

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный технологический институт
(технический университет)»
(СПбГТИ(ТУ))

Кафедра механики

Е. Г. Матюшин, А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев

Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2017

УДК 621.822
ББК 34.445

Матюшин, Е. Г. Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи : учеб. пособие / Е. Г. Матюшин, А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев. – 2-е изд., перераб. – СПб. : СПбГТИ(ТУ), 2017. – 51 с.

Пособие разъясняет порядок и содержание расчёта закрытой цилиндрической передачи на контактную и изгибную усталость рабочих поверхностей зубчатых колёс. В приложении приводится пример расчёта и рекомендации по конструированию зубчатых колёс.

Пособие предназначено для студентов второго и третьего курсов механических специальностей дневного обучения при выполнении ими индивидуальных задач, расчетно-графических работ и курсовых проектов. Подготовку бакалавров и специалистов осуществляется по направлениям с освоением профессиональных компетенций (КП). Направления: 08.03.01 – Строительство (КП-2); 15.03.02 – Технологические машины и оборудование (КП-5, КП-6); 15.03.04 – Автоматизация технологических процессов и производств (КП-4); 18.05.01 – Химическая технология энергонасыщенных материалов и изделий (ПК-10, ПК-16); 27.03.04 – Управление в технических системах (ПК-7).

Тематика пособия соответствует рабочей программе учебных дисциплин: «Прикладная механика», «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования». Пособие может быть полезно для бакалавров заочного обучения.

Рисунков 10, таблиц 13, библиография 7 названий

Рецензент: 1 СПб Национальный исследовательский Университет информационных технологий, механики и оптики (ИТМО)
Ю. С. Монахов, к.т.н., доцент кафедры мехатроники.

2 С. И. Петров, к.т.н., доцент кафедры оптимизации химической и биотехнологической аппаратуры СПбГТИ(ТУ).

Издание подготовлено в рамках выполнения государственного задания по оказанию образовательных услуг Минобрнауки России.

Утверждено на заседании учебно-методической комиссии механического факультета СПбГТИ(ТУ) от 14.03.2017 года.

Рекомендовано к изданию РИС СПбГТИ(ТУ)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Общие сведения о конструкции и расчёте цилиндрических зубчатых передач	6
2 Порядок расчёта закрытой зубчатой передачи	12
3 Оформление выполненной задачи	29
ЛИТЕРАТУРА	31
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Конструкции цилиндрических зубчатых колёс	32
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Исходные данные к индивидуальной задаче	36
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Материалы для изготовления зубчатых колёс.	37
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Режимы нагрузок привода и зубчатой передачи	38
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Пример расчета зубчатой передачи.	41

Введение

Механические передачи предназначены для передачи движения с изменением его параметров, таких как частота вращения вала (n) и крутящий момент (T). Зубчатые передачи наиболее распространенный вид механических передач. Простейшая зубчатая передача (рисунок А) состоит из ведущего элемента – шестерни (1) с числом зубьев z_1 и ведомого элемента – колеса (2) с числом зубьев z_2 , которые закрепляются на валах, устанавливаемых на подшипниковых опорах в корпусе передачи (редукторе) на определенном межосевом расстоянии a_w .

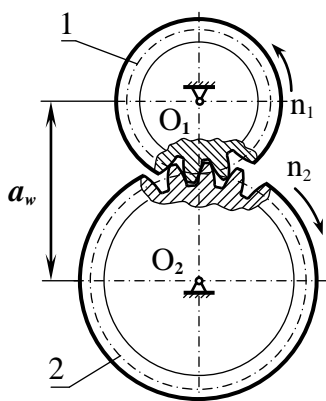


Рисунок А

Зубчатые передачи широко применяются, так как обладают рядом положительных качеств: высокой нагрузочной способностью, сравнительно малыми габаритами, достаточной долговечностью и надежностью работы, высоким КПД (до 0,97 - 0,98 в одной ступени). К числу их достоинств также относятся постоянство передаточного отношения ($i = n_1 / n_2$), возможность применения в широком диапазоне частот вращения колёс до $n_i = 150$ об/мин, мощностей N_i до десятков тысяч киловатт и передаточных чисел ($u = z_2 / z_1$; $u = i$) до нескольких сот.

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, для прямозубых передач высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Отмеченные недостатки могут быть компенсированы различными конструктивными мерами и не снижают существенных преимуществ зубчатых передач.

Зубчатые передачи различают:

1. По расположению осей валов:
 - а) с параллельными осями и цилиндрическими зубчатыми колёсами;
 - б) с пересекающимися осями и коническими зубчатыми колёсами;
 - в) с перекрещивающимися осями (цилиндрические винтовые, конические гипоидные и червячные передачи).

2. По расположению зубьев на колёсах:

- а) прямые;
- б) косые;
- в) шевронные;
- г) криволинейные.

Основной тип зубчатых передач — это передачи с параллельными осями и цилиндрическими зубчатыми колёсами, с эвольвентным профилем зуба и внешним зацеплением. Такие передачи используются в виде отдельных унифицированных механизмов, выполняемых в специальном корпусе; они также могут входить в узлы машин и аппаратов.

Цилиндрические зубчатые передачи применяются во всех основных типах химических машин и аппаратов: аппараты с перемешивающими устройствами, центрифуги и сепараторы, машины барабанного типа (во вращающихся печах и сушилках) и др.

Важнейшим этапом проектирования зубчатой передачи является расчет на сопротивление усталости зубьев колёс при действии переменных напряжений [5, 7]. Поэтому основной целью решения данной задачи является получение первых практических навыков по расчету на прочность цилиндрических зубчатых колёс по контактными и изгибными напряжениями [1-4].

1 Общие сведения о конструкции и расчёте цилиндрических зубчатых передач

Зубчатые колёса изготавливают из сталей, чугуна и неметаллических материалов, например, пластмасс. Выбор материала определяется назначением передачи, условиями работы (режимом нагружения) [6], габаритами колёс, типом производства (таблица 1.1), технологическими, а также экономическими соображениями.

Таблица 1.1 – Примерный объем выпуска зубчатых колёс для передач

Тип производства (серийность)	Количество штук в год		
	Тяжелые (масса более 100 кг)	Средние (масса от 100 кг до 10 кг)	Легкие (масса менее 10 кг)
Единичное	до 5	до 10	до 100
Мелкосерийное	свыше 5 до 100	свыше 10 до 200	свыше 100 до 500
Среднесерийное	свыше 100 до 300	свыше 200 до 500	свыше 500 до 5000
Крупносерийное	свыше 300 до 1000	свыше 500 до 5000	свыше 5000 до 50000
Массовое	более 1000	более 5000	более 50000

Чугунные зубчатые колёса дешевле стальных, их применяют в малонагруженных открытых передачах, работающих со скоростью до 3 м/с. Применяют серые, модифицированные и высокопрочные чугуны, обладающие хорошими литейными свойствами. Они имеют малую склонность к заеданию, хорошо работают при ограниченной смазке, но не выдерживают ударных нагрузок.

Основные материалы для изготовления зубчатых колёс – термообработанные углеродистые и легированные стали, обеспечивающие высокую объёмную прочность зубьев, твёрдость и износостойкость их активных поверхностей. Наибольшее распространение в силовых передачах имеют колёса из сталей марок: 35, 35ХМ, 35Л, 45, 40Х, 40ХН и др.

Для оценки поверхностной, а так же объёмной прочности готовой термообработанной детали – колеса или шестерни пользуются неразрушающим методом механических испытаний: определяют число твёрдости по Бринеллю (*НВ*) или по Роквеллу (*HRB, HRC*).

В зависимости от твёрдости активных поверхностей зубьев стальные колёса делятся на две группы:

а) колёса с твёрдостью не более 350НВ (число твёрдости по Бринеллю), зубья которых хорошо **прирабатываются**;

б) колёса с твёрдостью более 350НВ, зубья которых **прирабатываются плохо**, а при твёрдости активных поверхностей обоих

колёс не менее 45 HRC (число твёрдости по Роквеллу, шкала твёрдости С) являются неприрабатываемыми.

Заготовки колёс первой группы изготавливаются из средне- и высокоуглеродистых сталей и до нарезания зубьев подвергаются термообработке – нормализации (нагрев и охлаждение на воздухе) или улучшению (закалка и высокий отпуск с медленным охлаждением в печи). При диаметре колёс до 150 мм обеспечивают твёрдость 300 – 350 НВ. Колёса диаметром свыше 150 мм имеют твёрдость не менее 200 НВ. Зубья колёс, подвергнутых такой обработке, имеют приблизительно одинаковую твёрдость по всему сечению и могут быть нарезаны после термообработки, при этом отделочные операции не требуются.

Для лучшей приработки и равномерного изнашивания зубьев, а также снижения опасности заедания и повышения нагрузочной способности передачи твердость шестерни назначается больше твердости колеса. Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2) должна составлять $\Delta НВ = НВ_{ср1} - НВ_{ср2} = 20 - 50$. Меньшие значения $\Delta НВ$ для прямозубых передач, большие $\Delta НВ$ для косозубых передач.

При изготовлении шестерни и колеса первой группы целесообразно использовать сталь одной марки, а необходимую разность твёрдости обеспечивать термообработкой.

Эти технологические преимущества обеспечивают широкое применение колёс первой группы при единичном или мелкосерийном производстве мало- и средненагруженных передач, а также передач с крупногабаритными колёсами.

Для колёс второй группы с неприрабатываемыми зубьями не требуется обеспечивать разность твёрдостей зубьев шестерни и колеса. Колёса изготавливают из легированных сталей и подвергают различным видам термической и химико-термической обработки (цементация, объемная или поверхностная закалка, азотирование, цианирование, нитроцементация) и применяют для быстроходных и высоконагруженных передач. Наиболее производительна закалка токами высокой частоты (ТВЧ) по контуру зубьев колёс из сталей с содержанием углерода 0,3–0,5%. Толщина закалённого слоя при этом достигает 3,5–4 мм и имеет твёрдость поверхности 45–55 HRC.

Закалка ТВЧ широко применяется для обработки зубьев с модулем не менее 5 мм. При меньших значениях реализовать поверхностную закалку технологически сложно, а при модуле менее 2,5 мм – невозможно. В этом случае используют цементацию, т.е. насыщение поверхностных слоёв зубчатых колёс из малоуглеродистых сталей (содержание углерода 0,12 – 0,3%) углеродом с последующей закалкой. Глубина цементированного слоя не превышает 2 мм, твёрдость поверхностей зубьев 50 – 62 HRC.

Так как зубья колёс второй группы нарезают до термической обработки, при которой происходит коробление зубьев, то в результате снижается точность размеров колёс. Вследствие этого необходима

последующая доводка изделия. Обычные методы нарезания зубьев для их доводки неприемлемы из-за высокой твёрдости поверхностей. Для исправления формы зубьев требуются дорогостоящие отделочные операции: шлифовка, хонингование или обкатка и др.

Поэтому колёса с зубьями высокой твёрдости применяют при крупносерийном и массовом производстве, а также в высоконагруженных и малогабаритных передачах.

От материала колеса, а также от его размеров (преимущественно от диаметра), от вида производства (таблица 1), от способа соединения колеса с валом (насадные колёса или шестерни, изготовленные как одно целое с валом), от способа изготовления самого колеса (штамповка, литьё и т.д.) зависит конструкция колеса (Приложение А).

Нагрузка от шестерни к колесу в зависимости от геометрических параметров передачи передаётся одновременно одной, двумя или тремя парами зубьев, находящимися в зацеплении (рисунок А). Нагрузка между парами зубьев в различные моменты работы распределяется неравномерно. Контакт между соприкасающимися зубьями представляет собой высшую кинематическую пару, т.е. контакт вдоль ширины зуба имеет вид линии (для «идеальных» недеформируемых материалов площадь такого контакта, т.е. линии равна нулю). Напряжения, возникающие в зоне контакта, называются *контактными*. При работе зубья колёс помимо контактных испытывают действие напряжений *изгиба*, принимающих максимальные значения возле основания ножки зуба на его растянутой стороне.

Работоспособность и качество зубчатых передач в значительной мере определяется точностью изготовления зубчатых колёс. Стандарты устанавливают 12 степеней точности зубчатых передач (1-я наиболее точная, 12-я самая грубая). Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. В машиностроении наибольшее распространение получили следующие степени точности: 6 (высокоточная), 7 (точная), 8 (средняя) и 9 (пониженная). Степени точности определяются погрешностями при изготовлении колёс. Основными погрешностями изготовления зубчатых колёс являются ошибки шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев.

В силовых передачах ошибки шага и профиля вызывают дополнительные динамические нагрузки, удары и шум при вхождении зубьев в зацепление.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба.

Таким образом, для работы зубчатой передачи наиболее характерны такие явления, как:

- *неравномерность распределения нагрузки между зубьями;*
- *неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;*
- *возникновение внутренних динамических нагрузок при вхождении*

зубьев в зацепление и т.д.

При расчёте передач эти явления, а также влияние конструктивных особенностей передач, механических свойств материалов, точности передач, условий их работы учитываются при помощи соответствующих коэффициентов и параметров, имеющих определённую буквенную индексацию:

- индекс «*H*» для величин, учитываемых при расчёте на контактную прочность;

- индекс «*F*» для величин, учитываемых при расчёте на изгиб.

Контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F , оказывающие решающее влияние на работоспособность зуба колеса, действуют на зуб только во время нахождения его в зацеплении и являются, по этой причине, *повторно-переменными*, изменяющимися по пульсирующему (отнулевому) циклу (рисунок 1.1). Время действия σ_H и σ_F за время полного оборота t_1 колеса равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Разрушения, возникающие при длительном действии переменных напряжений, называются *усталостными*.

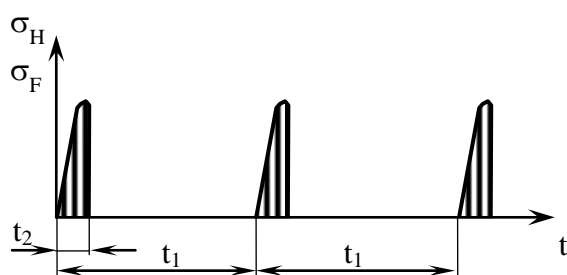


Рисунок 1.1

Таким образом, критериями работоспособности зубчатых передач является сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (износостойкость), а так же сопротивление усталости при изгибе. Расчёт на контактную усталость является основным для закрытых (работающих в условиях смазки) передач. Расчёт зубьев открытых

передач обычно ограничивается расчётом на усталость при изгибе.

Переменные напряжения изгиба вызывают появление усталостных трещин у растянутых слоёв основания зуба, что со временем приводит к поломке зуба (рисунок 1.2, а, б). Основной мерой предупреждения излома зубьев является увеличение модуля.

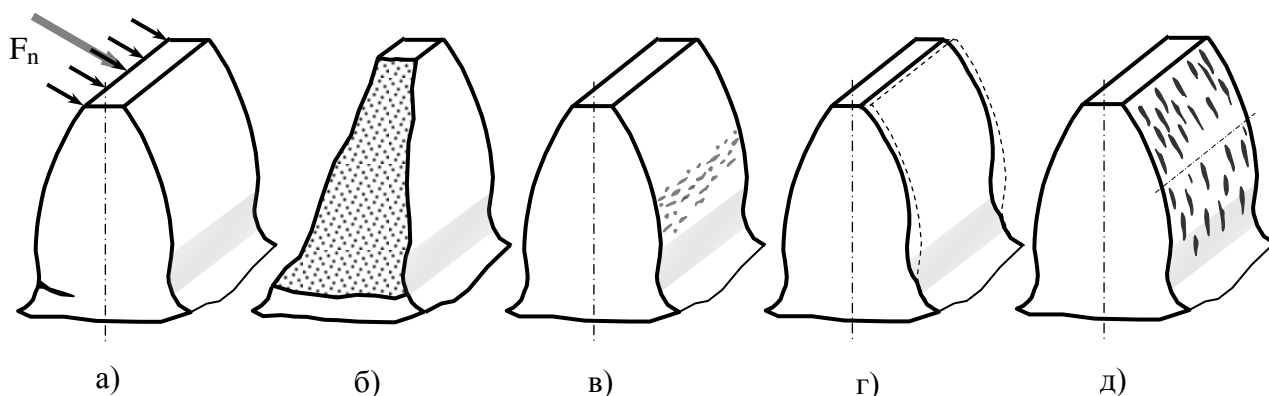


Рисунок 1.2

Переменные контактные напряжения и силы трения приводят к усталостному изнашиванию активных поверхностей зубьев, причём, как следует из установленной в теории механизмов и машин закономерности, износ ножек зубьев выше, чем головок зубьев (рисунок 1.2, в). На ножках зуба в первую очередь начинается отслаивание и выкрашивание частиц материала.

В открытых передачах и в передачах с некачественной смазкой усталостное изнашивание опережается абразивным износом активных поверхностей зубьев (рисунок 1.2, г).

В тяжело нагруженных и высокоскоростных передачах в зоне контакта зубьев из-за трения температура повышенная, что может привести к разрыву масляной плёнки и последующему заеданию зубьев (рисунок 1.2, д). При этом частицы материала отрываются от рабочей поверхности зубьев одного из колёс и привариваются к рабочей поверхности зубьев другого зубчатого колеса с образованием наростов, которые задирают сопряжённые зубья, оставляя на них глубокие борозды. Подобные разрушения происходят также при отсутствии в передаче смазки (например, при утечке масла из картера редуктора). Заедание зубьев может привести к полной остановке передачи.

Общими мерами предупреждения разрушения активных поверхностей зубьев являются повышение твёрдости, повышение точности, применение смазочных материалов с повышенной вязкостью. В косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. При этом в зацеплении одновременно находятся несколько пар зубьев, что приводит к уменьшению нагрузки на один зуб. Нагрузка между зубьями пропорциональна длинам контактных линий 1, 2, 3 (рисунок 1.3). При движении зуба линия контакта перемещается от линии 1 к линии 3. При этом опасным может оказаться первое положение, при котором отламывается кусок верхней части зуба – скол (рисунок 1.3).

Методика выбора допускаемого напряжения для расчёта на усталость базируется не на диаграмме растяжения (сжатия), как при расчёте на прочность при статической нагрузке, а на анализе кривой усталости, полученной при испытании образцов – аналогов зубчатых колёс.

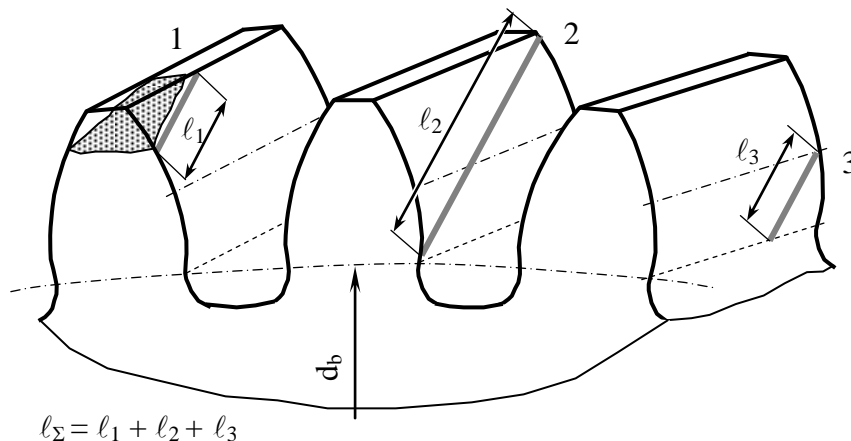


Рисунок 1.3

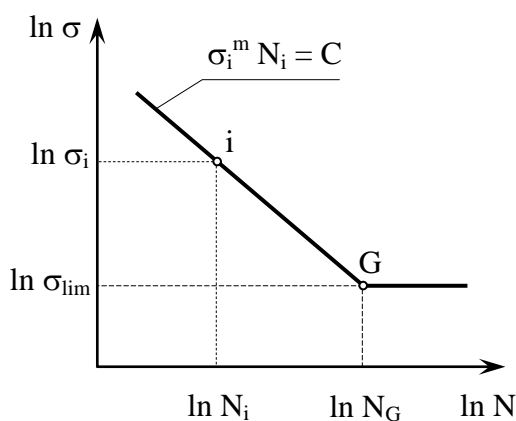


Рисунок 1.4

На рисунке 1.4 показана кривая усталости, построенная в логарифмической системе координат – амплитуда переменных разрушающих напряжений σ к числу циклов нагружения N . Число циклов N_G соответствует точке G (точке перегиба кривой усталости), после которой величина разрушающих напряжений при дальнейшем росте числа циклов не уменьшается. Таким образом, *предел выносливости* (σ_{lim}) – это такое *максимальное амплитудное*

напряжение, которое образец может выдержать без разрушения бесконечное число циклов.

Для контактных напряжений предел выносливости обозначается σ_{Hlim} , для напряжений изгиба – σ_{Flim} . Допускаемые напряжения (контактные и изгиба) при заданном коэффициенте запаса прочности S вычисляются по известной формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{S}, \quad (1)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение; σ_{lim} – предел выносливости; S – нормативный запас прочности.

При действующих напряжениях $\sigma \leq \sigma_{lim}$ передача может работать практически неограниченное время, а при $\sigma > \sigma_{lim}$ – ограниченное время. Если при расчёте передачи суммарное число циклов N_i будет принято меньше N_G , то напряжения в изделии можно повысить до σ_i (рисунок 1.4).

Соотношение

$$\sqrt[m]{\frac{N_G}{N_i}}, \quad (2)$$

называют *коэффициентом долговечности*, где m – показатель степени кривой усталости; N_i и N_G – действующее и базовое число циклов напряжений.

Коэффициент долговечности учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_i < N_G$).

При переменных режимах нагружения передачи, когда внешняя нагрузка (крутящий момент) периодически или случайным образом меняется во времени, расчет коэффициента долговечности выполняют по эквивалентному числу циклов N_E . В этом случае режим работы обычно

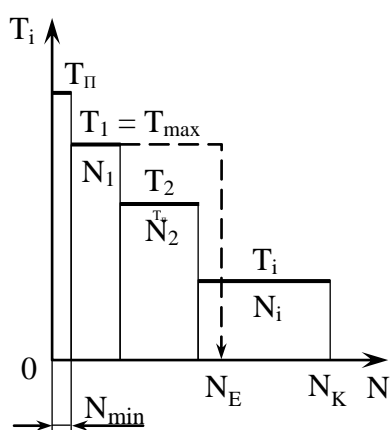


Рисунок 1.5

задается либо графиком изменения нагрузки за суммарное количество циклов (рисунок 1.5), т.е. циклограммой, либо типовым режимом нагружения по ГОСТ 21354-87 (Приложение Г).

Кратковременные перегрузки ($T_{п}$) используют в расчётах на отсутствие остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев. К этим нагрузкам приближённо относятся такие, которые за срок службы действуют относительно небольшое число циклов нагружения.

Эквивалентное число циклов – это число циклов нагрузки на зуб до его разрушения при условии действия комплекса реальных нагрузок различного уровня.

2 Порядок расчёта закрытой зубчатой передачи

Задание: по исходным данным индивидуальной задачи (приложение Б) или РГР, или курсового проекта [б] произвести расчет зубчатой передачи на *сопротивление контактной и изгибной усталости*. Параметрам, относящимся к ведущему звену (шестерне), присваивается индекс «1», а к ведомому звену (колесу) – индекс «2». Данные обозначения распространяются на зубчатую передачу или одноступенчатый редуктор, а так же на двухступенчатый редуктор быстроходной или тихоходной ступени передачи.

Исходные данные:

- передаточное число u зубчатой передачи (приложение Б) или одноступенчатого редуктора, либо $u = u_6$ быстроходной или $u = u_T$ тихоходной ступени двухступенчатого редуктора;
- число оборотов n_1 шестерни зубчатой передачи (приложение Б) или быстроходного вала одноступенчатого редуктора, либо быстроходного или промежуточного вала двухступенчатого редуктора (об/мин);
- максимальный момент T_{max_2} на валу колеса зубчатой передачи (приложение Б) или на тихоходном валу одноступенчатого редуктора, либо на промежуточном валу быстроходной ступени передачи или на тихоходном валу с зубчатым колесом двухступенчатого редуктора (Н·мм);
- ресурс работы L_h (час);
- характер типового режима нагрузки;
- степень точности передачи (предварительно назначают степень точности 8).

Расчет, как показано ниже, выполняется поэтапно в соответствии с выделенными разделами. В каждом разделе выполняются несколько логически увязанных пунктов расчета, которые номеруются соответственно этапам в порядке их выполнения.

1 Выбор материалов

1.1 Выбор материалов и их твёрдости при определённой термообработке регламентируется заданным типовым режимом нагружения передачи: тяжелым, средним, нормальным, лёгким. Числа твердости для сталей по Бринеллю (HB) находятся в диапазоне от минимального значения HB_{min} до максимального значения HB_{max} . В курсовом проекте предполагается использовать хорошо прирабатывающиеся материалы для колёс. При необходимости можно применить другие марки сталей (приложение В). Рекомендуются следующие пары материалов для шестерни и колеса в зависимости режима работы привода:

- тяжелый и особо тяжелый режим:

$$HB_1 = 269-302; \text{ сталь } 40X, \text{ улучшение};$$

$$HB_2 = 235-262; \text{ сталь } 45, \text{ улучшение};$$

- средний и нормальный режим:

$$HB_1 = 235-262; \text{ сталь } 40X, \text{ улучшение};$$

$$HB_2 = 179-207; \text{ сталь } 45, \text{ нормализация};$$

- легкий и особо легкий режим:

$$HB_1 = 235-262; \text{ сталь } 35XM, \text{ улучшение};$$

$$HB_2 = 163-192; \text{ сталь } 35, \text{ нормализация}.$$

1.2 Определение средней твердости для материалов шестерни и колеса:

$$HB_{1cp} = 0,5 (HB_{1min} + HB_{1max}); \quad (3)$$

$$HB_{2cp} = 0,5 (HB_{2min} + HB_{2max}). \quad (4)$$

2 Определение допускаемых напряжений для расчёта зубьев по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

2.1 Расчётное число циклов работы (наработка):

$$\text{для шестерни } N_1 = L_h 60 n_1 c; \quad (5)$$

$$\text{для колеса } N_2 = L_h 60 \left(\frac{n_1}{u} \right) c, \quad (6)$$

где c – число вхождений в зацепления каждого зуба зубчатого колеса за один оборот колеса ($c = 1$).

2.2 Эквивалентное число циклов напряжений соответствующее типовому режиму нагружения при расчете на контактную усталость зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для шестерни: } N_{HE1} = \mu_H N_1; \quad (7)$$

$$\text{для колеса: } N_{HE2} = \mu_H N_2, \quad (8)$$

где μ_H – коэффициент характеризующий интенсивность типового режима нагружения (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Значение коэффициента μ_H и μ_F

Режим работы		Термообработка	μ_H	Термообработка	μ_F	Термообработка	μ_F
0	Постоянный	Любая	1,000	Улучшение, нормализация ($HB_{cp} \leq 350$)	1,000	Закалка объемная или поверхностная, цементация ($HB_{cp} > 350$)	1,000
1	Тяжелый		0,500		0,300		0,200
2	Средний		0,250		0,143		0,100
3	Нормальный		0,180		0,065		0,036
4	Легкий		0,125		0,038		0,016
5	Особо легкий		0,063		0,013		0,004

2.3 Определение базы контактных напряжений N_{H0} в соответствии со средней твердостью выбранных материалов шестерни и колеса по таблице 2.2 или по приближенной формуле:

$$N_{H0} \approx 30(HB)^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6. \quad (9)$$

Если средняя твердость материала HB_{cp} шестерни и колеса отличается от табличных значений, то соответствующее базовое число циклов напряжений N_{H0} находится линейной интерполяцией:

$$N_{H0} = (N_{H0max} - N_{H0min})(HB_{cp} - HB_{cpmin}) / (HB_{cpmax} - HB_{cpmin}) + N_{H0min}, \quad (10)$$

где N_{H0max} – ближайшая верхняя граница интервала циклов по таблице 2.2;

N_{H0min} – ближайшая нижняя граница интервала циклов по таблице 2.2;

HB_{cpmax} – ближайшая верхняя граница интервала твердости по таблице 2.2;

HB_{cpmin} – ближайшая нижняя граница интервала твердости по таблице 2.2.

При $HB_{cp} < 200$ принимается $N_{H0} = 10$ млн. циклов.

Таблица 2.2 – База контактных напряжений, соответствующая пределу выносливости (предельному числу циклов изменения напряжений)

HB_{cp}^*	200	250	300	350	400	450	500	550	600
HRC_{cp}^*	-	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{H_0}^{**}$, млн. циклов	10	16,5	25	36,5	50	68	87	114	143
* Средняя твердость зубьев шестерни HB_{1cp} (HRC_{1cp}) или колеса HB_{2cp} определяется как среднее арифметическое предельных значений твердости выбранного материала, например, для стали марки 40X при тяжелом режиме нагружения: $HB_{cp} = 0,5(269+302) = 285,5$									
** Величина N_{H_0} при значениях HB_{1cp} (HRC_{1cp}), отличающихся от табличных, находится интерполяцией, например, для $HB_{cp} = 285,5$ получим: $N_{H_0} = [(25-16,5)(285,5-250)/(300-250)]+16,5 = 22,53$ млн. циклов									

2.4 Определение коэффициентов долговечности по контактным напряжениям для зубьев шестеренки K_{HL_1} и колеса K_{HL_2} :

А) При $N_{HE} \leq N_{H_0}$

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_{01}}}{N_{HE1}}}; \quad K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_{02}}}{N_{HE2}}}. \quad (11)$$

Для нормализованных, улучшенных или объемно-закалённых колёс

$$1 \leq K_{HL} \leq 2,6, \quad (12)$$

если $K_{HL} > 2,6$, следует принять $K_{HL} = 2,6$.

В случае поверхностного упрочнения зубьев (закалка ТВЧ, цементация, азотирование, нитроцементация) принимают

$$1 \leq K_{HL} \leq 1,8, \quad (13)$$

если $K_{HL} > 1,8$, следует принять $K_{HL} = 1,8$.

Б) При $N_{HE} > N_{H_0}$

$$K_{HL_1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H_{01}}}{N_{HE1}}}; \quad K_{HL_2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H_{02}}}{N_{HE2}}}. \quad (14)$$

$$0,75 \leq K_{HL} \leq 1, \quad (15)$$

если $K_{HL} < 0,75$, следует принять $K_{HL} = 0,75$.

2.5 Определение значений пределов выносливости $\sigma_{H \lim_1}$ для шестерни, $\sigma_{H \lim_2}$ для колеса и коэффициента запаса прочности S_H по таблице 2.3.

2.6 Определение допускаемых контактных напряжений для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{0,9 \sigma_{H \lim_1} K_{HL_1}}{S_H}; \quad (16)$$

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{0,9 \sigma_{H \lim_2} K_{HL_2}}{S_H}. \quad (17)$$

Таблица 2.3 – Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Твердость поверхности зубьев	Термо-обработка	Марки стали	$\sigma_{H \lim_1}^{(2)}$ МПа	S_H	$\sigma_{F \lim_1}^{(2)}$ МПа	S_F
$HB_{cp} \leq 350$	Отжиг, нормализация, улучшение	35, 40, 45, 40X, 40XH, 35XM,	$2HB_{cp} + 70$	1,1	$1,75HB_{cp}$	1,7
$HRC_{cp} 38...52$	Объемная закалка	40X, 35XM,	$18HRC_{cp} + 150$	1,2	460-580	
$HRC_{cp} 48...58$	Поверхностная закалка	40XH, 40XHMA	$17HRC_{cp} + 200$		550-900	
$HRC_{cp} 54...63$	Цементация + закалка	20X, 20XHM, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ	$23HRC_{cp}$	1,2	850-950	1,55
$HRC_{cp} 63...65$	Азотирование + закалка	40XHMA	1050		580-970	1,7
$HRC_{cp} 57...63$	Нитро-цементация	25X, 25XГМ	$23HRC_{cp}$		750-1000	1,55

2.7 Определение допускаемого контактного напряжения для прямозубой и косозубой цилиндрической передачи $[\sigma_H]$.

Для прямозубых колёс принимают меньшее значение из двух:

$$[\sigma_H] = \min\{[\sigma_{H_1}]; [\sigma_{H_2}]\}; \quad (18)$$

Для косозубых колёс принимается наименьшее значение из двух $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]); \quad (19)$$

$$[\sigma_H] = 1,23[\sigma_{H_2}]. \quad (20)$$

3 Расчёт зубьев на сопротивление усталости по контактным напряжениям (*проектный расчёт*)

3.1 Определение предварительного значения коэффициента нагрузки в расчётах на сопротивление контактной усталости:

$$K'_H = K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{H\nu}, \quad (21)$$

где $K'_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки, изменяющийся от 1 до 1,2 и предварительно для прямозубой передачи принимается 1, а для косозубой передачи 8-й степени принимается 1,1;

$K'_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по ширине венца, изменяющийся от 1,05 до 1,4, и предварительно для прирабатываемой зубчатой пары ($HB_2 < 350$) принимается 1,12;

$K'_{H\nu}$ – коэффициент динамичности, изменяющийся от 1,03 до 1,5, и предварительно для тихоходной ступени 8-й степени точности косозубых колёс принимается 1,15.

3.2 Определение (предварительное) межосевого расстояния зубчатой передачи из условия сопротивления контактной усталости (*проектный расчёт*)

$$a'_w = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H] u}\right)^2 \frac{T'_p}{\psi_{ba}}}, \quad (22)$$

где $T'_p = T_{max} K'_H$ – расчетный крутящий момент на ведомом валу, Н·мм;
 $\psi_{ba} = b / a'_w$ – коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния выбирают из ряда: 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Ориентировочно принимают для одноступенчатого редуктора $\psi_{ba} = 0,40$, а для двухступенчатого редуктора быстроходной ступени $\psi_{ba_1} = 0,315$ и тихоходной ступени $\psi_{ba_2} = 0,40$.

Уточненное значение коэффициента ширины шестерни можно определить по формуле

$$\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u + 1), \quad (23)$$

где $\psi_{bd} = b/d_1 = f(HB; \text{расположение колёс относительно опор})$ – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра (таблица 2.4).

Причем в двухступенчатом редукторе этот коэффициент для быстроходной ступени принимается меньше, чем для тихоходной ступени:

$$\psi_{bd1} < \psi_{bd2}.$$

Полученная величина a'_w округляется до ближайшего значения a_w из ряда главных параметров, мм:

40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000 (выделенные значения предпочтительнее).

3.3 Определение ширины колеса и шестерни с округлением до целого числа, мм:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w; \quad b_1 \approx 1,12 b_2. \quad (24)$$

Таблица 2.4 – Рекомендуемые коэффициенты ширины шестерни ψ_{bd} [2]

Расположение колёс относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_{cp\ 1(2)} \leq 350$	$HB_{cp\ 1(2)} > 350$
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,3
<i>Примечание:</i> Большие значения для постоянных и близких к ним нагрузок		

3.4 Определение фактической окружной скорости зубьев шестерни, м/с:

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \frac{\pi n_1 a_w}{30(u + 1)}, \quad (25)$$

где

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}; \quad d_1 = \frac{2a_w}{u + 1}. \quad (26)$$

3.5 Уточнение степени точности передачи в соответствии с фактической окружной скоростью v и типом передачи (таблица 2.5).

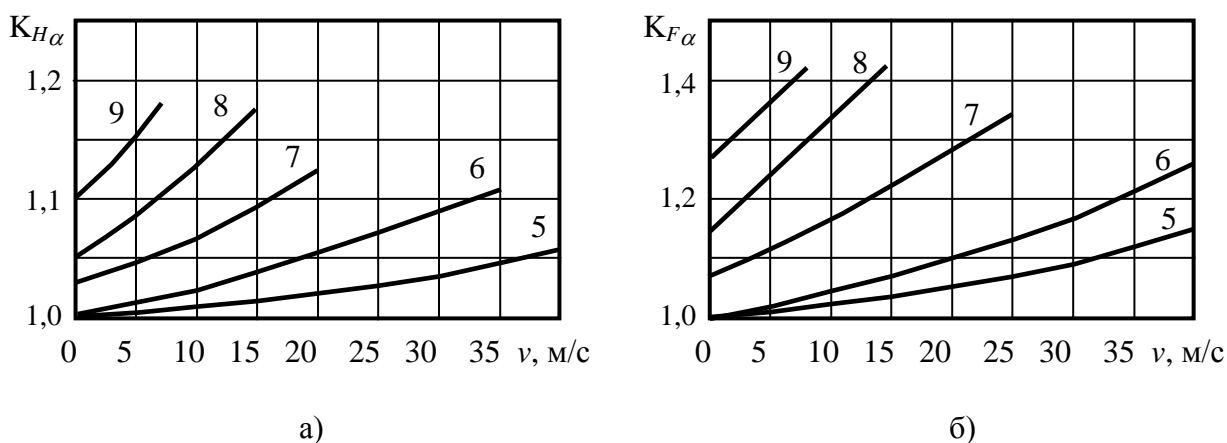
Таблица 2.5 – Рекомендуемые степени точности зубчатой передачи

Тип передачи, вид зубьев	Скорость v , м/с			
	< 5	5...8	8...12,5	> 12,5
Цилиндрическая:				
а) прямые зубья	9	8	7	6
б) косые зубья	9	9	8	7
Коническая:				
а) прямые зубья	8	7	-	-
б) круговые зубья	9	9	7	6

3.6 Уточнение коэффициента нагрузки (K'_H) до значения K_H в соответствии с фактической скоростью и степенью точности:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (27)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев. Значение коэффициента распределения нагрузки для прямозубой передачи при однопарном зацеплении принимается $K_{H\alpha} = K'_{H\alpha}$, а для косозубой передачи $K_{H\alpha}$ определяется по графику (рисунок 2.1, а) по уточненному значению степени точности (кривые с цифрами) зубчатой передачи.



- а) – коэффициенты для расчета на контактную усталость
 б) – коэффициенты для расчета на сопротивление усталости при изгибе

Рисунок 2.1 – Коэффициенты неравномерности нагрузки на зубья колёс

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине зуба из-за влияния следующих факторов:

- не параллельность и перекос осей валов за счёт неточностей изготовления корпусных деталей и неточности сборки;
- погрешностей при изготовлении зубчатых колёс и валов;
- деформации валов: изгиб (рисунок 2.2) и кручение под нагрузкой в зависимости от расположения колеса относительно опор вала: симметричное расположение колёс (рисунок 2.2, а), несимметричное расположение колёс (рисунок 2.2, б), консольное расположение колёс (рисунок 2.2, в).

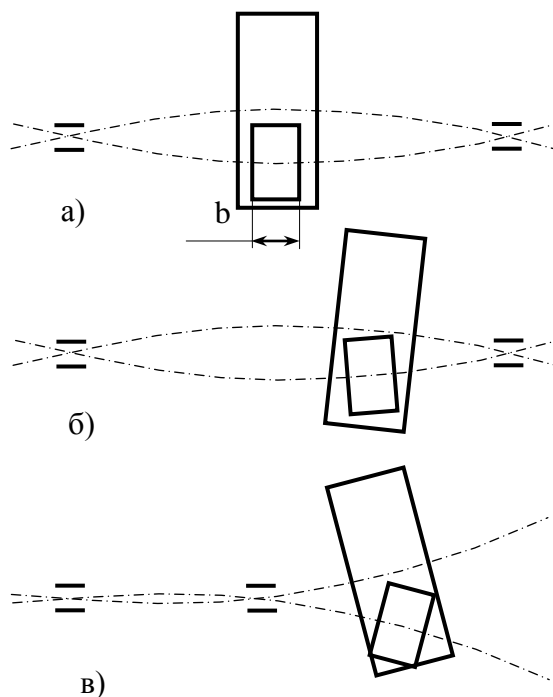


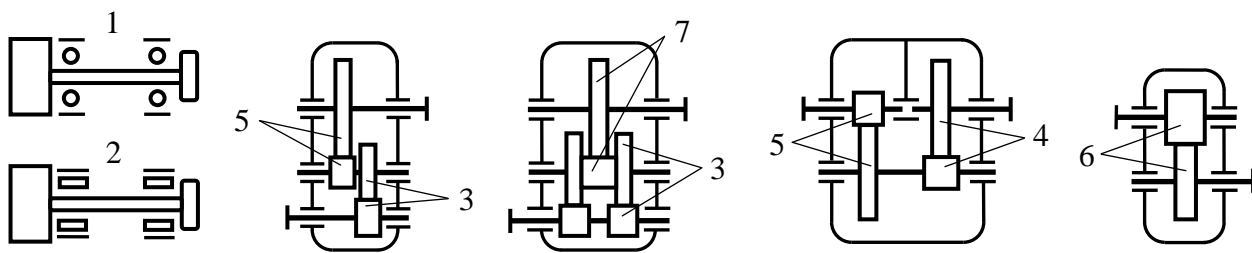
Рисунок 2.2

Значение $K_{H\beta}$ уточняется по графикам (рисунок 2.3, б) при твердости колёс $HB_{1(2)} \leq 350$ или при твердости колёс $HB_{1(2)} > 350$ в зависимости от вида передачи (рисунок 2.3, а) и коэффициента ширины венца по диаметру делительной окружности шестерни

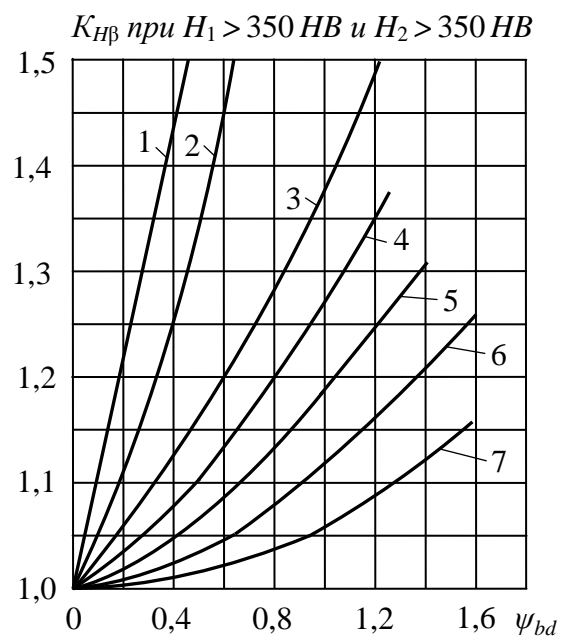
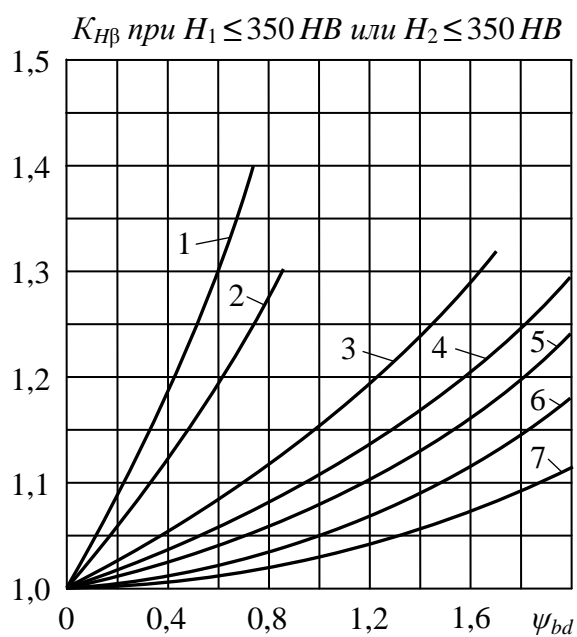
$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 = b_1(u+1) / (2a_w). \quad (28)$$

Кривые 1 и 2 (рисунок 2.3, б) используются для консольного расположения колёс на валах, опирающихся соответственно на шариковые или роликовые подшипники.

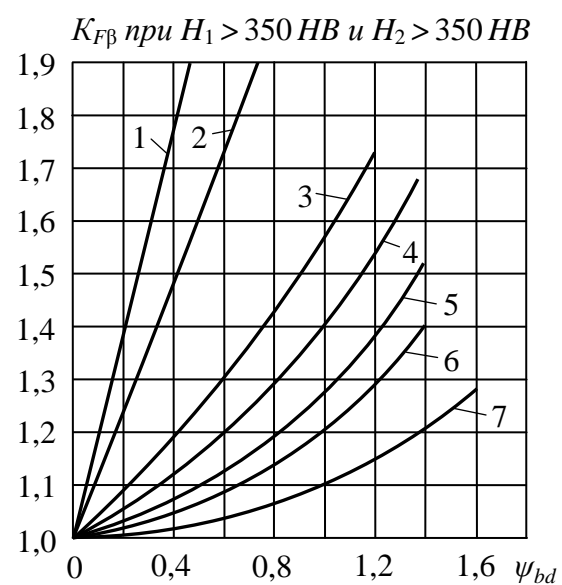
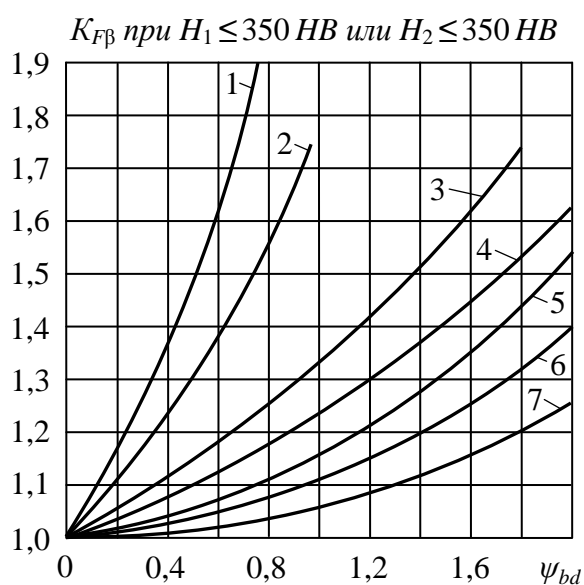
K_{Hv} – коэффициент динамичности, зависящий от степени точности передачи и фактической скорости v шестерни с твердостью поверхности зубьев колёс $HB_{1(2)} \leq 350$ (таблица 2.6) и $HB_{1(2)} > 350$ (таблица 2.7).



а)



б)



в)

Рисунок 2.3

Таблица 2.6 – Значения коэффициента K_{Hv} [3] для зубьев колёс $HB \leq 350$

Степень точности по ГОСТ 1643-81	$v, \text{ м/с}$							
	1	2	3	4	5	6	8	10
6-я	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7-я	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,04}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,16}{1,07}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8-я	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,28}{1,12}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9-я	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,22}{1,08}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,36}{1,13}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

В числителе приведены данные для прямозубых колёс, в знаменателе (*курсивом*) – для косозубых колёс.

Таблица 2.7 – Значения коэффициента K_{Hv} [3] для зубьев колёс $HB > 350$

Степень точности по ГОСТ 1643-81	$v, \text{ м/с}$							
	1	2	3	4	5	6	8	10
6-я	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,08}{1,04}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
7-я	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,09}{1,04}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
8-я	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,04}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,19}{1,07}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
9-я	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,09}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$

В числителе приведены данные для прямозубых колёс, в знаменателе (*курсивом*) – для косозубых колёс.

3.7 Определение фактических значений расчётного крутящего момента и контактных напряжений (*проверочный расчёт*):

$$\sigma_H = 270 \frac{u+1}{a_w u} \sqrt{\frac{u+1}{b_2}} T_p \leq [\sigma_H], \quad (29)$$

где $T_p = T_{max} K_H$ – расчётный крутящий момент, (Н·мм).

Допускается недогрузка передачи $\sigma_H < [\sigma_H]$ не более 10% и перегрузка $\sigma_H > [\sigma_H]$ до 5%. Если какое-либо условие не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 . Если для второго условия этого недостаточно, то либо увеличить межосевое расстояние a_w , либо выбрать другой материал (приложение В) для колёс с твердостью HB_{cp} выше принятого или назначить другую термообработку и пересчитать допускаемые напряжения.

4 Определение геометрических параметров зубчатых колёс

4.1 Определение нормального модуля зацепления:

$$m_n \approx (0,01 \div 0,02)a_w, \quad (30)$$

в пределах вычисленного диапазона выбирается модуль зацепления, и округляется до стандартного значения из ряда, мм:

1,0; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25 (выделенные значения предпочтительнее).

Для силовых передач назначать модули меньше 1,25 мм не рекомендуется из-за опасности разрушения зуба при случайных перегрузках.

4.2 Предварительное значение угла наклона зуба для косозубого колеса:

$$\beta' \geq \beta_{min} = \arcsin \frac{3,5m_n}{b_2}. \quad (31)$$

Угол наклона зубьев β рекомендуется принимать в пределах от 8° до 15° (если неравенство по данному пункту не выполняется, осевой шаг колеса окажется больше ширины колеса b , а осевой коэффициент перекрытия, соответственно, окажется меньше единицы, что приведёт к ударам при вхождении зубьев в зацепление; если угол наклона зубьев меньше 8° , то теряются преимущества косозубой перед прямозубой передачей в виде повышенной нагрузочной способности и плавности работы; если же угол больше 15° , то значительно возрастают осевые силы на подшипники, что нежелательно).

4.3 Определение суммарного числа зубьев для косозубой передачи:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta'. \quad (32)$$

Полученное значение округляется до ближайшего целого.

4.4 Уточненное значение угла наклона зуба шестерни и колеса при выбранном межосевом расстоянии a_w :

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_w}. \quad (33)$$

4.5 Определение числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} \geq z_{min}, \quad (34)$$

округлить z_1 до ближайшего целого числа; z_{min} принимается в зависимости от угла β (если $\beta < 12^\circ$, то $z_{min} = 17$; если $\beta = 12 \dots 17^\circ$, то $z_{min} = 16$).

Для передачи с $u = 2 \dots 6$ число зубьев шестерни рекомендуется выбирать в соответствии с таблицей 2.8.

Таблица 2.8 – Минимальное число зубьев шестерни z_1 [3]

Частота вращения шестерни $n_1, \text{мин}^{-1}$	Число зубьев шестерни z_1	
	прямозубой	косозубой
До 100	17...18	16...17
От 100...до 500	18...22	17...18
От 500...до 1000	22...24	18...20
Свыше 1000	24...26	20...22

Примечание – Меньшие значения z_1 соответствуют большим числам u

При невыполнении условия (34) следует уменьшить модуль зацепления в пределах полученного диапазона,

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1; \quad (35)$$

4.6 Фактическое передаточное число передачи и отклонение его от заданной величины:

$$u_{\phi} = z_2/z_1; \quad \Delta u = \frac{|u - u_{\phi}|}{u} 100\% \leq 4\% \quad (36)$$

4.7 Определение основных геометрических размеров шестерни и колеса:

- делительные диаметры $d_{1(2)} = m_n z_{1(2)} / \cos \beta; \quad (37)$

$$\text{- диаметры вершин зубьев } d_{a_{1(2)}} = d_{1(2)} + 2m_n ; \quad (38)$$

$$\text{- диаметры впадин зубьев } d_{f_{1(2)}} = d_{1(2)} - 2,5m_n . \quad (39)$$

4.8 Определение диаметров отверстий в ступице колеса; диаметры отверстий должны быть равны диаметрам валов; расчёт диаметра вала (*ориентировочный*) проводится по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau] \approx 15$ МПа:

$$T_1 = T_2 / u_\phi; \quad d_{e_1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}}; \quad d_{e_2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} . \quad (40)$$

Полученные значения округляются до целых чисел. При этом диаметр входного вала редуктора должен быть не менее диаметра конца вала выбранного электродвигателя [6].

Если диаметр вала d_{e_1} меньше или примерно равен диаметру впадин шестерни, то в конструкции, в качестве ведущего звена, используют вал-шестерню, т.е. зубья нарезают непосредственно на ведущем валу.

5 Определение допускаемых напряжений для расчёта зубьев на изгиб

5.1 Определение пределов длительной выносливости по изгибным напряжениям $\sigma_{F\lim_{1(2)}}$ и запаса прочности S_F в зависимости от средней твёрдости материалов (таблица 2.3).

5.2 Определение допускаемых напряжений изгиба для материалов шестерни и колеса (при работе только одной стороны зуба):

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{\sigma_{F\lim_1}}{S_F}; \quad [\sigma_{F_2}] = \frac{\sigma_{F\lim_2}}{S_F} . \quad (41)$$

6 Расчёт на сопротивление усталости по напряжениям изгиба (проверочный расчёт)

6.1 Определение эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса (для унификации расчётов косозубые колёса приводятся к прямозубым колёсам):

$$z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}. \quad (42)$$

6.2 Определение коэффициентов формы зуба $Y_{F1(2)}$ по эквивалентному числу зубьев шестерни и колеса (таблица 2.9).

Таблица 2.9 – Значения коэффициента Y_F

z_v	Y_F
12	—
16	4,28
20	4,07
25	3,90
32	3,78
40	3,70
50	3,68
60	3,62
71	3,61
80	3,60
90	3,60
100	3,60
180	3,62

6.3 Определение коэффициента наклона зуба:

$$Y_\beta = 1 - (\beta / 120). \quad (43)$$

6.4 Определение окружной силы, действующей на зубья колеса:

$$F_t = \frac{T_{max_2}}{0,5d_2} = \frac{T_{max_2} (u_\phi + 1)}{a_w u_\phi}. \quad (44)$$

6.5 Эквивалентное число циклов напряжений соответствующее типовому режиму нагружения при расчете на изгибную усталость зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для шестерни } N_{FE1} = \mu_F N_1; \quad (45)$$

$$\text{для колеса } N_{FE2} = \mu_F N_2, \quad (46)$$

где μ_F – характеризует интенсивность типового режима нагружения (таблица 2.1).

6.6 Определить коэффициент долговечности по изгибу для зубьев шестерни и колеса, учитывающий влияние ресурса:

А) Для зубчатых колёс с однородной структурой материала при термообработке: нормализация, улучшение, объемная закалка ТВЧ, а также зубчатых колёс со шлифованной переходной поверхностью с любой твердостью и термообработкой их зубьев:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}; \quad K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}}, \quad (47)$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов изгибных напряжений.

Коэффициент K_{FL} должен находиться в пределах: $1 \leq K_{FL} \leq 4,0$. Если $K_{FL} > 4,0$, то принять $K_{FL} = 4,0$. При $K_{FL} < 1$ принять $K_{FL} = 1$.

Б) Для зубчатых колёс азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью:

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}; \quad K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}}, \quad (48)$$

Коэффициент K_{FL} должен находиться в пределах: $1 \leq K_{FL} \leq 2,5$. Если $K_{FL} > 2,5$, то принять $K_{FL} = 2,5$. При $K_{FL} < 1$ принять $K_{FL} = 1$.

6.7 Определение коэффициентов K_F нагрузки при расчёте на изгиб:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (49)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки, зависящий от степени точности передачи; для прямозубых передач по таблице 2.10; для косозубых передач по рисунку 2.1, б.

Таблица 2.10 – Значения коэффициента $K_{F\alpha}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки (рисунок 2.3, в) для прирабатываемой передачи при $HB_{1(2)} \leq 350$ и неприрабатываемой передачи при $HB_{1(2)} > 350$ в зависимости от вида передачи (рисунок 2.3, а);

K_{F_v} – коэффициент динамичности, определяется в зависимости от степени точности передачи и фактической скорости v шестерни с твёрдостью поверхности зубьев колёс $HB \leq 350$ (таблица 2.11) и $HB > 350$ (таблица 2.12).

Таблица 2.11 – Значения коэффициента K_{F_v} , [3] для зубьев колёс с $HB \leq 350$

Степень точности по ГОСТ 1643-81	$v, \text{ м/с}$							
	1	2	3	4	5	6	8	10
6-я	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,18}{1,09}$	$\frac{1,25}{1,11}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,64}{1,26}$
7-я	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,64}{1,25}$	$\frac{1,80}{1,32}$
8-я	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,39}{1,16}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,57}{1,22}$	$\frac{1,77}{1,30}$	$\frac{1,96}{1,38}$
9-я	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,22}{1,08}$	$\frac{1,33}{1,12}$	$\frac{1,44}{1,17}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,68}{1,29}$	$\frac{1,90}{1,36}$	$\frac{2,25}{1,45}$
В числителе приведены данные для прямозубых колёс, в знаменателе (<i>курсивом</i>) – для косозубых колёс								

Таблица 2.12 – Значения коэффициента K_{F_v} , [3] для зубьев колёс с $HB > 350$

Степень точности по ГОСТ 1643-81	$v, \text{ м/с}$							
	1	2	3	4	5	6	8	10
6-я	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,08}{1,04}$	$\frac{1,10}{1,05}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
7-я	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,09}{1,04}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
8-я	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,04}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,19}{1,07}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
9-я	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,09}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
В числителе приведены данные для прямозубых колёс, в знаменателе (<i>курсивом</i>) – для косозубых колёс.								

6.8 Определение фактических изгибных напряжений зубьев шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{Y_{F1(2)} Y_{\beta}}{b m_n} F_t K_{FL1(2)} K_F . \quad (50)$$

6.9 Проверка прочности зубьев шестерни и колеса на сопротивление усталости при изгибе:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (51)$$

Фактические напряжения не должны превышать допускаемые значения больше, чем на 5%.

Если условие прочности не выполняется, необходимо указать конструктивные решения по повышению сопротивления изгибной усталости (например, увеличить модуль и провести повторный расчёт).

Если фактический запас прочности слишком велик

$$S_{F1(2)} = \sigma_{Flim1(2)} / \sigma_{F1(2)} > 2,5, \quad (52)$$

то рекомендуется по возможности уменьшить модуль или ширину венца шестерни или колеса, пересчитать число зубьев $z_{1(2)}$ и повторить расчёт.

3 Оформление выполненной задачи

Приведённая выше методика расчёта закрытой зубчатой передачи может использоваться при выполнении индивидуальных задач, расчётно-графических работ, этапов курсового проектирования по таким учебным дисциплинам как «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования».

Если заданием предусматривается выполнение индивидуальной задачи (приложение Б), то по результатам выполненных расчётов составляется отчет по следующему плану:

1. Цель выполнения задачи.
2. Исходные данные.
3. Решение.
4. Выводы.
5. Эскиз колеса (рисунок 3.1, а) и зубчатой передачи (рисунок 3.1, б) (по указанию преподавателя).

Если данная методика использовалась для выполнения расчётно-графической работы (РГР) или курсового проекта, то выполненные расчёты

включаются в состав пояснительной записки, и по их результатам выполняется чертёж тихоходного колеса на формате А3.

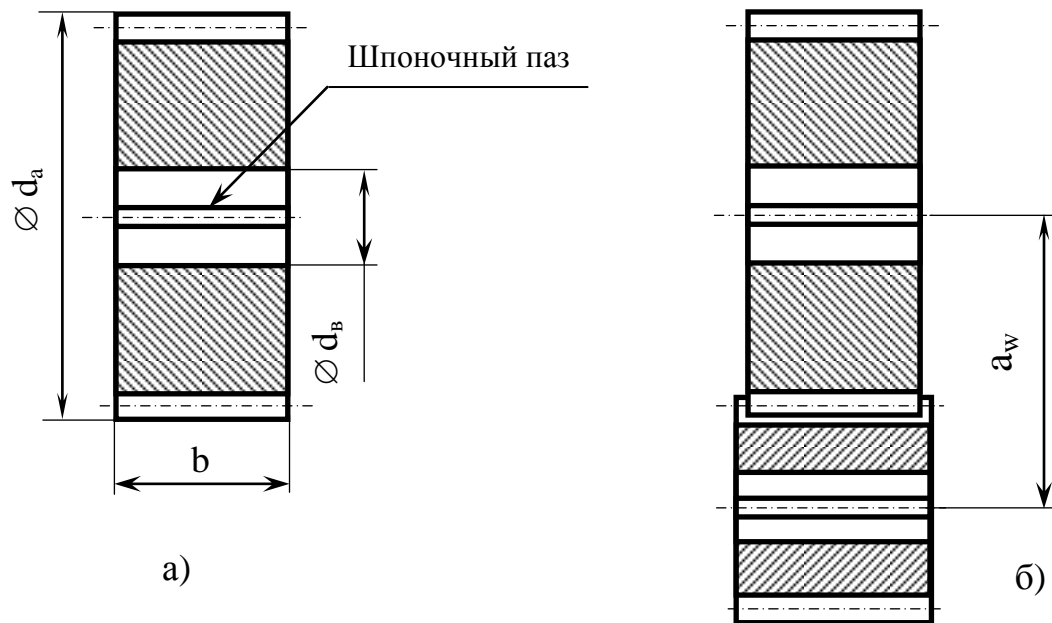


Рисунок 3.1

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
2. Курмаз, Л. В. Конструирование узлов и деталей машин : справочное учебно-метод. пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М. : Высш. шк., 2007. – 455 с.
3. Иванов, Г. А. Расчет и конструирование механического привода : учеб. пособие для студ. учреждений высш. проф. образования / Г. А. Иванов. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 384 с.
4. Марцулевич, Н. А. Техническая механика. Часть II. Соппротивление материалов, Детали машин : учеб. пособие / Н. А. Марцулевич, А. Н. Луцко, Д. А. Бартенев; под ред. Н. А. Марцулевича. – СПб. : СПбГТИ(ТУ), 2010. – 493 с.
5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчеты на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
6. Матюшин, Е. Г. Детали машин и основы проектирования. Курсовой проект : учебно-метод. пособие / Е. Г. Матюшин, А. Н. Луцко, М. Д. Телепнев. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб. : СПбГТИ(ТУ), 2017. – 60 с.
7. Детали машин : учеб. для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Гангулич и др. ; под ред. О. А. Ряховского, – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(рекомендуемое)
Конструкции зубчатых колёс

Стальные шестерни с диаметром вершин зубьев $d_a \leq 2d_{\text{вал}}$ ($d_{\text{вал}}$ – диаметр вала шестерни) чаще всего изготавливаются непосредственно на валу в виде вала-шестерни (рисунок А.1) из кованных заготовок или из проката (пруток, круг). Качество вала-шестерни (жесткость, точность и т.д.) оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни (рисунок А.2), поэтому все шестерни редукторов, обычно, выполняют за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют в тех случаях, когда они должны быть подвижными вдоль оси вала, например, в коробках перемены передач.

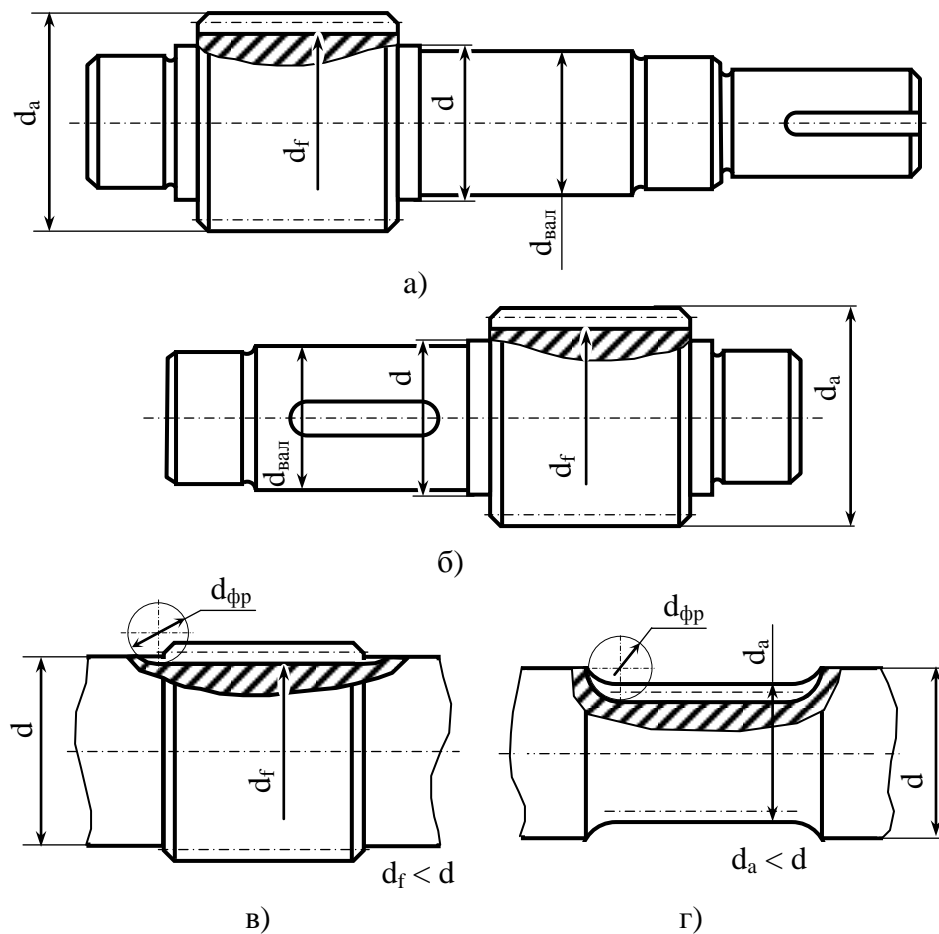


Рисунок А.1

На рисунке А.1 показаны конструкции вала-шестерни быстроходной (рисунок А.1, а) и тихоходной (промежуточной) (рисунок А.1, б) передачи. Конструкция вала-шестерни с учётом особенностей нарезания зубьев и размеров режущего инструмента (диаметр фрезы $d_{\text{фр}}$) зависит от соотношения диаметра вала и диаметров зубчатого колеса. Если диаметр участка вала d меньше диаметра впадин d_f , то в соответствии с рисунком

(А.1, а, б); если диаметр вала d больше диаметра впадин d_f , то в соответствии с рисунком (А.1, в); если диаметр вала d больше диаметра вершин d_a , то в соответствии с рисунком (А.1, г).

Зубчатые колёса небольшого диаметра ($d_a \leq 200$ мм) выполняют сплошными дисками без ступицы (рисунок А.2, а) или со ступицей (рисунок А.2, б, в). Стальные зубчатые колёса такой конструкции изготавливают из проката ($d_a \leq 150$ мм), штампованных заготовок без углублений ($d_a < 80$ мм) или поковкой. Кованые колёса диаметром $d_a \leq 200$ мм могут иметь отверстия облегчения (рисунок А.2, г).

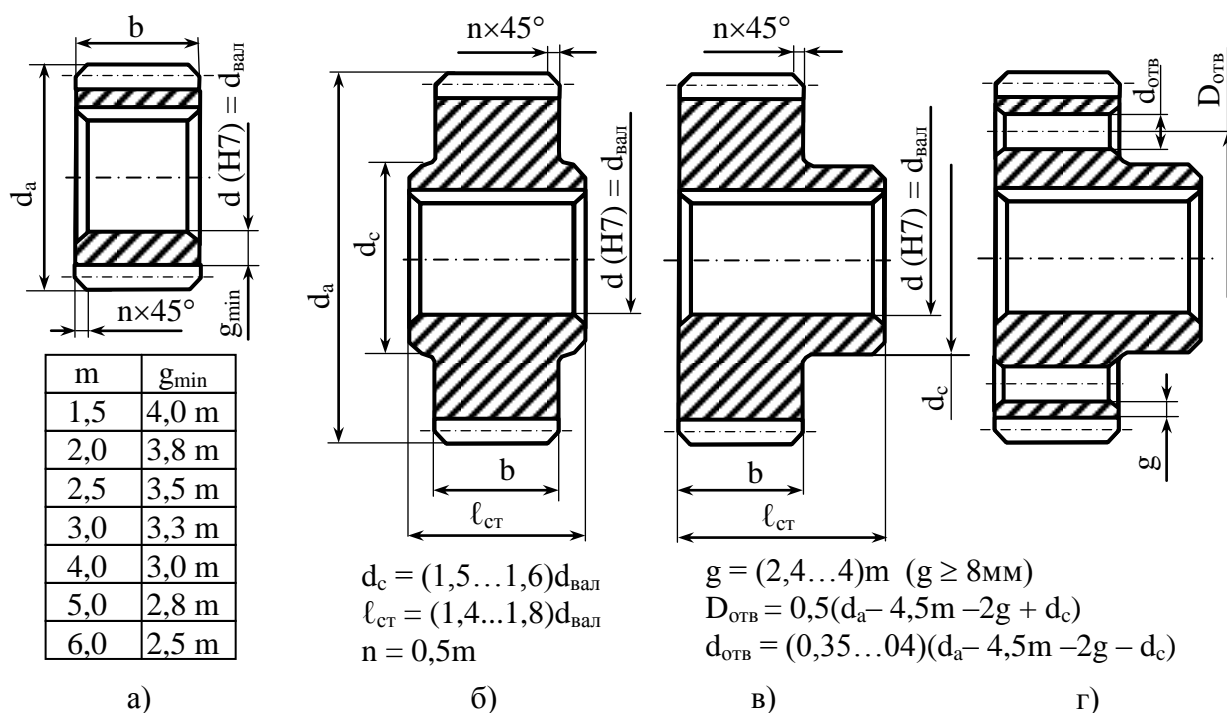


Рисунок А.2

Колёса большего диаметра ($200 \text{ мм} < d_a \leq 500 \text{ мм}$) для уменьшения веса выполняют с отверстиями и углублениями (рисунок А.3), толщина диска значительно меньше ширины обода. В единичном и мелкосерийном производстве заготовки таких колёс получают из сортового проката (рисунок А.3, а) или поковок (рисунок А.3, б) в односторонних штампах, а в крупносерийном производстве поковкой в двусторонних штампах (штамповкой) (рисунок А.3, а, в).

Для свободной выемки заготовок из штампа предусматриваются штамповочные уклоны $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусы закруглений $R \geq 6$ мм (рисунок А.3, в), которые после обработки резанием могут быть частично или полностью удалены, как показано на рисунке А.3, а. В зависимости от соотношения размеров колёс выемки в дисках могут быть выполнены по одной дуге (рисунок А.3, г) или двум дугам (рисунок А.3, д) радиуса R , с толщиной диска $C \approx 0,5b$.

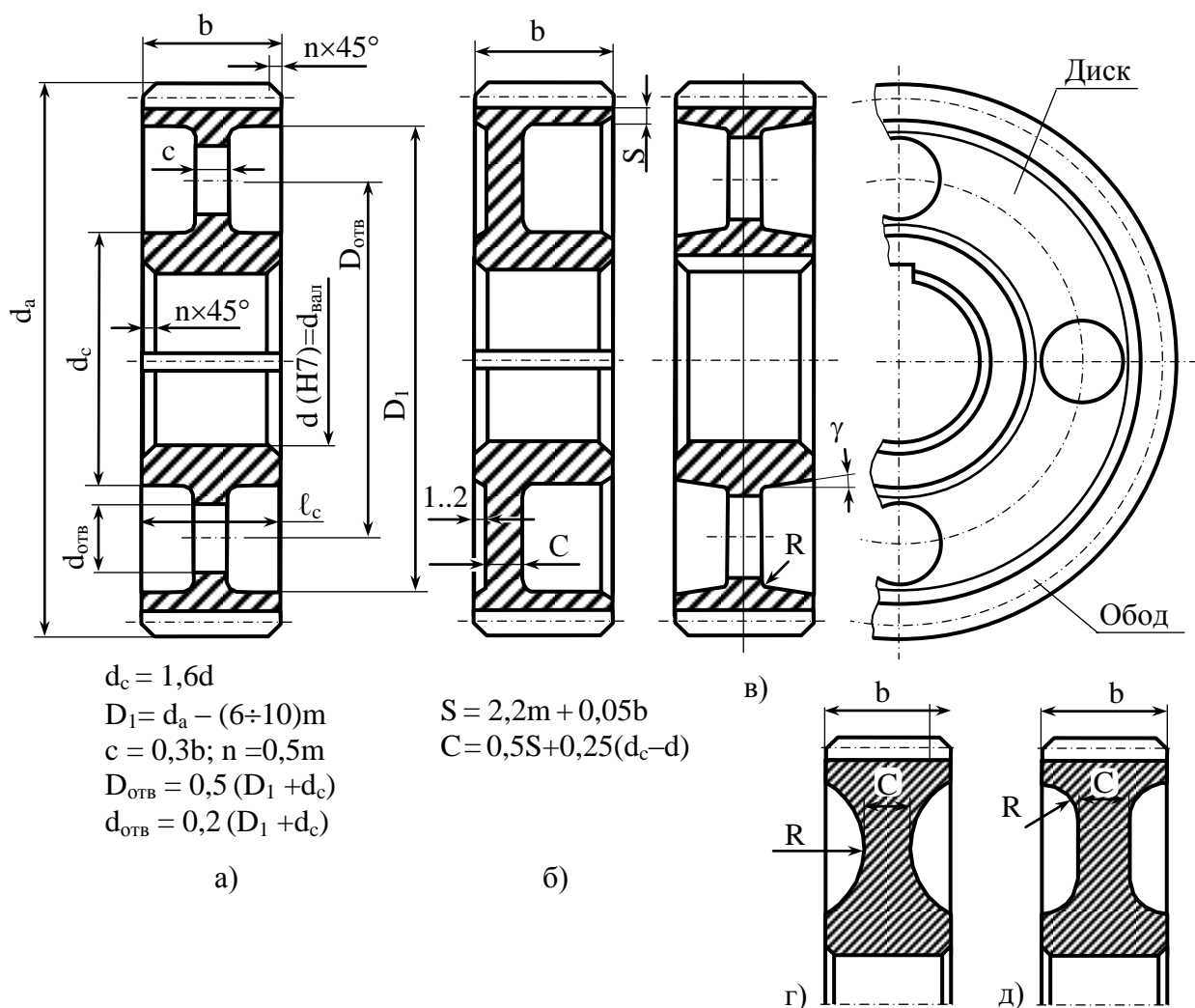


Рисунок А.3

Колёса больших диаметров ($d_a > 500$ мм) в единичном и мелкосерийном производстве изготавливают сварными (рисунок А.4). Помимо зубчатого венца, ступицы и диска в конструкции таких колёс предусматривают и рёбра жесткости толщиной s .

В крупносерийном производстве колёса больших диаметров изготавливают литьём с последующей механической обработкой с одним или двумя дисками облегчённой формы, со спицами крестообразного (рисунок А.5, а) или двутаврового сечения. В целях экономии высококачественной стали колёса больших диаметров могут делать бандажированными, т.е. составными (рисунок А.5, б).

Стальной обод (зубчатый венец) из легированной стали насаживается с натягом на чугунный (реже стальной) диск до упора в кольцевой выступ высотой t , который предотвращает осевые смещения обода. От проворачивания обода относительно центра колеса предохраняют винты, ввинчиваемые в резьбовые отверстия на стыке сопряжённых деталей; головки винтов срезают.

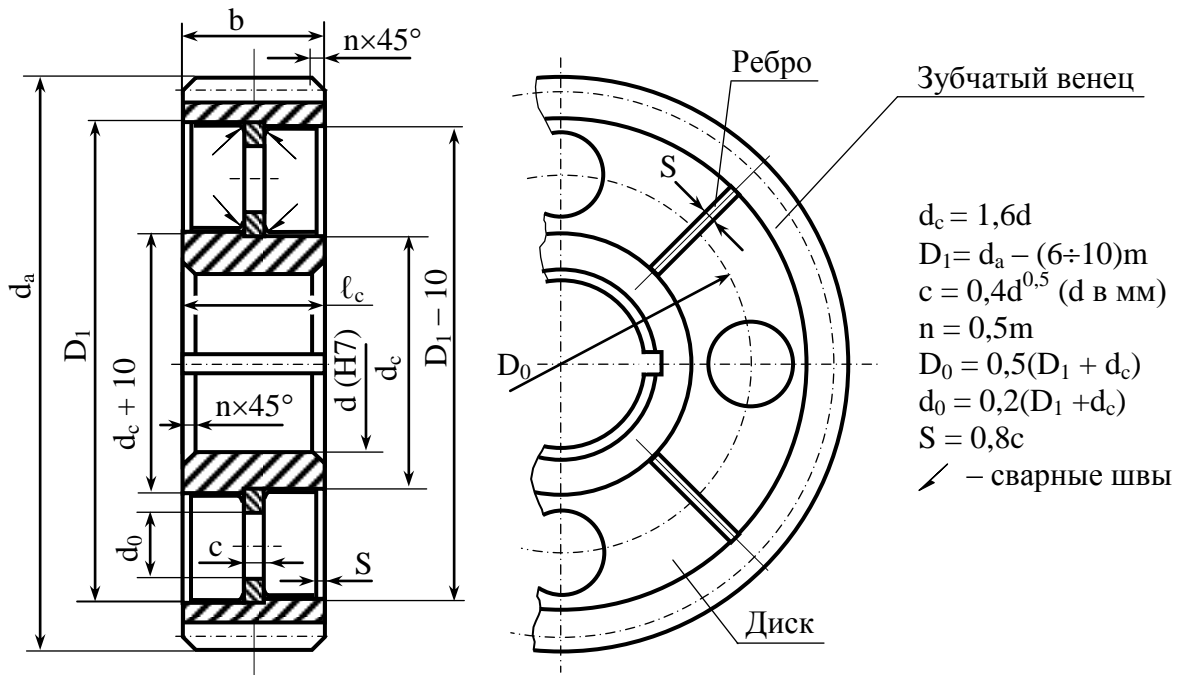


Рисунок А.4

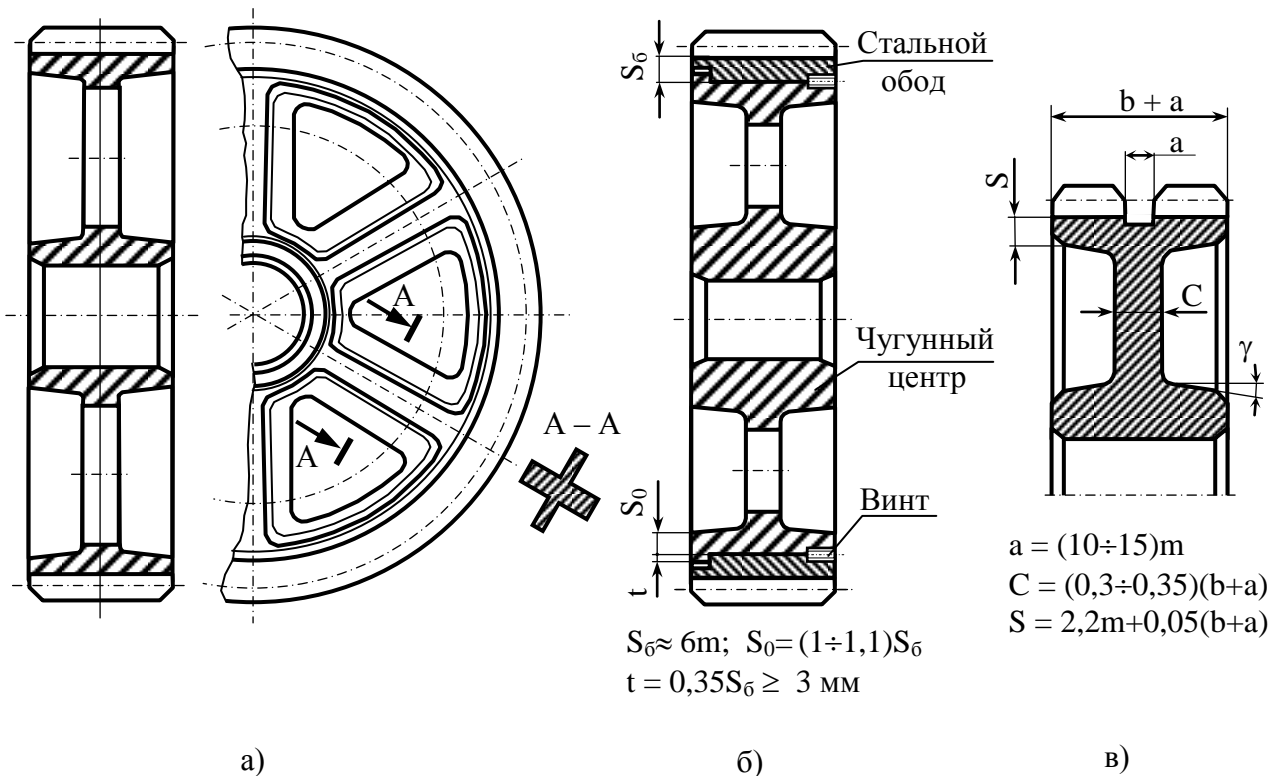


Рисунок А.5

Шевронные зубчатые колёса (рисунок А.5, в) отличаются от других цилиндрических колёс увеличенной шириной. Наиболее часто шевронные колёса изготовляют с канавкой посередине. Канавка предназначена для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(обязательное)

Исходные данные к индивидуальной задаче

Таблица Б.1

Вариант	u	n ₁ , об/мин	T _{max2} · 10 ⁻³ , Н·мм	t, час	Режим нагрузки
1	2,0	146	1000	8000	Тяжелый
2	3,15	146	2000	10000	Средний
3	4,0	146	3000	8000	Лёгкий
4	5,6	146	4000	4000	Тяжелый
5	6,3	146	5000	2000	Средний
6	2,0	146	4000	1000	Лёгкий
7	3,15	146	3000	2000	Тяжелый
8	4,0	192	2000	4000	Средний
9	5,6	192	1000	8000	Лёгкий
10	6,3	192	2000	10000	Тяжелый
11	2,0	192	3000	8000	Средний
12	3,15	192	4000	10000	Лёгкий
13	4,0	192	5000	8000	Тяжелый
14	5,6	192	4000	4000	Средний
15	6,3	192	3000	2000	Лёгкий
16	2,0	192	2000	1000	Тяжелый
17	3,15	284	1000	2000	Средний
18	4,0	284	2000	4000	Лёгкий
19	5,6	284	3000	8000	Тяжелый
20	6,3	284	4000	10000	Средний
21	2,0	284	5000	8000	Лёгкий
22	3,15	284	4000	10000	Тяжелый
23	4,0	284	3000	8000	Средний
24	5,6	284	2000	4000	Лёгкий
25	6,3	284	1000	2000	Тяжелый
26	2,0	570	2000	1000	Средний
27	3,15	570	3000	2000	Лёгкий
28	4,0	570	4000	4000	Тяжелый
29	5,6	570	5000	8000	Средний
30	6,3	570	4000	10000	Лёгкий
31	2,0	570	3000	8000	Тяжелый
32	3,15	570	2000	10000	Средний
33	4,0	146	1000	6000	Лёгкий
34	5,6	146	2000	5000	Тяжелый
35	6,3	192	3000	2000	Средний
36	2,0	192	4000	3000	Лёгкий

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Материалы для изготовления зубчатых колёс

Таблица В.1 – Механические характеристики сталей

Марка стали	Размеры, мм		НВ (сердцевины)	HRC (поверхности)	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	Виды термической обработки	
	D*	S*							
35	Любые		163 ÷ 192	-	550	270	235	Нормализация	
40	120	60	192 ÷ 228		700	400	300	Улучшение	
45	Любые		179 ÷ 207		600	320	260	Нормализация	
	125	80	235 ÷ 262		780	540	335	Улучшение	
	80	50	269 ÷ 302		890	650	380		
40X	200	125	235 ÷ 262		790	640	375		
	125	80	269 ÷ 302		45 ÷ 50	900	750	410	Улучшение + закалка ТВЧ
35XM	315	200	235 ÷ 262		-	800	670	380	Улучшение
	200	125	269 ÷ 302		48 ÷ 53	920	790	420	Улучшение + закалка ТВЧ
	60	40	-		45 ÷ 53	1060	1400	500	Закалка + низкий отпуск
40XH	315	200	235 ÷ 262	-	800	630	380	Улучшение	
	200	125	269 ÷ 302	45 ÷ 53	920	750	420	Улучшение + закалка ТВЧ	
	60	40	-		1060	1400	500	Закалка + низкий отпуск	
20X 20XHM 18XГТ 12XH3A 25XГМ	200	125	300 ÷ 400	56 ÷ 63	900	800	400	Улучшение + цементация + закалка + низкий отпуск	
40XHMA	125	80	269 ÷ 302	58 ÷ 65	980	780	450	Улучшение + азотирование	
35Л	Любые		163 ÷ 207	-	550	270	235	Нормализация	
40Л			147		520	295	225	Улучшение	
45Л			207 ÷ 235		680	440	285	Улучшение	

Примечание: D* и S* – максимально допустимые по условиям термообработки диаметр шестерни и толщина стенок колеса

ПРИЛОЖЕНИЕ Г (справочное)

Режимы нагрузок привода и зубчатой передачи

При проектировании зубчатых передач желательно учитывать реальные режимы их нагружения, что позволит гарантировать надежность работы зубчатых колёс, а также валов и подшипников. Поэтому расчеты на сопротивление усталости зубьев колёс за планируемый срок службы проводят в зависимости от неравномерности работы привода вследствие переменности нагрузок рабочего органа машины, а также от циклических изменений напряжений при постоянных оборотах вала. В качестве обобщённой нагрузки принимается вращающий момент T . Реальную информацию о нагрузках в приводе можно получить во время испытаний головного образца или при эксплуатации машины, фиксируя текущие изменения крутящего момента. При переменном режиме нагрузка (момент) может периодически или случайным образом меняться во времени.

Упорядоченный ступенчатый график изменения нагрузки, начиная с максимальной и далее в убывающем порядке, построенный в координатах $(T_i / T_{max} - t)$, называется гистограммой, а в координатах $(T_i / T_{max} - N)$ – циклограммой нагружения.

Замена переменного режима эквивалентным постоянным режимом осуществляется на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений. Абсолютная величина крутящих моментов не имеет значения, так как в расчетные формулы для определения эквивалентного числа циклов напряжений N_{HE} или N_{FE} при ступенчатом нагружении входит отношение (T_i / T_{max}) . Эквивалентное число циклов напряжений представляет собой замену имеющейся ступенчатой циклограммы нагружения на эквивалентную по усталостному воздействию циклограмму с постоянным режимом нагружения T_{max} :

$$N_{HE} = \mu_H N_{H \lim}; \quad N_{FE} = \mu_F N_{F \lim};$$
$$\mu_H = \sum_i \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \frac{N_i}{N_{H \lim}}; \quad \mu_F = \sum_i \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \frac{N_i}{N_{F \lim}},$$

где μ_H и μ_F – коэффициенты приведения, учитывающие переменный характер нагружения передачи, к эквивалентному постоянному режиму при расчете контактной и изгибной усталости зубьев колёс соответственно;

$N_{H \lim}$ и $N_{F \lim}$ – число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости;

m – показатель степени кривой усталости, учитывающий вид термической обработки зубчатых колёс: $m = 9$ – для колёс азотированных,

цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью; во всех остальных случаях $m = 6$.

N_i – число циклов при значении крутящего момента T_i ,

$$N_i = 60cL_h n_i t_i,$$

где c – число вхождений в зацепление зуба колеса за один оборот;

L_h – требуемый ресурс, ч;

n_i – частота вращения колеса на i -й ступени режима работы с крутящим моментом T_i , мин^{-1} ;

t_i – доля времени работы на i -й ступени режима.

Требуемый ресурс, ч:

$$L_h = kL_c t_c K_r \cdot 365L_r,$$

где k – коэффициент суточного использования редуктора ($k = 0,75 \dots 0,80$);

L_c – число рабочих смен в сутки; t_c – продолжительность смены, ч;

L_r – срок службы передачи, годы; K_r – коэффициент годового использования, учитывающий простои оборудования, в том числе во время планового и текущего ремонта, а также праздничные дни.

Режим работы при проектировании привода в случае отсутствия циклограммы обычно выбирается из опыта эксплуатации аналогичных объектов или рекомендаций из литературы по графику для шести типовых режимов, представленных в двух безразмерных координатах (рисунок Г.1) и охватывающих большинство современных машин.

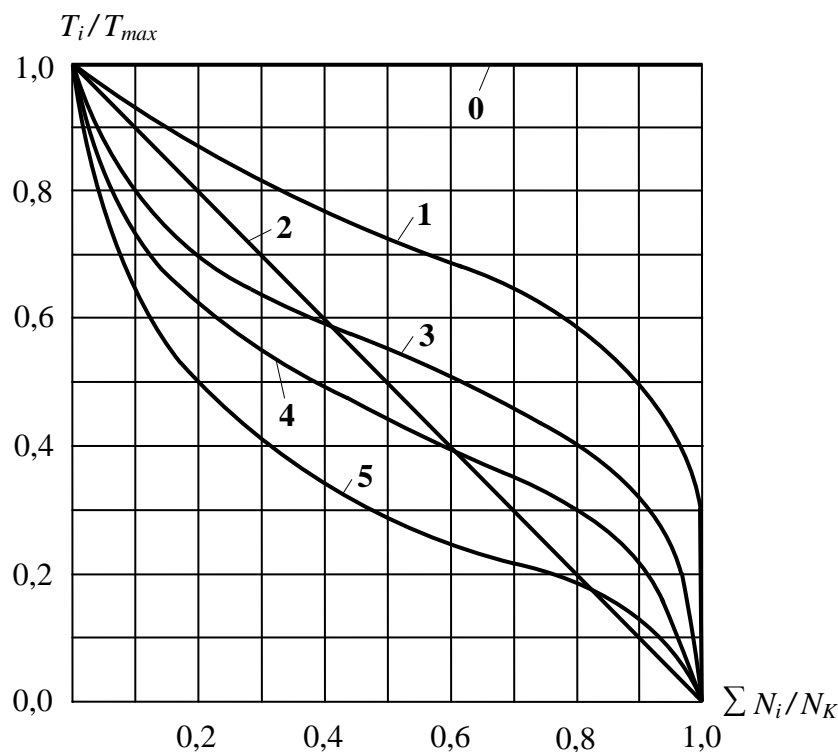


Рисунок Г.1

По оси абсцисс откладывается отношение суммарного числа циклов ΣN_i с крутящими моментами равными и большими T_i к числу циклов перемены нагрузений N_k за весь расчетный период работы передачи (требуемый ресурс). По оси ординат откладывается отношение крутящих моментов T_i к максимальному длительному моменту T_{max} при расчете на усталость. Длительно действующими называют крутящие моменты, суммарное число циклов, действия которых $\Sigma N_i > 0,003 N_{Hlim}$, где $N_{Hlim} = HB^{2,98}$ – базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости при расчете на контактную усталость поверхности зубьев, и $\Sigma N_i > 5 \cdot 10^4$ при расчете зубьев на изгибную усталость.

Если крутящие моменты T_i или нагрузки F_i , у которых за всё время работы количество циклов N_i окажется меньше указанных границ, то их или не учитывают из-за кратковременности действия, или объединяют со следующей более низкой ступенью нагружения. Именно поэтому упорядоченные графики нагрузки получаются ступенчатыми.

В соответствии с изображением на рисунке Г.1 различают следующие типы режимов нагружения:

0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный; 3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий.

К режиму с постоянной нагрузкой относят, если её отклонение не превышает 20%. В этом случае за расчетную нагрузку принимают такую, которая соответствует номинальной мощности двигателя. Этот режим также используют, когда заранее не известно, как меняется режим нагрузки, что может привести к излишним запасам и увеличенному весу передачи.

Тяжелый режим 1 – характерен для машин горнорудной и металлургической промышленности с круглосуточной работой. Режим 2 – средний равновероятный характерен для технологического оборудования при 2-х сменной работе. Режим 3 – средний нормальный присущ технологическому оборудованию и транспортным машинам при полной односменной работе. Режим 4 – легкий присущ универсальным машинам при односменной работе типа металлообрабатывающих станков и пищевых резательных установок. Режим 5 – особо легкий присущ редко используемым машинам.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(рекомендуемое)

ПРИМЕР РАСЧЁТА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

(индивидуальная задача)

Выполнил студент -

Вариант := 00

Группа := 000

Исходные данные

Передаточное число
передачи ($u = z_1/z_2$)

$u := 5$

Число оборотов
шестерни, об/мин

$n_1 := 10.796$

Максимальный момент
на валу колеса, Н·мм

$T_2 := 1502100$

Ресурс работы, ч

$L_h := 8000$

Типовой режим нагрузки

Тяжёлый

Схема расположения валов
в передаче (рисунок 2.3, а)

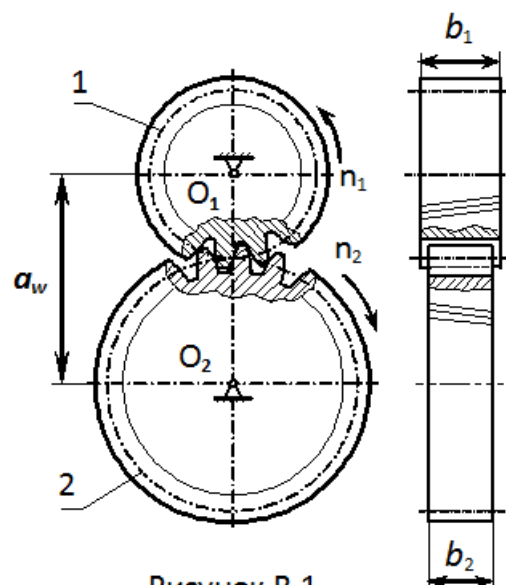
6

Число колёс, находящихся в
зацеплении с шестерней

$c := 1$

Степень точности передачи

8



Примечание: В расчетах индекс "1" соответствует параметрам шестерни, индекс "2" параметрам колеса

Расчет

1 Выбор материала шестерни и колеса, определение твердости выбранных материалов

1.1 Материалы шестерни и колеса выбираются в зависимости от режима нагрузки передачи. Для тяжелого режима нагружения подбираем рекомендованную пару материалов.

Шестерня - сталь 40Х, *улучшение*; минимальное и максимальное число твердости:

$$HB_{1min} := 269 \quad HB_{1max} := 302$$

Колесо - сталь 45, *улучшение*; минимальное и максимальное число твердости:

$$HB_{2min} := 235 \quad HB_{2max} := 262$$

1.2 Среднее значение твердости для материала шестерни и колеса:

$$HB_{1cp} := 0.5(HB_{1min} + HB_{1max}) = 285.5$$

$$HB_{2cp} := 0.5(HB_{2min} + HB_{2max}) = 248.5$$

2 Допускаемые контактные напряжения для шестерни $\sigma_{H1доп}$ и для колеса $\sigma_{H2доп}$

2.1 Расчётное число циклов нагружения (наработка) за время эксплуатации для шестерни и колеса:

$$N_1 := 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h = 5.182 \times 10^6$$

$$N_2 := 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot \frac{L_h}{u} = 1.036 \times 10^6$$

2.2 Эквивалентное число циклов напряжений соответствующее заданному режиму нагружения при расчете на контактную усталость зубьев шестерни и колеса.

Коэффициент интенсивности по контактным
напряжениям (таблица 2.1) $\mu_H = f(\text{режим нагружения})$

Принимаем $\mu_H := 0.5$

$$N_{HE1} := \mu_H \cdot N_1 = 2.591 \times 10^6$$

$$N_{HE2} := \mu_H \cdot N_2 = 5.182 \times 10^5$$

2.3 Число циклов контактных напряжений N_{H0} соответствующее пределу выносливости.

$$N_{H01} := 30 \cdot HB_{1ср}^{2.4} = 2.347 \times 10^7$$

$$N_{H02} := 30 \cdot HB_{2ср}^{2.4} = 1.682 \times 10^7$$

2.4 Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям для зубьев шестерни и колеса с однородной структурой материала (термообработка: *улучшение*).

А) Если $N_{HE} \leq N_{H0}$: $K_{HL1} := \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = 1.444$ $K_{HL2} := \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} = 1.786$

Должно выполняться условие: $1 \leq K_{HL1(2)} \leq 2,6$

1) Если $K_{HL1(2)} < 1$, то $K_{HL1(2)} = 1$.

2) Если $K_{HL1(2)} > 2,6$, то $K_{HL1(2)} = 2,6$.

Б) Если $N_{HE} > N_{H0}$: $K_{HL1} := \sqrt[20]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = 1.116$ $K_{HL2} := \sqrt[20]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} = 1.19$

Должно выполняться условие: $0,75 \leq K_{HL1(2)} \leq 1$

- 1) Если $K_{HL1(2)} < 0,75$, то принимают $K_{HL1(2)} = 0,75$.
- 2) Если $K_{HL1(2)} > 1$, то принимают $K_{HL1(2)} = 1$.

Принимаем: $K_{HL1} := 1.444$ $K_{HL2} := 1.786$

2.5 Предел контактной выносливости σ_{Hlim} для материала шестерни и колеса, твёрдость которых по параметру $HB_{cp.1(2)} \leq 350$: (таблица 2.3).

$$\sigma_{Hlim1} := 2 \cdot HB_{1cp} + 70 = 641 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Hlim2} := 2 \cdot HB_{2cp} + 70 = 567 \text{ МПа}$$

2.6 Допускаемые контактные напряжения для материала шестерни и колеса.

Коэффициент безопасности (допускаемый запас прочности) для шестерни и колеса (таблица 2.3):

Принимаем: $S_{H1} := 1.1$ $S_{H2} := 1.1$

$$\sigma_{H1доп} := \frac{0.9\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot K_{HL1} = 757.312 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2доп} := \frac{0.9\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot K_{HL2} = 828.542 \text{ МПа}$$

2.7 Окончательное значение допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$.

Для косозубого колеса принимается наименьшее из двух значений:

$$\sigma_{Hдоп} := 0.45 \cdot (\sigma_{H1доп} + \sigma_{H2доп}) = 713.634 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Hдоп} := 1.23 \cdot \sigma_{H2доп} = 1.019 \times 10^3 \text{ МПа}$$

Минимальное допускаемое контактное напряжение.

Принимаем $\sigma_{Hдоп} := 713.634 \text{ МПа}$

3 Расчёт зубьев на сопротивление усталости по контактным напряжениям (проектный расчёт)

3.1 Предварительное определение коэффициента нагрузки K'_H в расчётах на контактную усталость.

Задаёмся предварительными значениями коэффициентов распределения нагрузки между зубьями $K'_{H\alpha}$, концентрации нагрузки $K'_{H\beta}$, динамичности нагрузки $K'_{H\nu}$.

Принимаем: $K'_{H\alpha} := 1.1$ $K'_{H\beta} := 1.12$ $K'_{H\nu} := 1.15$

$$K'_H := K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\nu} = 1.417$$

3.2 Предварительный расчёт межосевого расстояния a'_w из условия контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Предварительное значение расчетного момента на валу колеса

$$T'_p := T_2 \cdot K'_H = 2.128 \times 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния ($\psi_{ba} = b_2/a_w$).

Принимаем $\psi_{ba} := 0.4$

$$a'_w := (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_p}{\psi_{ba}} \cdot \left(\frac{270}{\sigma_{Hдоп} \cdot u}\right)^2} = 187.39 \text{ мм}$$

Полученную величину a'_w округлить до ближайшего значения межосевого расстояния a_w из ряда (мм): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900.

Вначале следует выбрать ближайшее меньшее значение a_w из стандартного ряда. Далее по результатам расчета зубьев на контактную и изгибную усталость при необходимости увеличивают a_w до ближайшего большего значения из ряда, повторяя расчет.

Принимаем $a_w := 200 \text{ мм}$

3.3 Определение ширины колеса и шестерни:

$$b_2 := \psi_{ba} \cdot a_w = 80 \text{ мм}$$

Вначале следует принять ширину колеса равной расчетной величине b_2 . Далее по результатам расчета зубьев на контактную и изгибную усталость при необходимости увеличивают или уменьшают b_2 , повторяя расчеты и добиваясь выполнения требуемых условий.

Принимаем: $b_2 := 65 \text{ мм}$

$$b_1 := 1.12 \cdot b_2 = 72.8 \text{ мм} \quad \text{Принимаем: } b_1 := 72 \text{ мм}$$

Расчетное значение коэффициента ширины колеса

$$\psi_{ba} := \frac{b_2}{a_w} = 0.325$$

3.4 Определение фактической окружной скорости.

$$v := \frac{a_w \cdot \pi \cdot n_1}{30 \cdot (u + 1)} = 37.685 \text{ мм/с}$$

3.5 Уточнение степени точности передачи по величине окружной скорости.

Поскольку окружная скорость (м/с) равна $V := 0.001 \cdot v = 0.038 \text{ м/с}$

Степень точности (таблица 2.5) **Принимаем 9**

3.6 Уточнение коэффициентов распределения нагрузки $K_{H\alpha}$, концентрации нагрузки $K_{H\beta}$, динамичности K_{Hv} при твёрдости материала шестерни и колеса $HV_{cp.1(2)}$.

Коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра.

$$\psi_{bd} := 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (1 + u) = 0.975$$

Коэффициент распределения нагрузки $K_{H\alpha}$ в зависимости от окружной скорости V , типа передачи (*косозубая*) и принятой степени точности (рисунок 2.1, а).

Принимаем $K_{H\alpha} := 1.10$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ (рисунок 2.3, б) в зависимости от твердости $HV_{cp.1(2)} \leq 350$, ψ_{bd} и вида передачи по 6-ой схеме расположения валов (рисунок 2.3, а).

Принимаем $K_{H\beta} := 1.02$

Коэффициент динамичности в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости шестерни K_{Hv} (таблица 2. 6).

Принимаем $K_{Hv} := 1.02$

Уточнённое значение коэффициента нагрузки в расчётах на контактную усталость.

$$K_H := K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.144$$

3.7 Фактическое значение расчётного крутящего момента T_p и контактных напряжений σ_H (*проверочный расчёт*).

$$T_p := T_2 \cdot K_H = 1.719 \times 10^6 \text{ Н·мм}$$

$$\sigma_H := 270 \cdot \frac{u + 1}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\left(\frac{u + 1}{b_2}\right)} \cdot T_p = 645.327 \text{ МПа}$$

Проверка условия контактной прочности $\sigma_{Hдоп} > \sigma_H$.

$$\sigma_{Hдоп} = 713.634 \text{ МПа} \quad \sigma_H = 645.327 \text{ МПа}$$

Если условие прочности *не выполняется*, то проверяется перегрузка передачи - не более 5%.
 Если условие прочности *выполняется*, то проверяется недогрузка передачи - не более 10%.

$$\begin{array}{l} \text{Перегрузка (+) \%} \\ \text{Недогрузка (-) \%} \end{array} \quad \Delta\sigma_H := \left[\frac{(\sigma_H - \sigma_{H\text{доп}})}{\sigma_{H\text{доп}}} \right] \cdot 100 = -9.572\%$$

При перегрузке больше 5% вернуться в пункт 3.2 или 3.3 и увеличить a_w или b_2 .
 При недогрузке больше 10% вернуться в пункт 3.2 или 3.3 и уменьшить a_w или b_2 .

4 Определение геометрических параметров зубчатых колёс

4.1 Определение модуля зацепления по соотношению $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w$.

Получим: $m_n := 0.01 \cdot a_w = 2 \text{ мм}$ $m_n := 0.02 \cdot a_w = 4 \text{ мм}$

Значение модуля округляем до стандартной величины из ряда (мм):
 1,0; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0;
 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25.

Вначале выбирается среднее значение модуля зацепления.
 В дальнейшем по результатам расчета зубьев на изгиб при необходимости модуль или увеличивают, или уменьшают, повторяя расчет.

Принимаем $m_n := 4.0 \text{ мм}$

4.2 Предварительное значение угла наклона зуба шестерни и колеса.

$$\beta'_{\min} := \arcsin\left(\frac{3.5 \cdot m_n}{b_2}\right) = 0.217 \text{ рад} \quad \beta'_{\text{гр.}\min} := \beta'_{\min} \cdot \frac{180}{\pi} = 12.438 \text{ град}$$

Назначаем предварительный угол наклона зуба в пределах от 8 до 15 градусов, так чтобы $\beta'_{\text{гр.}} \geq \beta'_{\text{гр.}\min}$.

Принимаем $\beta'_{\text{гр.}} := 12.5 \text{ град}$ $\beta' := \beta'_{\text{гр.}} \cdot \frac{\pi}{180} = 0.218 \text{ рад}$

4.3 Суммарное число зубьев шестерни и колеса для косозубой передачи.

$$Z_{\Sigma} := \frac{2 \cdot a_w}{m_n} \cdot \cos(\beta') = 97.63$$

Округление суммарного числа зубьев в меньшую сторону до целого числа.

Принимаем $Z_{\Sigma} := 97$

4.4 Уточнение угла наклона зуба шестерни и колеса для обеспечения выбранного a_w .

$$\beta := \arccos\left(\frac{Z_{\Sigma} \cdot m_n}{2 \cdot a_w}\right) = 0.246 \text{ рад} \quad \beta_{\text{гр.}} := \beta \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right) = 14.07 \text{ град}$$

Проверка выполнения условия: угол наклона зуба $\beta_{\text{гр.}} \geq \beta'_{\text{гр. min}}$

$$\beta_{\text{гр.}} = 14.07 \text{ град} \quad \beta'_{\text{гр. min}} = 12.438 \text{ град}$$

4.5 Число зубьев шестерни ($z_{1\text{min}} = 17$, если $\beta_{\text{гр.}} < 12^\circ$; $z_{1\text{min}} = 16$, если $\beta_{\text{гр.}} \geq 12^\circ$) и колеса с округлением до ближайшего целого значения.

$$Z_1 := \frac{Z_{\Sigma}}{u + 1} = 16.167 \quad \text{Принимаем} \quad Z_1 := 16$$

$$\text{Число зубьев колеса} \quad Z_2 := Z_{\Sigma} - Z_1 = 81$$

$$\text{Фактическое передаточное число} \quad u_{\phi} := \frac{Z_2}{Z_1} = 5.063$$

Отклонение фактического передаточного числа (u_{ϕ}) от заданного (u) не более 4%

$$\Delta u := \left(\frac{|u - u_{\phi}|}{u}\right) \cdot 100 = 1.25 \%$$

4.6 Основные геометрические размеры шестерни и колеса:

Делительные диаметры:

$$d_1 := m_n \cdot \frac{Z_1}{\cos(\beta)} = 65.979 \text{ мм} \quad d_2 := m_n \cdot \frac{Z_2}{\cos(\beta)} = 334.021 \text{ мм}$$

Диаметры вершин:

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m_n = 73.979 \text{ мм} \quad d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m_n = 342.021 \text{ мм}$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 55.979 \text{ мм} \quad d_{f2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = 324.021 \text{ мм}$$

4.7 Определение диаметра отверстия в ступице шестерни и колеса; диаметры отверстий должны быть равны диаметрам валов; расчёт диаметра вала (*ориентировочный*) проводится по пониженным допускаемым касательным напряжениям.

$$\text{Принимаем:} \quad \tau_{\text{доп1}} := 15 \text{ МПа} \quad \tau_{\text{доп2}} := 15 \text{ МПа}$$

Крутящий момент на валу шестерни $T_1 := \frac{T_2}{u_\Phi} = 2.967 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$d_{B1} := \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.2 \cdot \tau_{\text{доп1}}}} = 46.246 \text{ мм} \quad d_{B2} := \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.2 \cdot \tau_{\text{доп2}}}} = 79.407 \text{ мм}$$

Принимаем: $d_{B1} := 48 \text{ мм}$ $d_{B2} := 80 \text{ мм}$

5 Определение допускаемых напряжений для расчёта зубьев на изгиб

5.1 Нормативный запас прочности S_F и предел длительной выносливости по изгибным напряжениям σ_{Flim} (таблица 2.3) для материала зубьев с твёрдостью $\text{HB}_{\text{ср.1(2)}} \leq 350$.

Принимаем $S_F := 1.7$

$$\sigma_{\text{Flim1}} := 1.75 \cdot \text{HB}_{1\text{ср}} = 499.625 \text{ МПа} \quad \sigma_{\text{Flim2}} := 1.75 \cdot \text{HB}_{2\text{ср}} = 434.875 \text{ МПа}$$

5.2 Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1\text{доп}} := \frac{\sigma_{\text{Flim1}}}{S_F} = 293.897 \text{ МПа} \quad \sigma_{F2\text{доп}} := \frac{\sigma_{\text{Flim2}}}{S_F} = 255.809 \text{ МПа}$$

6 Расчёт на сопротивление усталости зубьев по напряжениям изгиба (проверочный расчёт)

6.1 Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_{v1} := \frac{Z_1}{\cos(\beta)^3} = 17.531 \quad Z_{v2} := \frac{Z_2}{\cos(\beta)^3} = 88.75$$

6.2 Коэффициент формы зуба $Y_{F1(2)}$ для шестерни и колеса по эквивалентным числам зубьев (таблица 2.7).

Принимаем: $Y_{F1} := 4.2$ $Y_{F2} := 3.60$

6.3 Коэффициент угла наклона зуба Y_β .

$$Y_\beta := 1 - \left(\frac{\beta_{\text{гр.}}}{120} \right) = 0.883$$

6.4 Окружная сила, действующая на зубья колеса.

$$F_t := \frac{T_2 \cdot (u_\phi + 1)}{a_w \cdot u_\phi} = 8.994 \times 10^3 \text{ Н}$$

6.5 Эквивалентное число циклов напряжений соответствующее заданному режиму нагружения при расчете зубьев на изгибную усталость.

Коэффициент интенсивности по изгибным напряжениям в зависимости от режима нагружения $\mu_F = f(\text{режим нагрузки})$ по таблице 2.1.

Принимаем $\mu_F := 0.3$

$$N_{FE1} := \mu_F \cdot N_1 = 1.555 \times 10^6 \quad N_{FE2} := \mu_F \cdot N_2 = 3.109 \times 10^5$$

6.6 Коэффициенты долговечности по изгибным напряжениям для зубьев шестерни и колеса с однородной структурой материала (термообработка: *улучшение*).

Базовое число циклов изгибных напряжений **Принимаем** $N_{F0} := 4 \cdot 10^6$

$$K_{FL1} := \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = 1.171 \quad K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = 1.531$$

Должно выполняться условие: $1 \leq K_{FL1(2)} \leq 4$

1) Если $K_{FL1(2)} < 1$, то $K_{HL1(2)} = 1$.

2) Если $K_{FL1(2)} > 4$, то $K_{HL1(2)} = 4$.

Принимаем: $K_{FL1} := 1.171 \quad K_{FL2} := 1.531$

6.7 Уточнение коэффициентов распределения нагрузки $K_{F\alpha}$, концентрации нагрузки $K_{F\beta}$, динамичности K_{FV} при твердости материала шестерни и колеса $HВ_{ср.1(2)} \leq 350$.

Коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра.

$$\psi_{bd} := 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (1 + u_\phi) = 0.985$$

Коэффициент распределения нагрузки $K_{F\alpha}$ в зависимости от окружной скорости V , типа передачи (*косозубая*), степени точности (рисунок 2.1, б).

Принимаем $K_{F\alpha} := 1.26$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ (рисунок 2.3, в) в зависимости от твердости $HВ_{ср.1(2)}$, ψ_{bd} и вида передачи по 6-ой схеме расположения валов (рисунок 2.3, а).

Принимаем $K_{F\beta} := 1.13$

Коэффициент динамичности в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости шестерни (таблица 2.9).

$$\text{Принимаем} \quad K_{FV} := 1.04$$

$$\text{Коэффициент нагрузки} \quad K_F := K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1.481$$

6.8 Определение фактических переменных напряжений изгиба $\sigma_{F1(2)}$ для шестерни и колеса.

$$\sigma_{F1} := \frac{Y_{F1} \cdot Y_{\beta}}{b_1 \cdot m_n} \cdot F_t \cdot K_{FL1} \cdot K_F = 200.766 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} := \frac{Y_{F2} \cdot Y_{\beta}}{b_2 \cdot m_n} \cdot F_t \cdot K_{FL2} \cdot K_F = 249.219 \text{ МПа}$$

6.9 Проверка прочности по изгибным напряжениям $\sigma_{F1} \leq \sigma_{F1\text{доп}}$ и $\sigma_{F2} \leq \sigma_{F2\text{доп}}$

$$\sigma_{F1} = 200.766 \text{ МПа} \quad \sigma_{F1\text{доп}} = 293.897 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 249.219 \text{ МПа} \quad \sigma_{F2\text{доп}} = 255.809 \text{ МПа}$$

$$\begin{array}{l} \text{Перенапряжение (+),} \\ \text{недонапряжение (-)} \\ \text{для зубьев шестерни в \%} \end{array} \quad \Delta\sigma := \left[\frac{(\sigma_{F1} - \sigma_{F1\text{доп}})}{\sigma_{F1\text{доп}}} \right] \cdot 100 = -31.688 \text{ \%}$$

$$\begin{array}{l} \text{Перенапряжение (+),} \\ \text{недонапряжение (-)} \\ \text{для зубьев колеса в \%} \end{array} \quad \Delta\sigma := \left[\frac{(\sigma_{F2} - \sigma_{F2\text{доп}})}{\sigma_{F2\text{доп}}} \right] \cdot 100 = -2.576 \text{ \%}$$

1) Если фактические изгибные напряжения зубьев шестерни или колеса не превышают допускаемые напряжения, то условия прочности выполняются.
2) Если для шестерни или колеса перенапряжение составляет более 5%, то необходимо вернуться в пункт 4.1 и увеличить модуль зацепления m_n .

6.10 Фактический запас прочности шестерни и колеса $S_F \leq S_{F1(2)} \leq 2,5$ при недонапряжении.

$$S_F = 1.7$$

$$S_{F1} := \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{F1}} = 2.489 \quad S_{F2} := \frac{\sigma_{Flim2}}{\sigma_{F2}} = 1.745$$

Если фактический запас прочности шестерни или колеса превышает 2,5, то по возможности уменьшить ширину колеса в пункте 3.3.

6.11 Фактический запас прочности шестерни и колеса $S_{F1(2)} \geq S_{Fmin}$ при перенапряжении.

Допустимое снижение на 5% нормативного запаса прочности

$$S_{Fmin} := S_F \cdot (1 - 0.05) = 1.615$$

$$S_{F1} := \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{F1}} = 2.489 \quad S_{F2} := \frac{\sigma_{Flim2}}{\sigma_{F2}} = 1.745$$

Если фактический запас прочности шестерни или колеса меньше S_{Fmin} , то необходимо увеличить ширину венца в пункте 3.3.

Фактический запас прочности шестерни и колеса выполняется.

Кафедра механики

Учебное пособие

**Расчет закрытой цилиндрической
закрытой передачи**

Евгений Георгиевич Матюшин

Андрей Николаевич Луцко

Михаил Дмитриевич Телепнев

Отпечатано с оригинал-макета. Формат 60x90 1/16

Печ. л. 3,1. Тираж экз. Заказ №

Санкт-Петербургский государственный технологический институт
(технический университет)

190013, Санкт-Петербург, Московский пр., 26

Типография издательства СПбГТИ(ТУ), т. 49-49-365