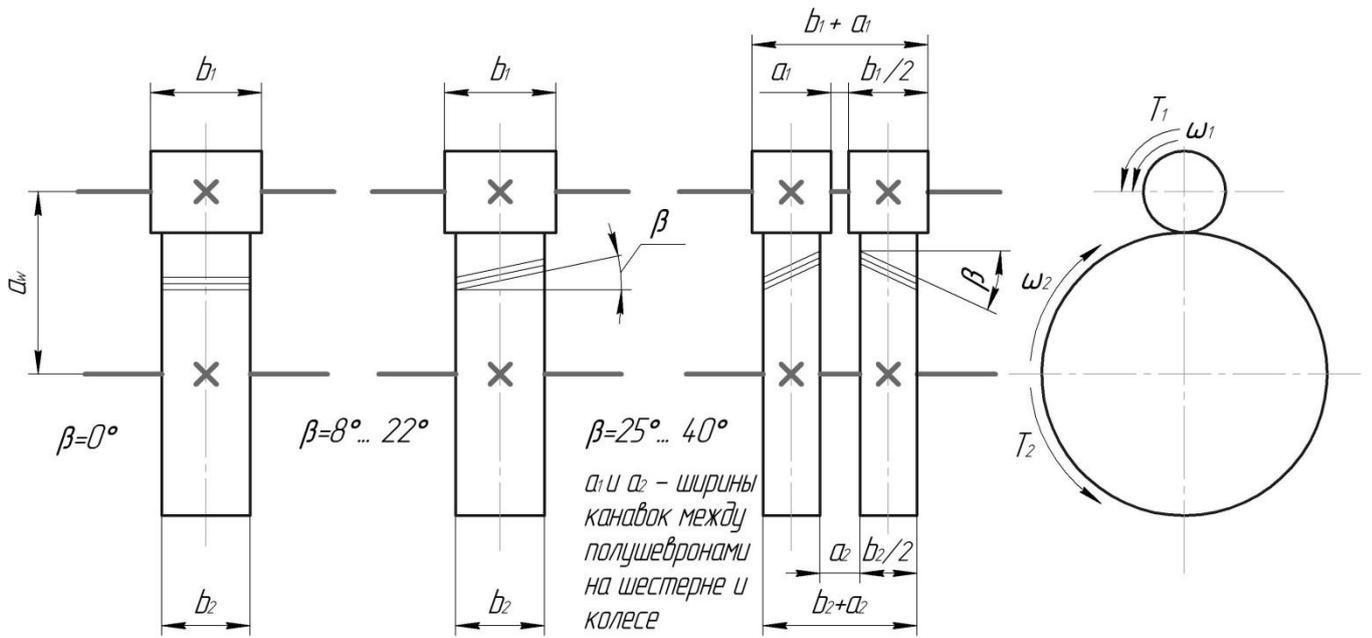


Рисунок 1.5 – Основные геометрические параметры цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления

Таблица 1.7 – Определение угла наклона и чисел зубьев (рисунки 1.6, 1.7)

| Формула | | | Расчет | При- нято | |
|---|---|---|-----------------------------------|---|----------------|
| <u>Предварительно</u> назначают угол наклона зубьев для ... колес | прямозубых | косозубых | | | шевронных |
| | $\beta = 0^\circ$ | $\beta = 8^\circ \dots 22^\circ$ | $\beta = 25^\circ \dots 40^\circ$ | 12 градусов | |
| Суммарное число зубьев шестерни и колеса | $z_c = \frac{2 \cdot a_w}{m_n}$ | $z_c = \frac{2 \cdot a_w}{m_n} \cdot \cos\beta$ | | $\frac{2 \cdot 125}{2} \cdot \cos 12^\circ$ | 122,3 (122) |
| | z_c должно получиться целым числом* | z_c округляют до целого значения в меньшую сторону | | | |
| <u>Уточняют</u> угол наклона зубьев (вычисляют с точностью до 4 знака), град. | $\cos 0^\circ = 1$ | $\cos\beta = \frac{z_c \cdot m_n}{2 \cdot a_w}$ | | $\frac{122 \cdot 2}{2 \cdot 125}$ | 0,976 |
| | | $\beta = \arccos\left(\frac{z_c \cdot m_n}{2 \cdot a_w}\right)$ | | $\arccos\left(\frac{122 \cdot 2}{2 \cdot 125}\right)$ | 12,578 |
| Число зубьев шестерни | $z_1 = \frac{z_c}{u + 1} \geq 17$ округляют до целого значения** | | | $\frac{122}{4,5 + 1}$ | 22,18 (22) |
| Число зубьев колеса | $z_2 = z_c - z_1$ должно получиться целое число | | | $122 - 22$ | 100 |
| <u>Уточняют</u> передаточное число | $u' = \frac{z_2}{z_1}$ | | | $\frac{100}{22}$ | 4,55 |
| Расхождение с исходным значением, % | *** $\Delta u = \left \frac{u - u'}{u} \right \cdot 100 \leq 3 \%$ | | | $\left \frac{4,5 - 4,55}{4,5} \right \cdot 100$ | 1,11 % |
| * z_c – если не получилось целое число, то изменяют модуль зацепления m_n или межосевое расстояние a_w (таблица 1.6) | | | | | |
| ** Если z_1 окажется меньше 17, то изменяют модуль зацепления m_n в меньшую сторону и заново рассчитывают числа зубьев | | | | | |
| *** Если $\Delta u > 3 \%$, то увеличивают или уменьшают модуль зацепления m_n , а затем заново определяют числа зубьев z_1 и z_2 | | | | | |



а) прямозубая; б) косозубая; в) шевронная.

Рисунок 1.6 – Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления

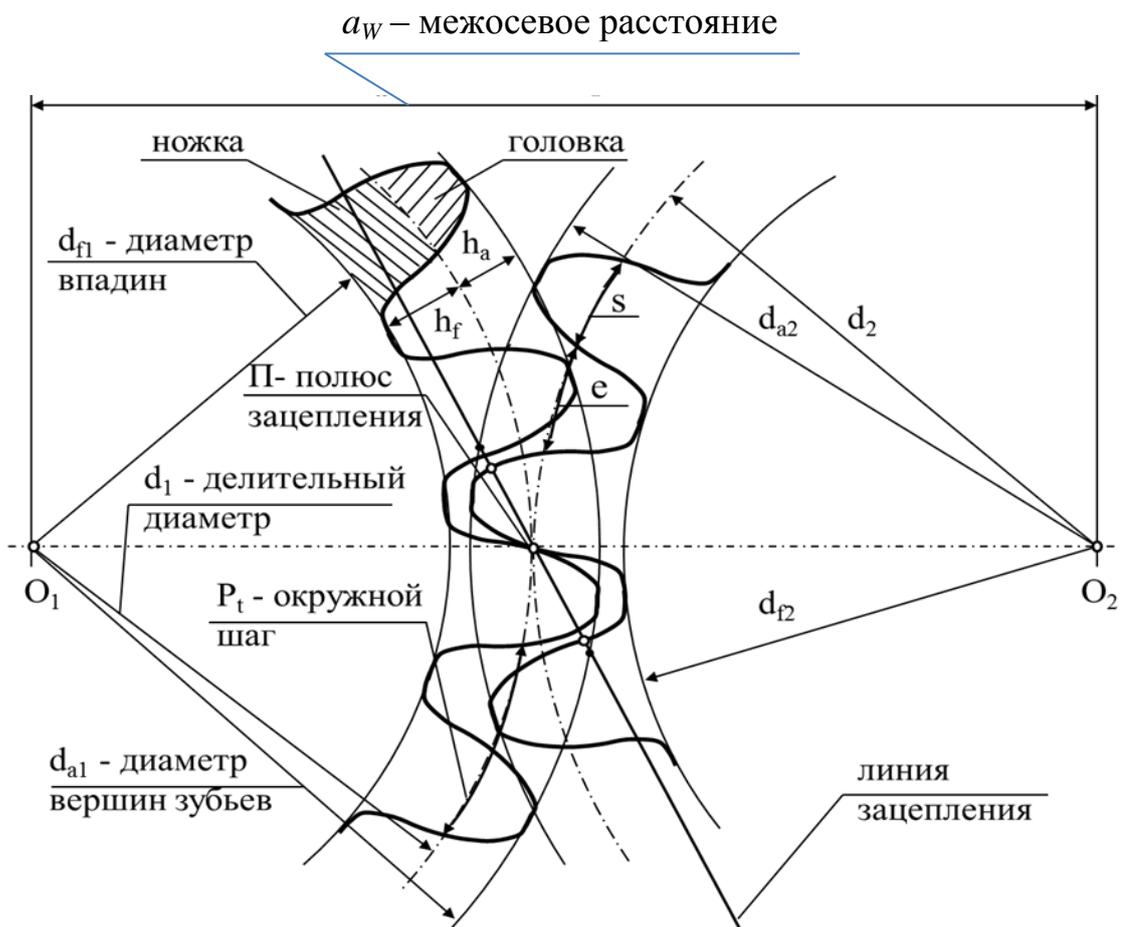


Рисунок 1.7 – Основные геометрические параметры зубчатого зацепления

Таблица 1.8 – Расчет основных геометрических параметров цилиндрических колес (рисунок 1.7)

| Формула | | Расчет | | Результат | |
|--|---|----------------------------------|-----------------------------------|--------------|--------------|
| Диаметры делительных окружностей d , мм прямозубых колес | | | | | |
| шестерни | колеса | шестерни | колеса | шес-терня | колесо |
| $d_1 = m_n \cdot z_1$ | $d_2 = m_n \cdot z_2$ | | | | |
| Диаметры делительных окружностей d , мм косозубых и шевронных колес | | | | | |
| $d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta}$ | $d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta}$ | $\frac{2 \cdot 22}{\cos 12,578}$ | $\frac{2 \cdot 100}{\cos 12,578}$ | 45,1 | 204,9 |
| Проверка условия для внешнего зацепления | | | | | |
| $a_w = \frac{d_2 + d_1}{2}$ | | $a_w = \frac{204,9 + 45,1}{2}$ | | 125 | |
| Диаметры окружностей выступов d_a , мм | | | | | |
| $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n$ | $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n$ | $45,1 + 2 \cdot 2$ | $204,9 + 2 \cdot 2$ | 49,1 | 208,9 |
| Диаметры окружностей впадин d_f , мм | | | | | |
| $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n$ | $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n$ | $45,1 - 2,5 \cdot 2$ | $204,9 - 2,5 \cdot 2$ | 40,1 | 199,9 |
| Ширины зубчатых колес b_1 и b_2 , мм принимают по Ra40 ГОСТ 6636–69 (таблица А.4 приложения А, с. 24) | | | | | |
| $b_2 = a_w \cdot \Psi_{ba_w}$ | $b_1 = b_2 + 5$ | $125 \cdot 0,5$ | $62,5 + 5$ | 62,5 (63) | 67,5 (67) |

1.6 Проверочные расчеты передачи

Таблица 1.9 – Условие прочности по контактным напряжениям

| Формула | Расчет | Результат |
|---|--|----------------------------|
| Определяют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, Ψ_{bd} | | |
| $\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$ | $\Psi_{bd} = \frac{67}{45,1}$ | 1,5 |
| Определяют окружную скорость, м/с и назначают степень точности изготовления колес (таблица А.5 приложения А, с. 25) | | |
| $V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$ | $\frac{33,752 \cdot 45,1}{2 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 45,1 \cdot 322,5}{60 \cdot 1000}$ | 0,76 |
| Уточняют коэффициент нагрузки, K'_H | | |
| $K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$ | $K'_H = 1,1 \cdot 1,07 \cdot 1,05$ | 1,24 |
| $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями в косозубых и шевронных передачах (таблица А.6 приложения А, с. 25). Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$ | | 1,1 |
| $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица А.7 приложения А, с. 25) | | 1,07 |
| K_{HV} – динамический коэффициент (таблица А.8 приложения А, с. 25) | | 1,05 |
| Проверяют условие прочности по контактным напряжениям σ_H , МПа | | |
| для прямозубых передач $\beta = 0^\circ$ | | $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ |
| $\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot u'} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u' + 1)^3} \leq [\sigma]_H$ | | |
| для косозубых и шевронных передач $\beta > 0^\circ$ | | $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ |
| $\sigma_H = \frac{270}{a_w \cdot u'} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u' + 1)^3} \leq [\sigma]_H$ | $\frac{270}{125 \cdot 4,55} \cdot \sqrt{\frac{282593 \cdot 1,24}{63} \cdot (4,55 + 1)^3}$ | 439 < 455 |
| Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (–) | | |
| $\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100$ | $\frac{455 - 439}{455} \cdot 100$ | 3 < 5 % |
| <p><i>Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на 5 %.</i> <i>Если условие прочности не выполняется,</i> <i>то либо увеличивают степень точности, либо изменяют b_2, a_w</i> <i>не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта,</i> <i>то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 1.3, с. 8.</i></p> | | |

Таблица 1.10 – Проверка условия прочности по изгибным напряжениям

| Формула | | Расчет | | Результат | |
|--|---|----------------------------|-----------------------------|-----------|---------------------------------------|
| Для прямозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса | | | | | |
| $Z_{V1} = Z_1$ | $Z_{V2} = Z_2$ | | | | |
| Для косозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса | | | | | |
| $Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ | $Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$ | $\frac{22}{\cos^3 12,578}$ | $\frac{100}{\cos^3 12,578}$ | 24 | 108 |
| Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса | | | | | |
| $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}}$ | $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$ | $\frac{149}{3,9}$ | $\frac{130}{3,6}$ | 38,3 | 36,1 |
| Определяют по ГОСТ 21354 – 87 коэффициенты формы зуба – Y_{F1} и Y_{F2} (таблица А.9 приложения А, с. 26) | | | | | |
| Дальнейший расчет ведут по <i>минимальному значению</i> найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес | | | | | |
| Определяют коэффициент нагрузки | | | | | |
| $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ | $K_F = 0,75 \cdot 1,19 \cdot 1,2$ | | | | 1,07 |
| $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес, $K_{F\alpha} = 0,75$ – для косозубых колес | | | | 0,75 | |
| $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица А.10 приложения А, с. 26) | | | | 1,19 | |
| K_{FV} – коэффициент динамичности (таблица А.11 приложения А, с. 26) | | | | 1,2 | |
| Коэффициент, учитывающий наклон зубьев (для косозубых и шевронных колес) | | | | | |
| $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$ | $1 - \frac{12,578^\circ}{140}$ | | | | 0,91 |
| Находят рабочие напряжения изгиба σ_F , МПа и сравнивают их с допускаемыми значениями $[\sigma]_F$ | | | | | |
| $\sigma_F = \frac{2 \cdot T \cdot K_F}{Z \cdot b \cdot m_n^2} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F$ | $\frac{2 \cdot 282593 \cdot 1,07}{100 \cdot 68 \cdot 2^2} \cdot 3,6 \cdot 0,91$ | | | | $\sigma_F < [\sigma]_F$ 72,8 < 130 |
| Возможна большая недогрузка. Если условие прочности <i>не выполняется</i> , то задаются большим значением модуля m_n , не изменяя a_w , то есть не нарушая условия изгибной прочности. Если это не дает положительного эффекта, то назначают другие материалы и <i>расчет повторяют с пункта 1.3, с. 8.</i> | | | | | |

1.7 Определение сил, действующих в зацеплении

В цилиндрических передачах сила нормального давления раскладывается на составляющие (рисунок 1.8, таблицы 1.11, 1.12), где α равен 20° – угол зацепления.

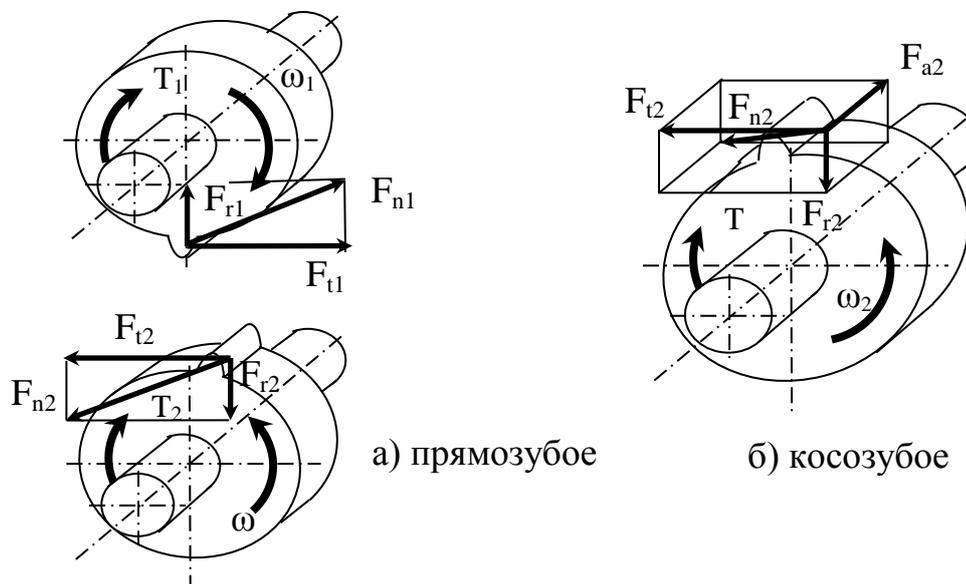


Рисунок 1.8 – Силы, действующие в зацеплении

Таблица 1.11 – Силы, действующие в прямозубых передачах

| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
|---|---|--------|-----------|
| Окружные силы, в ньютонах (Н) | $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$ | | |
| Радиальные силы, в ньютонах (Н) | $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ | | |
| Силы нормального давления, в ньютонах (Н) | $F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$ | | |

Таблица 1.12 – Силы, действующие в косозубых и шевронных передачах

| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
|---|--|---|-----------|
| Окружные силы, в ньютонах (Н) | $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$ | $\frac{2 \cdot 64737}{45,1}$ | 2871 |
| Радиальные силы, в ньютонах (Н) | $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ | $\frac{2871 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 12,578}$ | 1071 |
| Осевые силы, в ньютонах (Н) | $F_{a1} = F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta$ | $2871 \cdot \operatorname{tg} 12,578$ | 641 |
| Силы нормального давления, в ньютонах (Н) | $F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$ | $\frac{2872}{\cos 20 \cdot \cos 12,578}$ | 3132 |

2 Конструирование цилиндрических зубчатых колес

2.1 Ведущее колесо

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

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

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

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

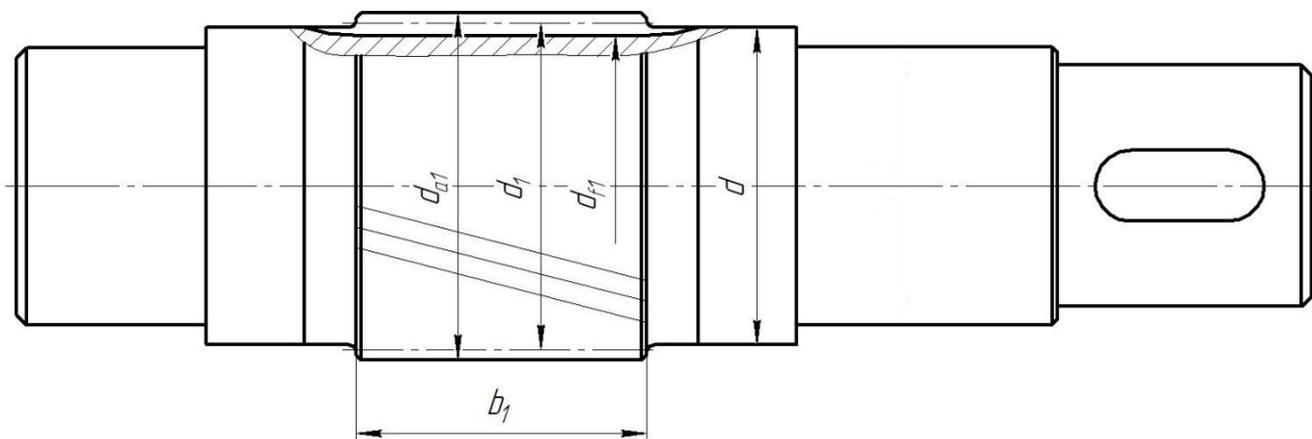


Рисунок 2.1 – Конструкция вала-шестерни

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

Если d_{f1} больше диаметра вала d , то впадина зуба шестерни представляет собой прямую линию, которая ограничивается шириной шестерни b_1 . Напомним, что размеры d_{f1} , d_1 , d_{a1} и b_1 находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 1.8).

2.2 Ведомое колесо

Рассмотрим конструкцию зубчатого колеса (рисунки 2.2, 2.3).

Диаметр вала под колесом $d_{вал}$ определяют по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного (промежуточного) вала.

Длину ступицы желательно брать равной или больше ширины b_2 зубчатого венца колеса, то есть $L_{cm} \geq b_2$. Принятую длину ступицы согласуют с расчетной, которую выбирают из условия прочности соединений вал-ступица (шпоночного, шлицевого, с натягом).

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

Полученные по вышеуказанным зависимостям значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса, необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69 (таблица А.4 приложения А, с. 24).

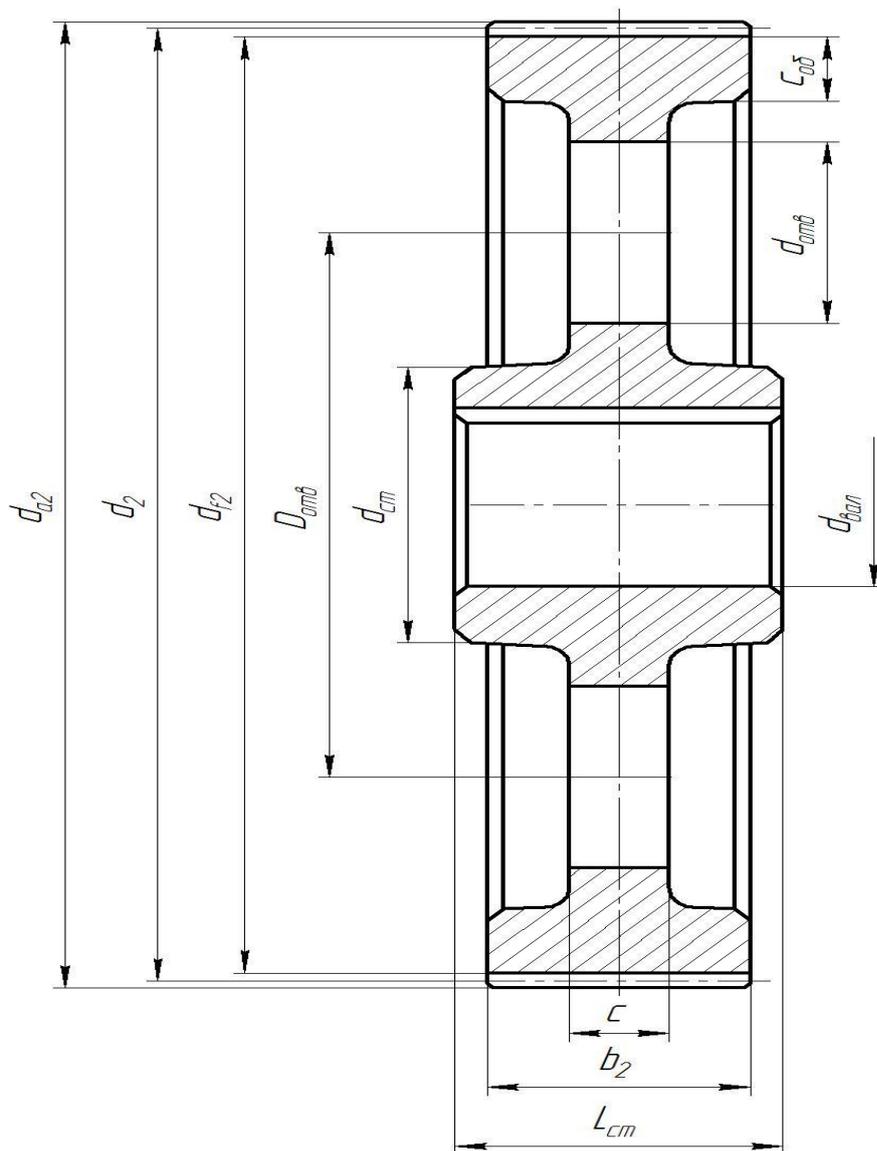


Рисунок 2.2 – Конструкция зубчатого колеса (чертеж)

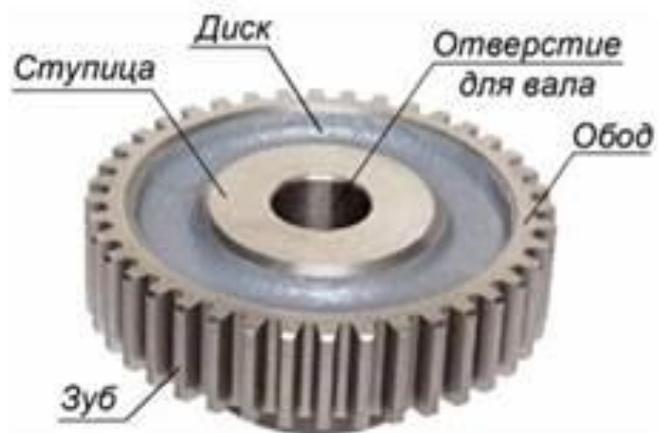


Рисунок 2.3 – Конструкция зубчатого колеса (внешний вид)

Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса (рисунок 2.2)

| Элемент | Размеры, мм | Формула (некоторые значения находят в диапазоне, а затем принимают по Ra20 или Ra40, с. 24) | Расчет | Результат (принято по Ra20 или Ra40) | |
|-----------|--|---|--|---|-----|
| Обод | диаметр | то же что и диаметр вершин зубьев колеса d_{a2} (таблица 1.8) | 208,9 | 208,9 | |
| | толщина | $C_{об} = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n$ должно быть $C_{об} \geq 8$ мм m_n – модуль зацепления (таблица 1.6) | 2,5·2...4·2 | 5...8 | 8 |
| | ширина | b_2 (ширина колеса) (таблица 1.8) | 63 | 63 | |
| Ступица | диаметр внутренний | $d_{вал} = d_k$ | выбирают на этапе проектирования валов | | 60 |
| | диаметр наружный для... | стали $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55) \cdot d_{вал}$ | 1,5·60...1,55·60 | 90...93 | 90 |
| | | чугуна $d_{ст} = (1,55 \dots 1,6) \cdot d_{вал}$ | | | |
| | | легких или цветных сплавов $d_{ст} = (1,6 \dots 1,7) \cdot d_{вал}$ | | | |
| длина | $L_{ст} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$ | 1·60...1,5·60 | 60...90 | 63 | |
| Диск | толщина | $C \geq 0,25 b_2$, но не менее 10 мм | $C \geq 0,25 \cdot 63$ | $C \geq 15,75$ | 16 |
| | радиусы закруглений | $R \geq 6 \dots 8$ мм | 6 | | |
| | и уклон | $\gamma = 7 \dots 10^\circ$ | 8 | | |
| Отверстия | диаметр центральной окружности | $D_{отв} = 0,5 \cdot (d_{f2} - 2 \cdot C_{об} + d_{ст})$ (таблица 1.8) | 0,5·(199,9–2·8+90) | 136,95 | 140 |
| | диаметры отверстий в диске | $d_{отв} = (d_{f2} - 2 \cdot C_{об} - d_{ст})/4$ | (199,9 – 2·8 – 90)/4 | 23,48 | 24 |
| Фаска | размер | $f = 0,5 \cdot m_n$ | 0,5·2 | 1 | 1 |
| | угол | $\alpha = 45^\circ$ | | | |

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>НВ</i> (средняя) | Термообработка | |
|---|-----------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|----------------|--------------|
| Стали углеродистые по ГОСТ 1050–2013 | | | | | | |
| 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 | | | | | | |
| 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 | | | | | | |
| 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 – Межосевое расстояние a_w , мм по ГОСТ 2185–66

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

Таблица А.3 – Модуль t_n , 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 |

Таблица А.4 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69

| 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.5 – Предельные окружные скорости для силовых передач V , м/с

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

Таблица А.6 – 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 А.7 – 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 А.8 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{Hv} (при расчете на контактную прочность)

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

Таблица А.9 – Значения коэффициента формы зуба Y_F

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

Таблица А.10 – 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 А.11 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{Fv} (при расчете на изгибную прочность)

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