

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

С. А. Осоко, А. Ф. Дулевич

ДЕТАЛИ МАШИН

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением учреждений
высшего образования Республики Беларусь
по химико-технологическому образованию
в качестве учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования по специальности
1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы
обработки информации»*

Минск 2012

УДК 621.83(075.8)
ББК 34.44я73
О-75

Рецензенты:

кафедра механики материалов и деталей машин БГАТУ
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *В. Н. Основин*);
кандидат технических наук, доцент кафедры
деталей машин, подъемно-транспортных машин
и механизмов БНТУ *Г. В. Тилигузов*

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Осоко, С. А.

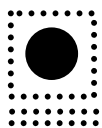
О-75 Детали машин : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации» / С. А. Осоко, А. Ф. Дулевич. – Минск : БГТУ, 2012. – 94 с.
ISBN 978-985-530-167-8.

В учебно-методическом пособии излагаются теоретические основы, приводятся методики выполнения кинематического и силового расчета привода, расчета зубчатых передач, применяемых в настоящее время в промышленности, примеры расчета и задачи для самостоятельного решения.

Изложенный материал позволит студентам использовать пособие не только при решении практических заданий во время самостоятельной подготовки, но и при выполнении курсового и дипломного проектов.

**УДК 621.83(075.8)
ББК 34.44я73**

ISBN 978-985-530-167-8 © УО «Белорусский государственный технологический университет», 2012
© Осоко С. А., Дулевич А. Ф., 2012



ПРЕДИСЛОВИЕ

Большинство современных машин и установок конструируется по схеме «двигатель – привод – исполнительный орган». Обучение методам расчета и конструирования механического привода, а также деталей и сборочных единиц, встречающихся почти во всех машинах, является важнейшей задачей при подготовке инженеров-механиков. Данное учебно-методическое пособие позволяет студентам в сочетании с лекционным курсом самостоятельно приобрести опыт решения задач по проектированию механических передач (зубчатых цилиндрических, конических с круговым зубом, цепной, червячной), предусмотренных учебными программами и планами в виде домашних и контрольных работ или курсового проекта.

По каждой механической передаче, кроме ременной, которая рассмотрена в учебно-методическом пособии «Детали машин. Проектирование и расчет ременных передач и вариаторов», в книге представлены основные сведения из теории и справочные материалы, необходимые для сознательного разбора и самостоятельного решения приведенных примеров и задач. Издание не является приложением к какому-либо определенному учебнику по курсу «Детали машин», поэтому в него включены краткие теоретические сведения и основные расчетные формулы.

Расчетно-справочные данные, условия и примеры решения задач даны в единицах Международной системы (СИ) и ее производных. При этом авторы, учитывая, что на всех машиностроительных чертежах размеры проставляются в миллиметрах, сочли целесообразным принять за единицу длины миллиметр (мм), а за единицу напряжения – Н/мм^2 (МПа).

Учебно-методическое пособие рассчитано на студентов специальности «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации», но может быть использовано и студентами технологических, энергетических и других специальностей.



КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О НЕКОТОРЫХ ОСНОВНЫХ МАТЕРИАЛАХ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН



1.1. Материалы конструкционные

Конструкционные материалы должны обладать конструктивной прочностью – это определенный комплекс механических свойств, обеспечивающий длительную и надежную работу материала в условиях его эксплуатации. Считается, что как минимум при этом необходимо учитывать четыре критерия: прочность материала, жесткость конструкции, надежность и долговечность работы в условиях эксплуатации.

Прочность материала – способность тела сопротивляться деформациям и разрушениям.

Жесткость конструкции детали – способность конструкции детали обеспечивать устойчивость конструкции (детали), сохраняя ее работоспособность при действии внешней силы.

Надежность – свойства изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени.

Долговечность – свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния (невозможность его дальнейшей эксплуатации).

К основным конструкционным материалам относят: стали – конструкционная, углеродистая обыкновенного качества, углеродистая качественная и легированная; чугуны – серый, высокопрочный, ковкий, антифрикционный; сплавы цветных металлов – бронзы, латуни, баббиты, легкие сплавы; композиционные материалы; порошковые материалы; неметаллические материалы и пластмассы.

Сталь конструкционная – это железоуглеродистый сплав с содержанием углерода не выше 2%.

Сталь углеродистая обыкновенного качества марок Ст0–Ст6 применяется для термически необработанных деталей –

крепежных (например, заклепки и др.) и неответственных деталей, работающих при малых нагрузках. В обозначении марок буквы «Ст» указывают на сталь, цифры от 0 до 6 – условный номер марки в зависимости от химического состава и механических свойств.

Сталь углеродистая качественная марок сталь 10, 20, 30, 40, 45 и др. получила широкое распространение в машиностроении. Ее используют для деталей машин, подвергаемых термообработке. В обозначении марок двузначное число показывает среднее содержание углерода в сотых долях процента. По содержанию углерода стали подразделяют на низкоуглеродистые, среднеуглеродистые и высокоуглеродистые.

Сталь легированную применяют для особо ответственных деталей машин, где наряду с высокой прочностью и определенными свойствами требуется компактность или небольшая масса. В зависимости от химического состава и свойств сталь делится на категории: качественная, высококачественная и особовысококачественная. Например, хромомарганцевокремниевая сталь 30ХГС, 30ХГСА. Здесь первые две цифры означают среднее содержание углерода в сотых долях процента, а буквы за цифрами обозначают вид легирующего элемента (Х – хром, Г – марганец, С – кремний, А – азот, Н – никель, М – молибден, В – вольфрам, К – кобальт, Т – титан, Ю – алюминий, Д – медь, Ф – ванадий, П – фосфор, Б – ниобий, Р – бор, Ц – цирконий). Отсутствие цифры после букв свидетельствует о том, что в марке стали содержится не более 1% этого легирующего элемента. Наличие цифр после букв указывает примерное содержание легирующего элемента в целых единицах: 12ХНЗ – 0,12% С, 1% Cr и 3% Ni.

Чугун – это железоуглеродистый сплав с содержанием углерода более 2%. Физико-механические свойства чугуна во многом определяются формой чугуна и технологией отливки.

Серый чугун (СЧ) – основной литейный машиностроительный материал. В нем содержится до 3,8% углерода, который находится в основном в графитовых чешуйках, размер и форма которых зависит от состава чугуна и технологии отливки. Обладает наилучшими литейными и вполне удовлетворительными механическими свойствами, хорошо обрабатывается резанием, хорошо демпфирует колебания. Из этого чугуна отливают детали сложной конфигурации, например станины станков, корпуса редукторов, блоки цилиндров и т. п. Стандартные марки чугунов: СЧ10, СЧ15, ..., СЧ35.

Высокопрочный чугун (ВЧ) применяют как новый материал и как заменитель стали и серого чугуна. В нем содержится до 3,0–3,6% углерода, который находится в виде графита шаровидной формы. Механические свойства чугуна в результате этого улучшаются: значительно повышается его пластичность и прочность. Используют в станкостроении (станины, шпиндели и др.), для прокатного и кузнечно-прессового оборудования. Стандартные марки чугунов: ВЧ35, ВЧ40, ..., ВЧ100.

Ковкий чугун (КЧ) применяют для деталей, требующих по своей форме литой заготовки, но допускающих при работе случайные ударные нагрузки. В нем содержится 2,4–3,0% углерода, который находится в виде графита в форме хлопьев. Название «ковкий чугун» условное. Заготовки из ковкого чугуна так же, как и из серого, получают только отливкой. Стандартные марки чугунов: КЧ35, КЧ50 и др.

В условном обозначении марок чугунов СЧ, ВЧ и КЧ цифры показывают минимальное значение предела прочности при растяжении σ_B , Н/мм². Например, СЧ20 – серый чугун с $\sigma_B = 200$ Н/мм² или ВЧ50 – высокопрочный чугун с $\sigma_B = 500$ Н/мм².

Антифрикционный чугун используют в подшипниковых узлах трения, например вкладыши подшипников скольжения для работы в паре с закаленными или нормализованными валами (отдельные марки чугунов работают при температуре до 300°C и повышенных окружных скоростях). Стандартные марки чугунов: АЧС-1, АЧС-2, ..., АЧС-6, АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2. Обозначение марки: АЧ – антифрикционный чугун; С – серый чугун (АЧС-1); В – высокопрочный чугун (АЧВ-2); К – ковкий чугун (АЧК-2); цифра – порядковый номер марки.

Сплавы цветных металлов. Наибольшее распространение получили медные сплавы – бронзы и латуни, баббиты и легкие сплавы.

Бронзы – сплавы меди с оловом, свинцом, алюминием, железом и другими металлами (кроме цинка). Обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами (вкладыши подшипников скольжения, червячные колеса, гайки грузовых и ходовых винтов и т. п.). Бронзы разделяют по содержанию в них основного легирующего элемента на оловянные (БрОЮФ1 и др.), алюминиевые (БрА9ЖЗЛ и др.), свинцовые (БрСЗО и др.). Обозначение марки: буквы «Бр» – бронза, после чего следует буква, указывающая легирующий элемент, и число, выражающее содер-

жание этого элемента в процентах. Например, БрОЮФ1 – бронза с содержанием олова (буква «О») 10% и фосфора (буква «Ф») 1%, остальное – медь. Стоимость этой бронзы превышает стоимость стали 45 в среднем в 10 раз.

Латуни – сплавы меди с цинком. Обладают хорошим сопротивлением коррозии, антифрикционными свойствами, электропроводностью и хорошими технологическими свойствами. Применяют для изготовления проволоки, гильз, труб и т. п. Латунь свинцовую марки ЛЦ40С используют для сепараторов подшипников качения, а алюминиево-железомарганцевую латунь марки ЛЦ23А6ЖЗМц2 – для зубчатых и червячных колес.

Баббиты – сплавы на основе олова и свинца. Обладают высокими антифрикционными свойствами, хорошо прирабатываются. Применяют их для заливки вкладышей подшипников скольжения. Лучшими свойствами обладают высокооловянные баббиты марок Б89 и Б83, но они дороги (в 20 раз и более дороже качественной стали), поэтому для отливок вкладышей, втулок и т. п. используют заменители баббитов, которыми могут быть цинковые антифрикционные сплавы, а также баббит с невысоким содержанием олова – Б16. Обозначение марки: буква «Б» – баббит, а число после буквы означает содержание основного элемента в процентах, например Б83 – баббит, содержащий 83% олова, а остальное – сурьма (11%) и медь (6%).

Легкие сплавы – сплавы на основе алюминия, магния, титана и других элементов. Имеют плотность почти в 3 раза меньшую, чем стали, а удельная прочность примерно равна удельной прочности стали. Применяют во всех отраслях машиностроения, где особенно необходимо снижение массы (например, для корпусных и других деталей транспортных машин, авиационно-космической техники и т. п.).

Легкие сплавы делятся на **литейные** и **деформируемые**. Из алюминиевых литейных сплавов наиболее распространены **силумины** (АЛ2, АЛ4 и др.), т. е. сплавы, в которых кремния содержится до 20%. Эти сплавы обладают высокими литейными свойствами и хорошо обрабатываются резанием. Из алюминиевых деформируемых сплавов основное применение имеют **дюралюмины** (Д1, Д16 и др.) – сплавы, содержащие алюминий, медь, магний и марганец. Заготовки деталей машин из этих сплавов получают обработкой давлением.

Композиционные материалы представляют сочетание металлической основы (матрицы) и упрочняющего наполнителя –

высокопрочных волокон (бора, вольфрама, молибдена и др.), пропитанных расплавленными металлами (кобальтом, алюминием и т. д.). Варьируя компоненты и их объемное сочетание, получают материалы с высокими механическими характеристиками, жаропрочностью и другими свойствами. Композиционные армированные материалы по прочности и износостойкости значительно превосходят стали и высококачественные сплавы.

Порошковые материалы получают методом порошковой металлургии, сущность которой состоит в получении порошков металлов (а также их смесей с неметаллическими порошками), их прессовании и последующем спекании в пресс-формах деталей из них. Порошковая металлургия дает возможность получить новые дешевые и легкие конструкционные материалы, которые способны заменить стали, чугуны и цветные металлы. Этот прогрессивный метод позволяет детали сложнейшей конфигурации изготавливать с минимальными потерями металла (это практически безотходное производство) и почти вдвое повысить производительность труда.

Созданные в последние годы изделия из порошковых материалов и композиций различных материалов обладают: тугоплавкостью, переносящей космические и термоядерные температуры; легкостью алюминия; прочностью титана и упругостью стали; высокими звукопоглощающими и демпфирующими свойствами. Кроме того, получено вязкое состояние совершенно хрупких тел, что позволило решить труднейшую проблему века – создание конструкционной керамики.

Неметаллические материалы. К ним относятся: пластмассы, резина, кожа, графит, древесина.

Пластмассы обладают ценными свойствами: легкостью, высокой прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью, антикоррозионностью и др. Кроме того, пластмассы характеризуются хорошими литейными свойствами. Это позволяет получить из них изделия почти любой сложной формы высокопроизводительными методами: литьем под давлением, штамповкой, прессованием, экструзией и т. п. с минимальными потерями материала.

К числу наиболее распространенных пластмасс относятся: текстолит, стеклопластики и древопластики, фенопласт, органическое стекло – плексиглас, фторопласт, капрон, нейлон и др. Их широко применяют во всех отраслях машиностроения для изго-

товления корпусных деталей, шкивов, вкладышей подшипников, фрикционных накладок, рукояток, маховичков, панелей, изоляторов, труб и т. д.

Пластмассы – это дешевый и легкий конструкционный материал, способный заменить черные и цветные металлы. Использование их уменьшает массу и повышает эксплуатационные качества машин. Замена металла пластмассами значительно снижает трудоемкость и себестоимость изделий. При замене черных металлов пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5–6 раз, а себестоимость – в 2–6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4–10 раз. Пластмассы – это весьма перспективный конструкционный материал, область применения которого практически не ограничена.

Резина изготавливается на основе натурального или синтетического каучука. Она обладает высокими демпфирующими способностями (гасит колебания), хорошо сопротивляется износу и действию агрессивных сред, имеет высокие диэлектрические свойства. Твердая резина, содержащая 40–60% серы, называется эбонитом. Его используют в электрической промышленности.

Кожа натуральная благодаря высокой прочности, износостойкости, эластичности применяется для изготовления ремней, деталей муфт, манжет, прокладок и т. д. Однако имеет ограниченное применение из-за высокой стоимости.

Графит обладает хорошей электро- и теплопроводностью, высокой температурной стойкостью (до 4000°С) и малым коэффициентом трения. Его используют для изготовления огнеупорных изделий, вкладышей подшипников, работающих при высоких температурах, и других антифрикционных деталей.

1.2. Термическая обработка стали

Объемная термическая обработка. Свойства сплава зависят от его структуры (внутреннего строения). Основным способом, позволяющим изменить структуру, а следовательно, и свойства, является термическая обработка.

Термическая обработка представляет собой совокупность операций нагрева, выдержки и охлаждения, проводимых в определенной последовательности с целью изменения внутреннего строения сплава и получения нужных физико-механических свойств.

Режимы термической обработки назначают в соответствии с критическими токами и диаграммой изотермического превращения аустенита обрабатываемой стали.

Отжиг – это термическая обработка, при которой происходит нагревание стали выше критической точки превращений аустенита с последующим медленным охлаждением, совместно с печью нагрева, со скоростью: для легированных сталей – 30–100°С/ч, для углеродистых сталей – около 200°С/ч. Основное назначение отжига – получение равновесной структуры с целью уменьшения твердости и подготовка структуры к последующим технологическим операциям (резанию, холодному деформированию).

Нормализация – это термическая обработка, при которой сталь, как и при отжиге, нагревается до полного аустенитного превращения, однако охлаждение проводится на спокойном воздухе.

В результате нормализации получается более тонкое строение зерен металла, уменьшаются внутренние напряжения. Твердость и прочность стали выше, чем после отжига.

Закалка – это термическая обработка стали, при которой деталь нагревается с определенной скоростью до критической температуры полного аустенитного превращения с последующим охлаждением с различной скоростью и в различных охлаждающих средах. В результате происходит перераспределение атомов углерода и легирующих элементов в кристаллической решетке, далеких от равновесного состояния, что приводит к возникновению значительных внутренних напряжений.

Закалке, как правило, подвергаются легированные или высоколегированные стали. При закалке огромное значение уделяется температуре нагрева, выдержке и скорости охлаждения. Обычно после закалки для получения определенных физико-механических свойств детали подвергаются отпуску или старению.

Отпуск – это нагрев закаленной стали до температуры ниже критической, выдержка при этой температуре с последующим охлаждением. Целью отпуска является снятие внутренних напряжений после закалки, повышение вязкости и пластичности, однако при этом уменьшается твердость.

Закалка и отпуск позволяют получить детали с заданными физико-механическими свойствами (высокая твердость, износостойкость и др.).

Старение – это процесс естественного перераспределения атомов в кристаллической решетке деталей, подвергнутых закалке.

ке. В результате старения происходит изменение свойств закаленной стали. В отличие от отпуска, после старения увеличивается прочность, твердость, уменьшается пластичность. Основное назначение старения – повышение прочности и стабильности свойств. Различают старение: естественное (при естественной температуре окружающей среды), искусственное (при повышенной температуре) и после пластической деформации (если закаленную деталь подвергнуть пластической деформации, то это ускоряет протекающие при старении процессы).

Особенно эффективно старение для низколегированных сталей, так как этот способ позволяет увеличить прочность и уменьшить пластичность.

Старение является основным способом упрочнения алюминиевых сплавов, некоторых сплавов меди, а также жаропрочных и других сплавов.

Улучшение – это термическая обработка, при которой деталь вначале подвергается закалке, а после этого производится отпуск при высокой температуре. Улучшению подвергаются среднеуглеродистые стали (0,3–0,5% С). В результате снимаются внутренние напряжения, получается деталь, обладающая более высокой твердостью, более высокой пластичностью и вязкостью. Для более ответственных углеродистых сталей улучшение применяется вместо нормализации.

Обработка холодом – это процесс охлаждения и выдержки при отрицательных температурах (порядка -80°C) детали, прошедшей закалку. В результате остаточный аустенит полностью превратится в мартенсит, и тем самым увеличивается твердость, улучшаются магнитные характеристики, а что самое главное – стабильно сохраняются размеры в процессе эксплуатации. Вот почему обработке холодом подвергают детали шарикоподшипников, точных механизмов, измерительных приборов и т. д. Однако она не уменьшает внутренних напряжений, которые имеются после закалки, поэтому после обработки холодом необходимо произвести отпуск.

Поверхностная закалка. Для получения большей твердости в поверхностном слое детали с сохранением вязкой сердцевины, что обеспечивает высокую динамическую прочность детали и износостойкость, применяют поверхностную закалку. Она заключается в нагреве только поверхностного слоя до критической температуры полного аустенитного превращения, с последующей закалкой

детали. Методы нагрева под закалку могут быть следующие: нагрев в расплавленных металлах или солях; открытым пламенем горелки; нагрев в электроплитах; электроток, индуцируемым в поверхностных слоях детали (индукционная, или высокочастотная, закалка). Наиболее эффективным и широко используемым является последний метод.

Сущность любого способа поверхностной закалки состоит в том, что только поверхностные слои детали быстро нагреваются выше критической точки, в то время как внутренние не успевают прогреться, и тем самым создается резкий градиент температур по сечению. Если нагрев прервать и произвести быстрое охлаждение, то поверхностный слой получит полную закалку, последующий слой – неполную закалку, а сердцевина закалки не получит и останется вязкой и пластичной. В результате поверхностной закалки получают детали с более высокими механическими свойствами, чем после обычной закалки, особенно повышается предел текучести, сопротивление удару, износостойкость, а также отсутствует выгорание углерода с поверхности, окисление и образование окалины. Процесс поверхностной закалки по производительности в сотни раз выше объемной закалки. Особенно эффективен данный метод для углеродистых сталей с содержанием углерода 0,4% и выше.

Термомеханическая обработка (ТМО) – это совмещение пластического деформирования и термической обработки. Сущность ТМО заключается в том, что перед закалкой проводят пластическую деформацию поверхности, которая при закалке претерпевает фазные превращения в наклепанном состоянии. В результате существенно увеличивается ударная вязкость при незначительном снижении пластичности.

Химико-термическая обработка (ХТО) – это процесс изменения химического состава, микроструктуры и свойств поверхностных слоев детали. Изменение химического состава поверхностных слоев достигается в результате взаимодействия с окружающей средой (твердой, жидкой или газообразной), в которой осуществляется нагрев. Вследствие изменения химического состава поверхностного слоя меняется его фазовый состав и микроструктура, и как результат – физико-механические свойства.

Цементация – это ХТО, при которой поверхность стальных изделий насыщается углеродом. Как правило, цементации подвергаются стали с низким содержанием углерода (0,1–0,2%). После

цементации изделия обязательно подвергаются отпуску при низкой температуре. В результате поверхность детали имеет высокую твердость при сохранении мягкой вязкой сердцевины, значительно повышается износостойкость, предел выносливости и долговечность деталей.

Азотирование – это ХТО, при которой поверхностный слой детали насыщается азотом. При этом увеличивается не только твердость и износостойкость, но повышается и коррозионная стойкость.

Азотирование – это окончательная, завершающая операция при изготовлении детали. Производится после окончательной механической обработки, закалки и отпуска.

Цианирование – это ХТО, при которой поверхность насыщается одновременно углеродом и азотом. Его осуществляют в ваннах с расплавленными солями, содержащими группу CN.

Нитроцементация – это цианирование, которое производится в газовых смесях.

В результате цианирования получается поверхностный слой высокой твердости и хорошей сопротивляемости износу, повышается усталостная прочность и коррозионная стойкость.

Диффузионная металлизация – это ХТО, при которой поверхность стальных деталей насыщается различными элементами: алюминием, кремнием, хромом, бором.

Алитирование – насыщение поверхности алюминием с целью повышения окислостойкости и жаростойкости.

Силицирование – насыщение поверхности кремнием для повышения окислостойкости, износостойкости, коррозионной стойкости, жаростойкости.

Хромирование – диффузионное насыщение поверхности хромом с целью повышения поверхностной твердости, износостойкости, окислостойкости и коррозионной стойкости.

Борирование – насыщение поверхности бором для получения очень высокой твердости, износостойкости, коррозионной стойкости и теплостойкости.

Методы механического упрочнения поверхности. Кроме рассмотренных способов упрочнения поверхностного слоя изделий, в технике широко используются методы механического упрочнения и, в первую очередь, дробеструйная обработка, при которой поверхность готовых деталей обрабатывается дробью. Удары быстролетящей дроби (стальной или чугунной) вызывают

деформации поверхностного слоя металла на глубину 0,15–0,30 мм. При этом поверхностный слой наклепанной стали становится более твердым, в нем создаются сжимающие напряжения, и тем самым повышается усталостная прочность и долговечность, особенно при знакопеременных нагрузках.

1.3. Выбор материалов

Выбор материалов осуществляется в соответствии с требованиями к машинам и их деталям и является ответственным этапом проектирования. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом, ее надежность и долговечность.

При выборе материала детали следует учитывать следующие факторы: требования к массе и габаритам детали и машины в целом; соответствие свойств материала готовой детали главным критериям работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости) и требуемому сроку службы; специфические условия работы детали (агрессивная среда, запыленность и т. п.); применение ресурсосберегающих технологий; требуемые параметры и качества поверхности; возможность унификации материала деталей проектируемой машины; стоимость и дефицитность материала.

Окончательное решение о выборе того или иного материала принимают на основе технико-экономических расчетов с учетом возможности экономии материала и повышения эффективности производства. В настоящем пособии рекомендации по выбору материалов приводятся в соответствующих разделах в конкретном приложении к различным деталям.



КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА



2.1. Определение мощности на валах привода

Исходные данные: мощность $P_{\text{вых}}$, кВт, и угловая скорость $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1} , на выходном валу привода.

Вычисляют необходимую расчетную мощность на валу электродвигателя по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.1)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода, рассчитываемый по следующей формуле:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (2.2)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД всех кинематических пар привода (потери в муфте, передачах и подшипниках), включая и потери в подшипниках приводного вала привода. Выбор значений КПД производится по табл. 2.1.

Таблица 2.1

**Значение КПД механических передач
(без учета потерь в подшипниках)**

Тип передачи	В масляной ванне	Открытая
Зубчатая	0,96–0,98	0,94
Червячная с цилиндрическим червяком при числе заходов червяка:		
– $Z_1 = 1$ (при $U > 30$)	0,70	0,50
– $Z_1 = 2$ (при $14 < U \leq 30$)	0,75	0,60
– $Z_1 = 4$ (при $U \leq 14$)	0,80–0,90	–
Цепная (с втулочной, роликовой или зубчатой цепью)	0,95–0,97	0,90–0,95

Тип передачи	В масляной ванне	Открытая
Фрикционная	0,90–0,95	0,70–0,88
Ременная (плоско- или клиноременная)	–	0,94–0,97

Примечание. Для одной пары подшипников $\eta = 0,99$; для муфты $\eta = 0,98$.

Определяют значения мощностей на валах. При наличии между электродвигателем и первой передачей привода муфты расчетное значение мощности первого вала привода находят из уравнения

$$P_1 = P_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п.п}}, \quad (2.3)$$

где $P_{\text{тр}}$ – необходимая расчетная мощность, кВт; $\eta_{\text{м}}$ – КПД соединительной муфты; $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД пары подшипников первого вала.

При отсутствии соединительной муфты

$$P_1 = P_{\text{тр}}. \quad (2.4)$$

Мощность на других валах привода вычисляют по формуле

$$P_i = P_{i-1} \eta_{(i-1)-i}, \quad (2.5)$$

где $\eta_{(i-1)-i}$ – КПД от $i-1$ вала к i -му валу, равно

$$\eta_{(i-1)-i} = \eta_i \eta_{\text{п.п}}, \quad (2.6)$$

где η_i – КПД i -й передачи привода; $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД пары подшипников.

2.2. Кинематический расчет привода

Определяют ориентировочное значение общего передаточного числа привода по следующей формуле:

$$U_{\text{общ.ор}} = U_{1\text{ор}} U_{2\text{ор}} \dots U_{\text{лор}}, \quad (2.7)$$

где $U_{1\text{ор}}$, $U_{2\text{ор}}$, ..., $U_{\text{лор}}$ – средние значения передаточных чисел передач привода, принимаемые по табл. 2.2.

Рассчитывают ориентировочное значение угловой скорости вала электродвигателя по формуле

$$\omega_{\text{дв.ор}} = \omega_{\text{вых}} U_{\text{общ.ор}}. \quad (2.8)$$

Таблица 2.2

Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач

Тип передачи	Передаточное число	
	рекомендуемое значение	наибольшее значение
Зубчатая передача:		
– цилиндрическими прямозубыми колесами	3–6	10
– цилиндрическими косозубыми колесами	3–5	10
– коническими прямозубыми колесами	2–3	6
Червячная передача	10–40	80
Ременная передача:		
– плоскоременная	2–5	6
– плоскоременная с натяжным роликом	4–6	8
– клиноременная	2–5	7
Цепная передача	2–5	8

Вычисляют ориентировочное значение частоты вращения вала электродвигателя из соотношения

$$n_{\text{дв.ор}} = \frac{30\omega_{\text{дв.ор}}}{\pi}. \quad (2.9)$$

В табл. 2.3 с учетом ранее найденных значений расчетной мощности $P_{\text{тр}}$ и частоты вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв.ор}}$ принимают стандартный электродвигатель (по мощности – в сторону увеличения, по частоте вращения – ближайшее стандартное асинхронное значение).

Угловая скорость вала электродвигателя и первого вала привода равны между собой:

$$\omega_{\text{дв}} = \omega_1 = \frac{\pi n_{\text{дв.табл}}}{30}, \quad (2.10)$$

где $n_{\text{дв.табл}}$ – асинхронная частота вращения выбранного по табл. 2.3 стандартного электродвигателя, мин^{-1} .

Определяют фактическое общее передаточное число привода по формуле

$$U_{\text{общ.ф}} = \frac{\omega_1}{\omega_{\text{вых}}}. \quad (2.11)$$

Производится разбивка $U_{\text{общ}}$ по отдельным ступеням с определением фактических передаточных чисел всех передач с учетом следующих рекомендаций:

– передаточное число передачи принимается близкое к среднему значению, но не должно быть меньше рекомендуемого в табл. 2.2 (см. на с. 17);

– передаточные числа зубчатых передач должны иметь дробные значения (для лучшей приработки зубьев);

– в приводах, имеющих несколько зубчатых передач, тихоходные передачи должны иметь передаточное число на 20–40% меньше быстроходной (для получения более компактного привода):

$$U_2 = (0,6-0,8)U_1; \quad (2.12)$$

$$U_3 = (0,6-0,8)U_2 \text{ и т. д.}; \quad (2.13)$$

– передаточное число червячной передачи принимается исходя из того, что число зубьев червячного колеса Z_2 должно быть больше 26, а заходность червяка $Z_1 = 1, 2, 4$;

– если в приводе имеются ременная и цепная передачи, то передаточное число ременной передачи должно быть на 15–25% меньше цепной;

– передаточное число конической передачи принимается не более 3,15:

$$U_{\text{общ.ф}} = U_{\text{общ}} = U_1 U_2 \dots U_n. \quad (2.14)$$

Полученное по формуле (2.14) значение $U_{\text{общ}}$ не должно отличаться от значения, полученного по формуле (2.11), больше чем на 5%.

Таблица 2.3

Технические данные асинхронных электродвигателей

Марка	P , кВт	n , мин ⁻¹	Марка	P , кВт	n , мин ⁻¹
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹		
4A71A2	0,75	2840	4A71B4	0,75	1390
4A71B2	1,1	2810	4A80A4	1,1	1420
4A80A2	1,5	2850	4A80B4	1,5	1415
4A80B2	2,2	2850	4A90L4	2,2	1425
4A90L2	3,0	2840	4A100S4	3,0	1435
4A100S2	4,0	2880	4A100L4	4,0	1430
4A100L2	5,5	2880	4A112M4	5,5	1445
4A112M2	7,5	2900	4A132S4	7,5	1455
4A132M2	11,0	2900	4A132M4	11,0	1460
4A160S2	15,0	2940	4A160S4	15,0	1465
4A160M2	18,5	2940	4A160M4	18,5	1465
4A180S2	22,0	2945	4A180S4	22,0	1470
4A180M2	33,0	2945	4A180M4	30,0	1470
4A200M2	37,0	2945	4A200M4	37,0	1470

Марка	P , кВт	n , мин ⁻¹	Марка	P , кВт	n , мин ⁻¹
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹		
4A200L2	45,0	2945	4A200L4	45,0	1470
4A225M2	55,0	2945	4A225M4	55,0	1470
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹		
4A71A6	0,37	910	4A71B8	0,25	680
4A71B6	0,55	900	4A80A8	0,37	675
4A80A6	0,75	915	4A80B8	0,55	700
4A80B6	1,1	920	4A90LA8	0,75	700
4A90L6	1,5	935	4A90LB8	1,1	700
4A100L6	2,2	950	4A100L8	1,5	700
4A112MA6	3,0	955	4A112MA8	2,2	700
4A112MB6	4,0	950	4A112MB8	3,0	700
4A132S6	5,5	965	4A132S8	4,0	720
4A132M6	7,5	970	4A132M8	5,5	720
4A160S6	11,0	975	4A160S8	7,5	730
4A160M6	15,0	975	4A160M8	11,0	730
4A180M6	18,5	975	4A180M8	15,0	730

Примечание. Обозначение типов электродвигателей расшифровывается так: 4 – порядковый номер серии; А – асинхронный тип электродвигателя; цифры после этой буквы – высота оси вращения; S, L, M – установочные размеры по длине корпуса; 2, 4, 6, 8, 10, 12 – число полюсов. Например, 4A80A2 – электродвигатель серии 4, асинхронный, закрытого исполнения, с высотой оси вращения 80 мм, станина и подшипниковые щиты из алюминия, двухполюсный.

Определяют угловые скорости на валах с помощью формулы

$$\omega_i = \frac{\omega_{i-1}}{\prod_{j=1}^i U_j}. \quad (2.15)$$

2.3. Определение крутящих моментов на валах и их проверочный расчет

Крутящий момент на валах находят по формуле

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}, \quad (2.16)$$

где T_i – крутящий момент на валу, Н · м; P_i – мощность на валу, Вт; ω_i – угловая скорость, с⁻¹.

Полученные значения крутящих моментов необходимо проверить по следующей формуле:

$$T_i = T_{i-1} U_i \eta_{(i-1)-i}. \quad (2.17)$$

Отклонение не должно превышать 2–3%.

Пример расчета

Определить мощности, передаточные числа, угловые скорости и частоты вращения на каждом валу привода, кинематическая схема которого представлена на рис. 2.1. На выходном валу привода мощность равна $P_{\text{вых}} = 4,5$ кВт, угловая скорость – $\omega_{\text{вых}} = 3,5$ с⁻¹.

Привод состоит из электродвигателя, муфты, цилиндрического двухступенчатого редуктора и открытой цилиндрической передачи. В приводе имеются пять валов: I – вал двигателя, II – входной вал редуктора, III – промежуточный вал редуктора, IV – выходной вал редуктора, V – приводной вал.

Требуемую мощность на валу двигателя находим по формуле

$$\begin{aligned} P_{\text{тр}} &= \frac{P_V}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{цеп}} \eta_{\text{п.п}}} = \\ &= \frac{P_V}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{зуб}} \eta_{\text{цеп}} \eta_{\text{п.п}}^4}, \end{aligned} \quad (2.18)$$

где P_V – мощность на приводном валу привода, кВт; $\eta_{\text{м}}$ – КПД муфты; $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{\text{зуб}}$ – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи; $\eta_{\text{цеп}}$ – КПД цепной открытой передачи.

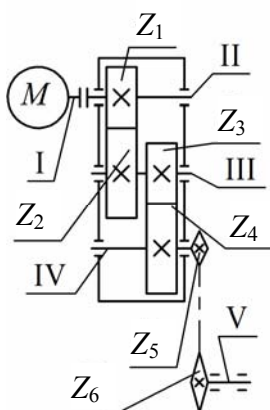


Рис. 2.1. Кинематическая схема привода

$P_V = 4,5$ кВт (согласно заданию); по табл. 2.1 (см. на с. 15–16) принимаем $\eta_{\text{м}} = 0,98$; $\eta_{\text{зуб}} = 0,97$; $\eta_{\text{цеп}} = 0,925$; $\eta_{\text{п.п}} = 0,99$.

Подставляем значения в формулу

$$\begin{aligned} P_{\text{тр}} &= \frac{4,5}{0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,925 \cdot 0,99^4} = \\ &= 5,492 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Из табл. 2.2 (см. на с. 17) по средним целым значениям принимаем передаточные числа $U_{зуб1} = 4$; $U_{зуб2} = 4$; $U_{цеп} = 3$, тогда по формуле (2.7) получаем:

$$U_{общ.ор} = U_{1ор}U_{2ор}\dots U_{пор} = 4 \cdot 4 \cdot 3 = 48.$$

Определяем по формуле (2.8) ориентировочное значение угловой скорости двигателя:

$$\omega_{дв.ор} = \omega_V U_{общ.ор} = 3,5 \cdot 48 = 168 \text{ с}^{-1}.$$

Тогда по формуле (2.9) находим:

$$n_{дв.ор} = \frac{30\omega_{дв.ор}}{\pi} = \frac{30 \cdot 168}{\pi} = 1604,3 \text{ мин}^{-1}.$$

По полученным расчетным значениям $P_{тр} = 5,492$ кВт и $n_{дв.ор} = 1604,3 \text{ мин}^{-1}$ из табл. 2.3 (см. на с. 18–19) выбираем асинхронный двигатель марки 4А112М4, у которого паспортная мощность больше требуемой ($P_1 = 5,5$ кВт) и частота вращения $n_1 = 1445 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем угловую скорость вала двигателя по формуле (2.10)

$$\omega_{дв} = \omega_1 = \frac{\pi n_{дв.табл}}{30} = \frac{\pi \cdot 1445}{30} = 151,3 \text{ с}^{-1}.$$

Общее требуемое передаточное число привода рассчитываем по формуле (2.11)

$$U_{общ.тр} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{вых}} = \frac{151,3}{3,5} = 43,23.$$

Общее фактическое передаточное число привода должно быть равно произведению передаточных чисел передач, из которых состоит привод, т. е.

$$U_{общ.ф} = U_{общ} = U_M U_{зуб1} U_{зуб2} U_{цеп}, \quad (2.19)$$

где U_M – передаточное число муфты; $U_{зуб1}$ – передаточное число первой ступени цилиндрического редуктора; $U_{зуб2}$ – передаточное число второй ступени цилиндрического редуктора; $U_{цеп}$ – передаточное число открытой цепной передачи.

По рекомендациям, приведенным на с. 18, находим фактические передаточные числа передач, чтобы их произведение было равно расчетному. Принимаем передаточное число цепной передачи $U_{цеп} = 3$ и передаточное число муфты $U_M = 1$. Тогда

$$U_{\text{ред}} = U_{\text{зуб1}} U_{\text{зуб2}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_{\text{цеп}}} = \frac{43,23}{3} = 14,41. \quad (2.20)$$

Из рекомендаций следует, что передаточное число второй ступени редуктора должно составлять от 60 до 80% первой ступени, поэтому

$$U_{\text{зуб2}} = 0,7 U_{\text{зуб1}}. \quad (2.21)$$

Тогда

$$U_{\text{ред}} = U_{\text{зуб1}} \cdot 0,7 U_{\text{зуб1}}.$$

Отсюда передаточное число первой ступени редуктора равно

$$U_{\text{зуб1}} = \sqrt{\frac{U_{\text{ред}}}{0,7}} = \sqrt{\frac{14,41}{0,7}} = 4,5.$$

Передаточное число второй ступени редуктора вычисляем по формуле (2.21)

$$U_{\text{зуб2}} = 0,7 U_{\text{зуб1}} = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15.$$

Принимаем $U_{\text{зуб1}} = 4,5$; $U_{\text{зуб2}} = 3,2$; $U_{\text{цеп}} = 3$.

Передаточные числа передач не выходят за диапазон рекомендуемых значений (см. табл. 2.2 на с. 17), поэтому двигатель выбран правильно.

Фактическое общее передаточное число привода будет равно

$$U_{\text{общ.ф}} = U_{\text{м}} U_{\text{зуб1}} U_{\text{зуб2}} U_{\text{цеп}} = 1 \cdot 4,5 \cdot 3,2 \cdot 3 = 43,2.$$

Отклонение фактического передаточного числа от ориентировочного составляет

$$\frac{|U_{\text{общ.ф}} - U_{\text{общ.тр}}|}{U_{\text{общ.тр}}} 100\% = \frac{|43,20 - 43,23|}{43,23} \cdot 100\% = 0,07\%,$$

что меньше допустимого значения 5%.

Определяем мощность на каждом валу привода:

$$P_{\text{I}} = P_{\text{тр}} = 5,492 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п.п}} = 5,492 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,328 \text{ кВт},$$

$$\begin{aligned} P_{\text{III}} &= P_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п.п}}^2 \eta_{\text{зуб1}} = \\ &= 5,492 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 5,117 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

$$P_{IV} = P_{тр} \eta_M \eta_{п.п}^3 \eta_{зуб1} \eta_{зуб2} =$$

$$= 5,492 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 4,914 \text{ кВт},$$

$$P_V = P_{тр} \eta_M \eta_{п.п}^4 \eta_{зуб1} \eta_{зуб2} \eta_{цеп} =$$

$$= 5,492 \cdot 0,98 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,925 = 4,500 \text{ кВт},$$

что соответствует заданному значению.

Рассчитываем угловые скорости на каждом валу привода:

$$\omega_I = \omega_{дв} = 151,3 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{U_M} = \frac{151,3}{1} = 151,3 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_{III} = \frac{\omega_I}{U_M U_{зуб1}} = \frac{151,3}{1 \cdot 4,5} = 33,62 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_{IV} = \frac{\omega_I}{U_M U_{зуб1} U_{зуб2}} = \frac{151,3}{1 \cdot 4,5 \cdot 3,2} = 10,5 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_V = \frac{\omega_I}{U_M U_{зуб1} U_{зуб2} U_{цеп}} = \frac{151,3}{1 \cdot 4,5 \cdot 3,2 \cdot 3} = 3,5 \text{ с}^{-1}.$$

Полученное значение совпадает с заданным.

Вычисляем частоту вращения на каждом валу привода:

$$n_{дв.табл} = n_I = n_{II} = 1445 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{III} = \frac{n_I}{U_M U_{зуб1}} = \frac{1445}{1 \cdot 4,5} = 321,1 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{IV} = \frac{n_I}{U_M U_{зуб1} U_{зуб2}} = \frac{1445}{1 \cdot 4,5 \cdot 3,2} = 100,3 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_V = \frac{n_I}{U_M U_{зуб1} U_{зуб2} U_{цеп}} = \frac{1445}{1 \cdot 4,5 \cdot 3,2 \cdot 3} = 33,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем крутящий момент на каждом валу привода по следующей формуле:

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i},$$

$$T_I = \frac{5492}{151,3} = 36,30 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{II} = \frac{5328}{151,3} = 35,21 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{III} = \frac{5117}{33,62} = 152,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{IV} = \frac{4914}{10,5} = 468,0 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_V = \frac{4500}{3,5} = 1285,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проконтролируем правильность определения крутящих моментов по формуле (2.17)

$$T_{II} = T_I U_M \eta_M \eta_{п.п} =$$

$$= 36,30 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 35,22 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{III} = T_I U_M \eta_M \eta_{п.п} U_{зуб1} \eta_{зуб} \eta_{п.п} =$$

$$= 36,30 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 4,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 152,19 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{IV} = T_I U_M U_{зуб1} U_{зуб2} \eta_M \eta_{зуб}^2 \eta_{п.п}^3 =$$

$$= 36,30 \cdot 1 \cdot 4,5 \cdot 3,2 \cdot 0,98 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^3 = 467,68 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_V = T_I U_M U_{зуб1} U_{зуб2} U_{цеп} \eta_M \eta_{зуб}^2 \eta_{цеп} \eta_{п.п}^4 =$$

$$= 36,30 \cdot 1 \cdot 4,5 \cdot 3,2 \cdot 3 \cdot 0,98 \cdot 0,97^2 \cdot 0,925 \cdot 0,99^4 = 1284,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета сводим в табл. 2.4. Из табл. 2.4 видно, что расчеты проведены правильно.

Таблица 2.4

Результаты силового и кинематического расчета привода

Номер вала	Мощность на валу P , кВт	Угловая скорость ω , с^{-1}	Частота вращения n , мин^{-1}	Крутящий момент T , Н · м		Переда- точное число U
				расчет- ный	прове- рочный	
I	5,492	151,30	1445,0	36,30	36,30	1,0
II	5,328	151,30	1445,0	35,21	35,22	
III	5,117	33,62	321,1	152,20	152,19	4,5
IV	4,914	10,50	100,3	468,00	467,68	3,2
V	4,500	3,50	33,4	1285,71	1284,82	3,0

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1

Привод ленточного конвейера (рис. 2.2) состоит из двигателя муфты, червячного редуктора, открытой цилиндрической прямозубой передачи, цепной передачи. Число зубьев на шестерне $Z_3 = 20$, на колесе $Z_4 = 50$, частота вращения вала червяка $n_{II} = 1480 \text{ мин}^{-1}$, угловая скорость вала червячного колеса $\omega_{III} = 4 \text{ с}^{-1}$, крутящий момент на валу ведущей $T_{IV} = 2700 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и ведомой $T_V = 5200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ звездочки.

Определить мощность, угловую скорость, частоту вращения и крутящий момент на каждом валу привода.

Задача 2

Привод поперечного цепного конвейера (рис. 2.3) состоит из двигателя, открытой клиноременной передачи, одноступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми колесами, открытой цепной передачи. Частота вращения вала двигателя $n_1 = 745 \text{ мин}^{-1}$, угловая скорость ведущего вала редуктора $\omega_{II} = 30 \text{ с}^{-1}$, число зубьев ведущего $Z_1 = 17$ и ведомого $Z_2 = 85$ зубчатых колес, общее передаточное число привода $U_{\text{общ}} = 27$ и крутящий момент на приводном валу конвейера $T_{IV} = 4230 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Рассчитать мощность, угловую скорость, частоту вращения и крутящий момент на каждом валу привода.

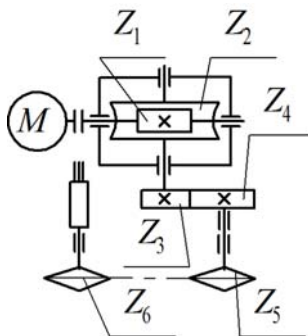


Рис. 2.2. Схема привода для задачи 1

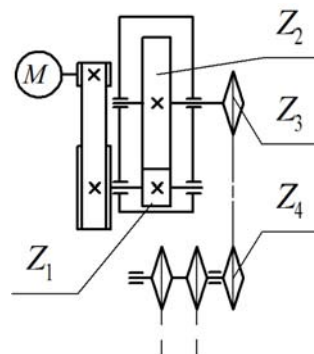


Рис. 2.3. Схема привода для задачи 2

Задача 3

Привод продольного цепного конвейера (рис. 2.4) состоит из двигателя, муфты, одноступенчатого конического редуктора, открытой цилиндрической прямозубой передачи и открытой

цепной передачи. Мощность $P_{III} = 3$ кВт и угловая скорость $\omega_{III} = 20 \text{ с}^{-1}$ на тихоходном валу редуктора, частота вращения вала двигателя $n_I = 750 \text{ мин}^{-1}$, общее передаточное число привода $U_{общ} = 20$, число зубьев на ведущем $Z_3 = 20$ и ведомом $Z_4 = 80$ зубчатых колесах.

Найти мощность, угловую скорость вращения и крутящий момент на каждом валу привода.

Задача 4

Привод скребкового конвейера (рис. 2.5) состоит из двигателя, муфты, соосного косозубого редуктора, открытой цепной передачи. Общее передаточное число редуктора $U_{ред} = 21$, частота вращения вала двигателя $n_I = 725 \text{ мин}^{-1}$, угловая скорость промежуточного вала редуктора $\omega_{III} = 8 \text{ с}^{-1}$, число зубьев ведущей $Z_5 = 18$ и ведомой $Z_6 = 90$ звездочек и крутящий момент на выходном валу редуктора $T_{IV} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Вычислить мощность, угловую скорость, частоту вращения и крутящий момент на каждом валу привода.

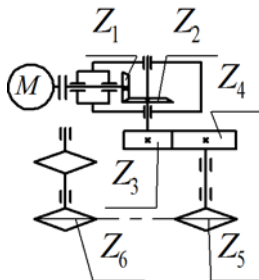


Рис. 2.4. Схема привода для задачи 3

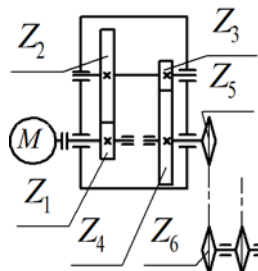


Рис. 2.5. Схема привода для задачи 4

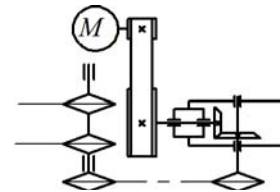


Рис. 2.6. Схема привода для задачи 5

Задача 5

Привод цепного конвейера (рис. 2.6) состоит из двигателя, открытой ременной передачи, конического редуктора, открытой цепной передачи. Общее передаточное число привода $U_{общ} = 40$, частота вращения приводного вала конвейера $n_{IV} = 50 \text{ мин}^{-1}$, угловая скорость ведущей звездочки цепной передачи $\omega_{III} = 12 \text{ с}^{-1}$, крутящий момент на ведущем $T_{II} = 34 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и ведомом $T_{III} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ валах редуктора.

Определить мощность, угловую скорость, частоту вращения и крутящий момент на каждом валу привода.

3

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



3.1. Общие сведения

Зубчатой передачей называется трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару.

Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называется *шестерней*, с большим числом зубьев – *колесом*. Индекс «1» относится к шестерне, индекс «2» – к колесу.

Достоинствами цилиндрических зубчатых передач являются: высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей; малые габаритные размеры (рис. 3.1); большая долговечность; высокий КПД, достигающий в цилиндрической передаче 0,99; малые нагрузки на валы и подшипники; постоянство передаточного отношения; простота обслуживания.

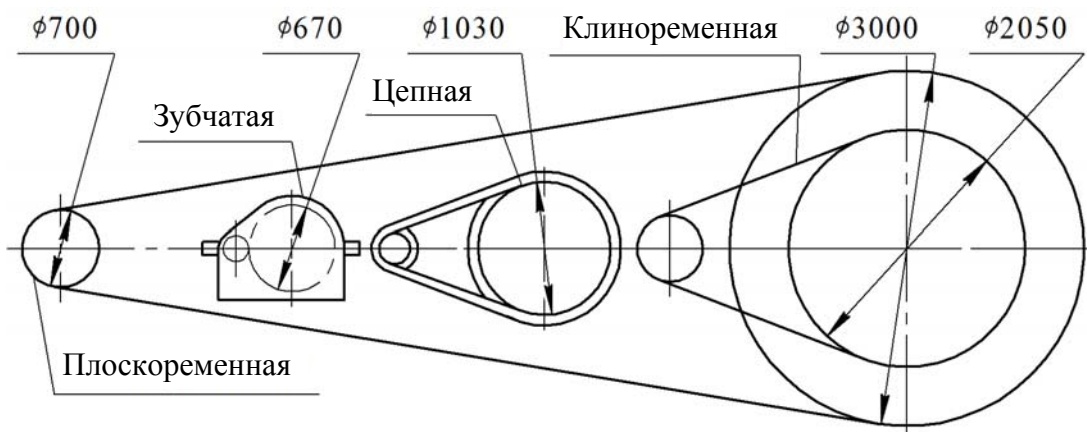


Рис. 3.1. Сравнение габаритных размеров передач

К числу *недостатков* цилиндрических зубчатых передач относятся: высокие требования к точности изготовления и монтажа; незащищенность от перегрузок; возможность вибраций, источником которых является неточное изготовление и неточная сборка

передач (в результате этого могут возникать значительные динамические нагрузки); шум при работе, особенно при значительных скоростях; невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: *цилиндрические* – при параллельных осях (рис. 3.2, а–г); *конические* – при пересекающихся осях (рис. 3.2, з, к); *винтовые* – при скрещивающихся осях (рис. 3.2, л).

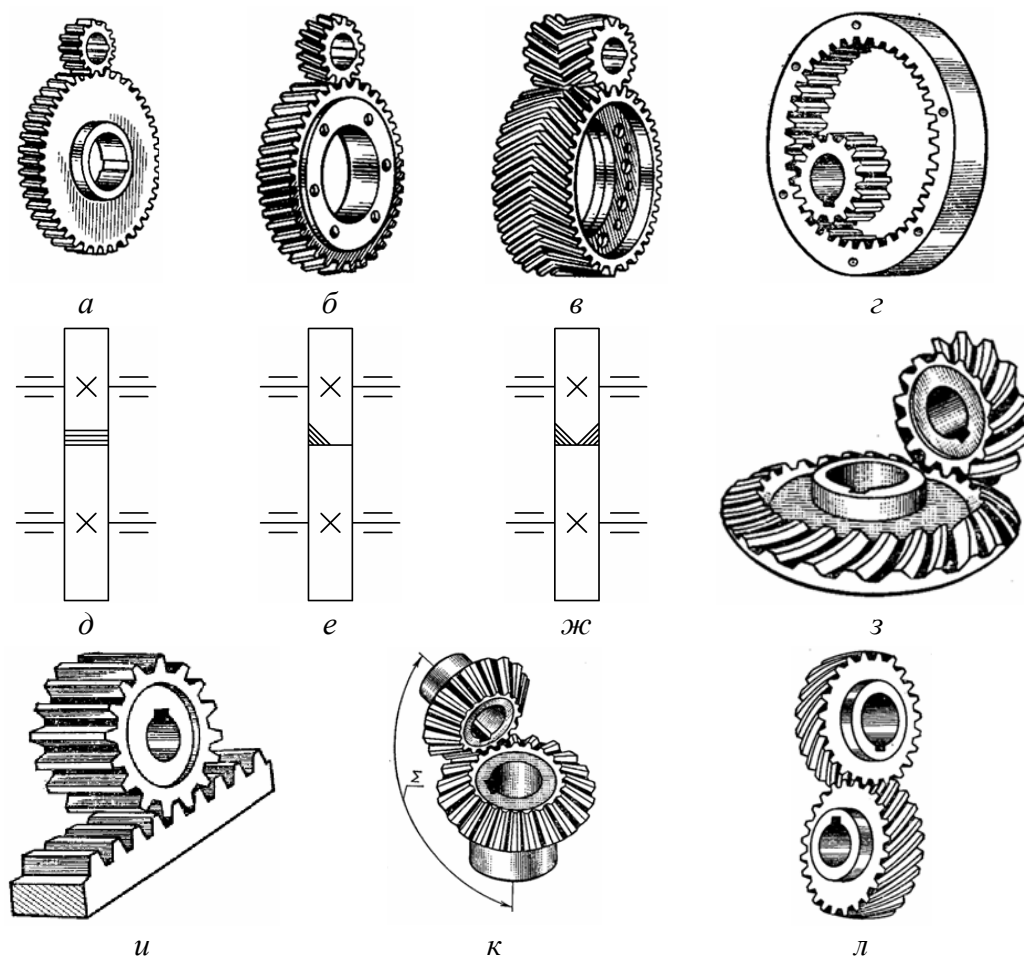


Рис. 3.2. Виды зубчатых передач:

- а – цилиндрическая прямозубая; б – цилиндрическая косозубая;
- в – цилиндрическая шевронная; г – цилиндрическая внутреннего зацепления;
- д – условное обозначение цилиндрических прямозубых передач на кинематической схеме; е – условное обозначение цилиндрических косозубых передач на кинематической схеме; ж – условное обозначение цилиндрических шевронных передач на кинематической схеме;
- з – коническая с круговым зубом; и – реечная;
- к – коническая прямозубая; л – винтовая

Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяется реечная передача (рис. 3.2, *и*), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как колесо, диаметр которого обращается в бесконечность.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают передачи: прямозубые (рис. 3.2, *а*), косозубые (рис. 3.2, *б*), шевронные (рис. 3.2, *в*) и с круговыми зубьями (рис. 3.2, *з*).

Исходя из взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают *внешнего* (рис. 3.2, *а–в, д–л*) и *внутреннего* (рис. 3.2, *г*) *зацепления*. Ниже рассматриваются передачи внешнего зацепления, как наиболее распространенные.

Применительно к конструктивному исполнению различают *открытые* (рис. 3.3, *а*) и *закрытые* (рис. 3.3, *б*) *зубчатые передачи*. В открытых передачах зубья колес работают всухую или периодически смазываются пластичной смазкой и не защищены от влияния внешней среды. Закрытые передачи помещаются в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне. При смазке окунанием одно из колес пары погружают в масло на глубину до $\frac{1}{3}$ радиуса.

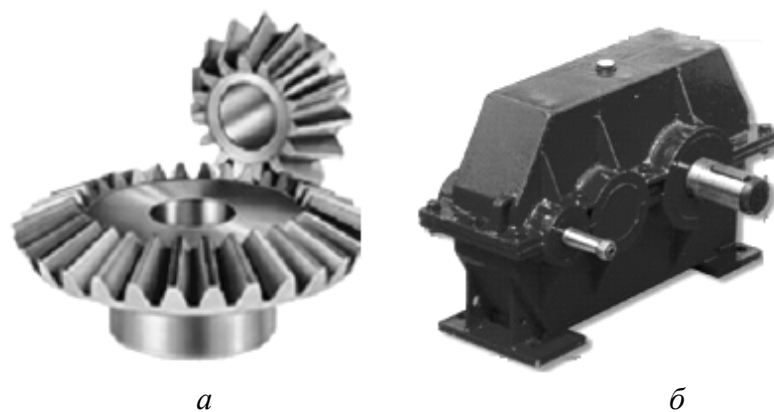


Рис. 3.3. Конструктивное исполнение зубчатых передач:
а – открытое; *б* – закрытое (редуктор)

Смотря по форме профиля зуба передачи бывают: *эвольвентные* (эвольвентное зацепление предложено Л. Эйлером в 1760 г., рис. 3.4, *а*), *с зацеплением Новикова* (рис. 3.4, *б*), *циклоидальные*.

В современном машиностроении широко применяется эвольвентное зацепление.

В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей. Это зацепление возможно лишь при косых зубьях. Благодаря высокой несущей способности зацепление М. Л. Новикова весьма перспективно.

Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранилось в приборах и часах.

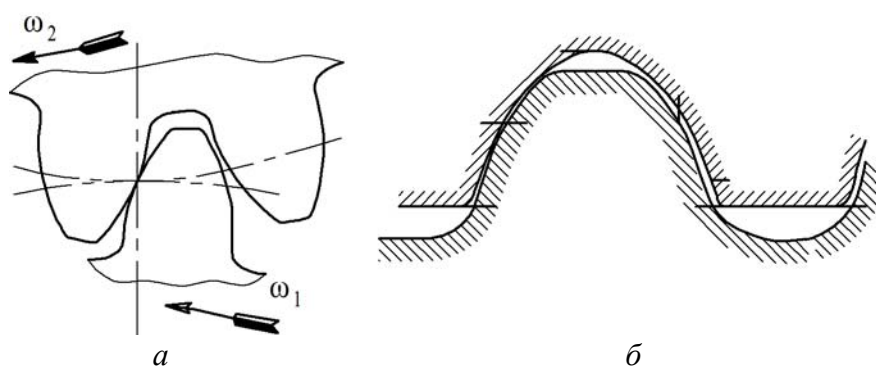


Рис. 3.4. Форма профиля зуба:
а – эвольвентная; б – Новикова

В зависимости от окружной скорости зубчатые цилиндрические передачи делятся на *тихоходные* ($V \leq 3$ м/с), *средне-скоростные* (3 м/с $< V \leq 15$ м/с), *скоростные* (15 м/с $< V \leq 40$ м/с), *быстроходные* ($V > 40$ м/с).

При работе зубчатых колес зубья одного колеса входят во впадины другого, при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность зуба ведомого колеса (рис. 3.4, а).

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т. е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного отношения, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям *основной теоремы зацепления*, которая формулируется следующим образом: для обеспечения постоянного передаточного отношения зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Эвольвентой окружности называют кривую (рис. 3.5), которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиусом r_b .

Эта окружность называется *эволютой*, или *основной окружностью* d_b , а перекатываемая прямая NN – *производящей прямой*.

Достоинствами эвольвенты окружности являются: возможность сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания; без нарушения правильности зацепления допускается некоторое изменение межосевого расстояния (это изменение может возникнуть в результате неточностей изготовления и сборки).

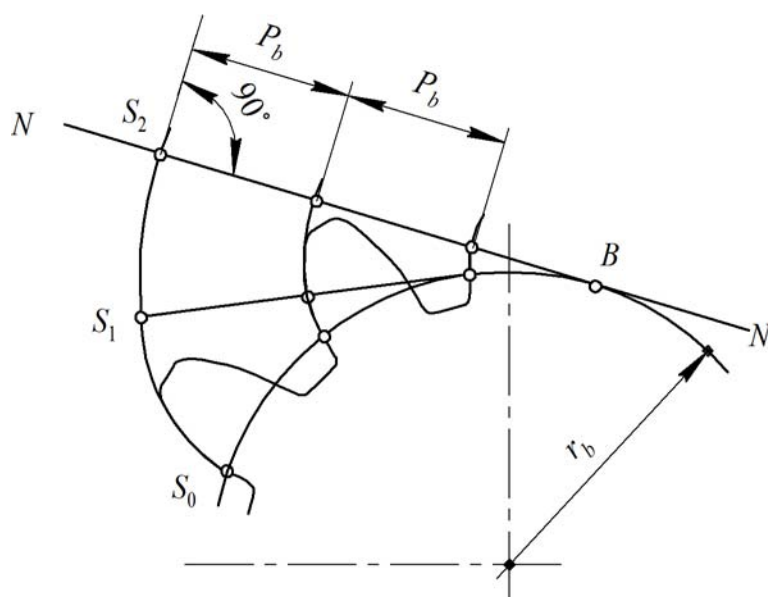


Рис. 3.5. Параметры эвольвенты

Свойства эвольвенты: производящая прямая NN является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам; две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны (эквидистантными (равноудаленными) называются две кривые, расстояние между которыми в направлении нормали везде одинаковое); с увеличением радиуса r_b основной окружности эвольвента становится более полой и при $r_b \rightarrow \infty$ обращается в прямую; радиус кривизны эвольвенты в точке S_2 равен длине дуги S_0B основной окружности. Центр кривизны эвольвенты в данной точке находится на основной окружности.

Зубчатые колеса имеют следующие окружности: основную, начальную, делительную, окружность вершин зубьев и окружность впадин зубьев.

Основная окружность d_b (рис. 3.6) – окружность, по которой перекачивается производящая прямая и точка на этой прямой описывает боковую поверхность зуба – эвольвенту.

Начальная окружность d_{ω} (рис. 3.6) – окружность, по которой обкатываются два колеса без скольжения.

Делительная окружность d (рис. 3.6) – окружность, которая делит зуб на ножку и головку.

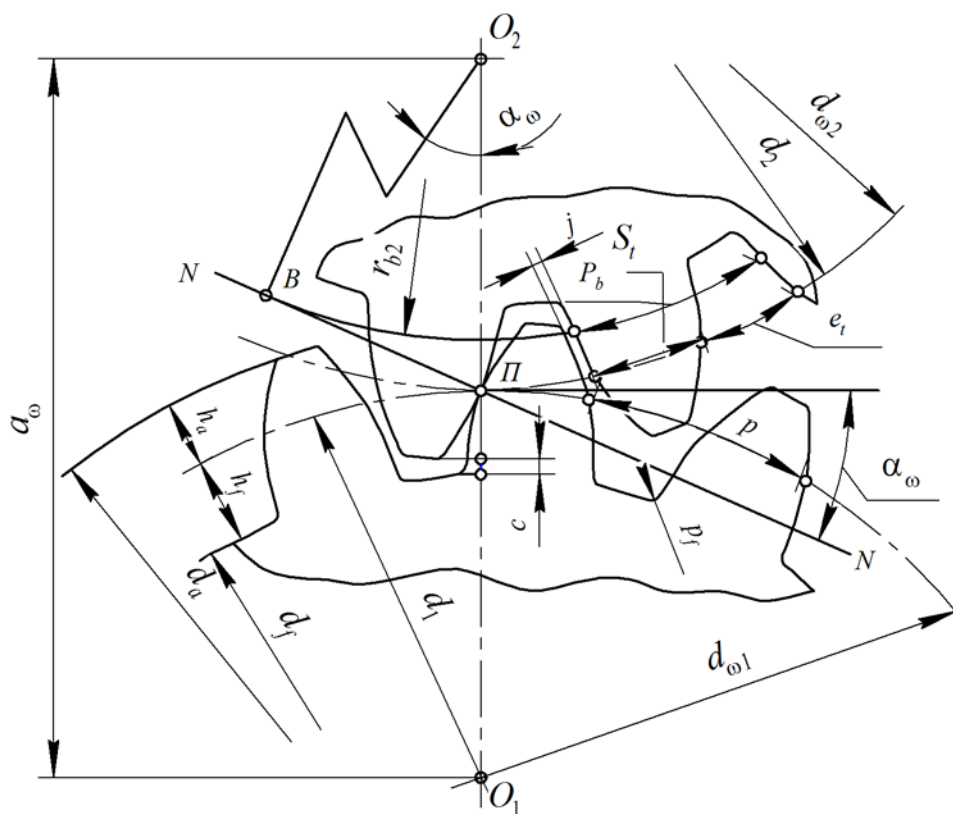


Рис. 3.6. Параметры эвольвентного зацепления

Окружность вершин зубьев d_a (рис. 3.6) – окружность, проходящая по вершинам зубьев.

Окружность впадин зубьев d_f (рис. 3.6) – окружность, которая проходит по впадинам зубьев.

Межосевое расстояние a_{ω} (рис. 3.6) – расстояние между осями валов по начальным диаметрам:

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 1}}{2} + \frac{d_{\omega 2}}{2} = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2}.$$

Толщина зуба s_t (рис. 3.6) – расстояние между боковыми поверхностями зуба по делительному диаметру.

Ширина впадины e_t (см. рис. 3.6 на с. 32) – расстояние между боковыми поверхностями соседних зубьев по делительному диаметру.

Толщина зуба и ширина впадины должны быть равны по дуге делительной окружности.

Боковой зазор j (рис. 3.6) равен

$$j = e_t - s_t.$$

Угол зацепления α_ω (рис. 3.6) – угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии.

Угол наклона β – острый угол между линией зуба и линией пересечения, соосной поверхности зубчатого колеса, которой принадлежит эта линия зуба, с плоскостью, проходящей через его ось.

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α – отношение угла торцевого перекрытия зубчатого колеса цилиндрической передачи φ_α к угловому шагу τ .

Окружной шаг зубьев p_t (рис. 3.6) – расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности. Окружной шаг рассчитывается по формуле

$$p_t = s_t + e_t.$$

Основной шаг p_b (рис. 3.6) измеряется по основной окружности и вычисляется из выражения

$$p_b = p_t \cos \alpha_\omega.$$

Для пары сопряженных зубчатых колес окружной шаг должен быть одинаковым.

Причиной выхода цилиндрической передачи из строя являются различные виды разрушений зубьев. **Поломка** зуба (рис. 3.7, а) возникает вследствие действующих в зубе повторно-переменных напряжений изгиба и перегрузки. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения. Усталостную поломку предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба.

Усталостное выкрашивание (рис. 3.7, б) возникает в результате действия повторно-переменных контактных напряжений. Процесс разрушения начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где под действием больших удельных нагрузок и циклического их действия образуются усталостные микротрещины на поверхности зубьев.

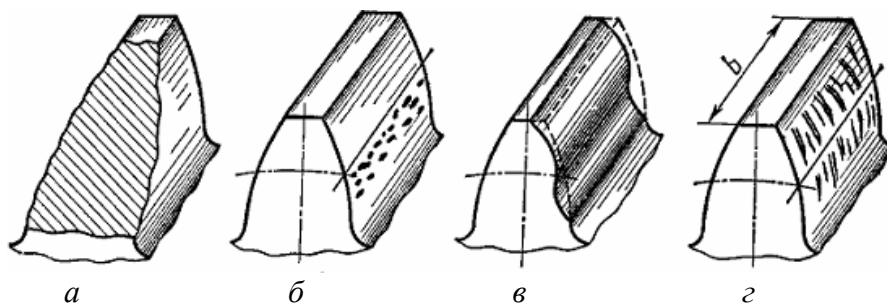


Рис. 3.7. Виды разрушений зубьев:

a – поломка; *б* – усталостное выкрашивание; *в* – износ; *г* – заедание

Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазки, которая запрессовывается в трещины зубьев в процессе зацепления. Развитие трещин приводит к выкрашиванию частиц поверхности, образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины. Усталостное выкрашивание предупреждают расчетом на прочность по контактным напряжениям.

Износ зубьев (рис. 3.7, *в*) является основным видом разрушения открытых передач. При работе наибольшему износу подвергается вершина и основание ножки зуба, где наибольшие скорости скольжения. По мере износа зуб утончается, ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что приводит к поломке зуба. Износ можно уменьшить защитой от попадания абразивных частиц, повышением твердости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев.

Заедание зубьев (рис. 3.7, *г*) заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температуры в зоне зацепления. Образующиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности других зубьев, бороздя их в направлении скольжения.

Цилиндрическая **прямозубая передача** (см. рис. 3.2, *а, д* на с. 28) обладает следующими **достоинствами**: простота изготовления; простота монтажа.

К **недостаткам** следует отнести то, что зубья входят в зацепление сразу по всей длине, что приводит к шуму и ударам при работе, поэтому прямозубые передачи применяются при невысоких окружных скоростях.

В цилиндрических **косозубых зубчатых колесах** зубья нарезаются под углом к оси вращения и в результате зубья входят в зацепление постепенно, создавая многопарность зацепления (см. рис. 3.2, *б, е*).

У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы β равны по величине, но противоположны по направлению. Одно колесо левое, другое правое. Цилиндрическая косозубая передача (см. рис. 3.2, б, е) обладает следующими *достоинствами*: меньший шум при работе, чем у прямозубых (потому что зубья вступают в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно); меньшие динамические нагрузки, чем у прямозубых (потому что в зацеплении частично находится одновременно несколько пар зубьев); большая плавность зацепления (чем больше угол наклона зуба, тем больше плавность зацепления); работа при скоростях от 3 до 40 м/с. *Недостатками* передачи являются: наличие в зацеплении осевых сил; повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

Цилиндрическая *шевронная передача* (см. рис. 3.2, в, ж) является развитием косозубой передачи. Ее *достоинства*: отсутствует осевая сила, так как зубья направлены в разные стороны. Осевые силы равны по значению и противоположно направлены, они уравниваются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол наклона 25–40°, что повышает прочность зубьев и плавность передачи, уменьшает шум при работе. Снижаются динамические нагрузки. Работа осуществляется при скоростях до 150 м/с.

Для зубчатых передач проводятся следующие виды расчетов: проектировочный (проектный) и проверочный. **Цель проектировочного расчета** – определить размеры цилиндрических колес. **Цель проверочного расчета** – вычислить действительные напряжения и сравнить их с допускаемыми.

Исходные данные: кинематическая схема передачи; крутящий момент на шестерне T_1 и колесе T_2 , Н · м; угловая скорость шестерни ω_1 и колеса ω_2 , с⁻¹; передаточное число передачи U .

Расчет цилиндрических прямозубых, косозубых, шевронных передач производится в соответствии с ГОСТ 21354.

Поскольку основной причиной выхода из строя зубьев закрытых передач, работающих при хорошей смазке, является усталостное контактное выкрашивание, то проектировочный расчет закрытых передач выполняют на контактную выносливость по допускаемым контактным напряжениям $[\sigma_H]$ с последующей проверкой зубьев на контактную выносливость $[\sigma_H]$ и выносливость при изгибе $[\sigma_F]$.

3.2. Выбор материала и определение допускаемых напряжений

Зубчатые колеса редукторов в большинстве случаев изготавливают из углеродистой или легированной конструкционной стали. При выборе марок стали учитывают передаваемый крутящий момент, назначение и тип передачи, требования к габаритам и массе, технологию изготовления, экономическую целесообразность. Некоторые стали, рекомендуемые для зубчатых колес, виды их термообработки и механические свойства приведены в табл. 3.1.

В зависимости от твердости, определяемой технологией изготовления, стальные колеса разделяются на две группы:

1) зубчатые колеса с твердостью $HB \leq 350$ (при термообработке улучшение и нормализация) применяются в мало- и средненагруженных передачах при отсутствии жестких требований к массогабаритным характеристикам и в изделиях индивидуального и мелкосерийного производства;

2) зубчатые колеса с твердостью $HB > 350$ (объемная и поверхностная закалка, цементация, нитроцементация, цианирование, азотирование, борирование) используются в высоконагруженных, склонных к заеданию зубьев передач при одновременном требовании к снижению габаритов и массы, а также в изделиях крупносерийного и массового производства.

Таблица 3.1

Механические характеристики сталей для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Механические свойства				Термическая обработка	S_H	S_F'
	твердость		предел прочности σ_B , МПа	предел текучести σ_T , МПа			
	HB	HRC					
Заготовка (поковка, штамповка $S_F'' = 1$, прокат $S_F'' = 1,15$)							
40	192–228	–	687	392	Улучшение	1,1	1,75
45	179–207	–	600	320	Нормализация	1,1	1,75
45	235–262	–	780	540	Улучшение	1,1	1,75
45	269–302	–	890	650	Улучшение	1,1	1,75
50	179–228	–	628	343	Нормализация	1,1	1,75
50	228–255	–	687–785	520	Улучшение	1,1	1,75

Окончание табл. 3.1

Марка стали	Механические свойства				Термическая обработка	S_H	$S_{F'}$
	твёрдость		предел прочности σ_b , МПа	предел текучести σ_T , МПа			
	<i>HB</i>	<i>HRC</i>					
40X	235–262	–	790	640	Улучшение	1,1	1,75
40X	269–302	–	1000	800	Улучшение	1,1	1,75
40X	–	45–50	1000	800	Улучшение + ТВЧ	1,2	1,55
35XM	235–262	–	800	670	Улучшение	1,1	1,75
35XM	269–302	–	950	850	Улучшение	1,1	1,75
35XM	–	48–53	950	850	Улучшение + ТВЧ	1,2	1,55
50XH	235–262	–	850	700	Улучшение	1,1	1,75
50XH	269–302	–	1100	900	Улучшение	1,1	1,75
50XH	–	50–56	1100	900	Улучшение + ТВЧ	1,2	1,55
20XH2M	–	56–63	900	700	Цементация + закалка	1,2	1,55
25XГТ	–	56–63	1300	1000	Газовая нитроцементация + закалка	1,2	1,55
40XH2MA	–	50–56	1000	850	Улучшение + азотирование	1,2	1,55
40XM	230–300	–	834	587	Улучшение	1,1	1,75
40XM	241	–	785	569	Улучшение	1,1	1,75
40XM	–	48–54	1700	1373	Закалка	1,2	1,55
12XH3A	–	56–63	903	687	Цементация	1,2	1,55
33XMЮА	850–900	30–35	1030	883	Улучшение + азотирование	1,2	1,55
Стальное литье ($S_{F''} = 1,3$)							
35Л	163–207	–	550	270	Нормализация	1,1	1,75
45Л	207–235	–	680	440	Улучшение	1,1	1,75
50ГЛ	235–262	–	850	600	Улучшение	1,1	1,75
30XНМЛ	–	–	687	540	Нормализация	1,1	1,75
40ХЛ	–	–	638	490	Нормализация	1,1	1,75
35ХМЛ	–	–	687	540	Нормализация	1,1	1,75

С целью лучшей приработки зубьев и повышения КПД необходимо назначать для шестерни твердость на 20–50 единиц *НВ* выше, чем для колеса. Рекомендуется принимать для шестерни и колеса материал одной марки, а необходимую твердость обеспечивать различной термообработкой.

Допускаемые контактные напряжения для каждого из зубчатых колес $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ находятся по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{XH}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев, МПа, рассчитываемый по уравнению

$$\sigma_{H\lim} = \sigma_{H\lim b} K_{HL}, \quad (3.2)$$

здесь $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости поверхности, соответствующей базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (зависит от твердости материала зубьев, табл. 3.2); K_{HL} – коэффициент долговечности, определяемый по следующей формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (3.3)$$

где N_{H0} – базовое число циклов перемены напряжений, принимаемое в зависимости от твердости материала колеса. При $HRC > 56$ $N_{H0} = 120 \cdot 10^6$, иначе вычисляют по уравнению

$$N_{H0} = 30HB^{2,4}; \quad (3.4)$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, рассчитываемое при постоянном режиме нагружения по формуле

$$N_{HE} = 60ncL_h, \quad (3.5)$$

здесь n – частота вращения того из колес, для которого определяется допускаемое напряжение, мин^{-1} ; c – количество зацеплений за один оборот колеса, для которого находится допускаемое напряжение (рис. 3.8); L_h – расчетный срок службы передачи, ч. При $N_{HE} > N_{H0}$ принимают $K_{HL} = 1$. Если $K_{HL} > 2,4$, то для дальнейших расчетов принимают $K_{HL} = 2,4$;

S_H – коэффициент запаса прочности (см. табл. 3.1 на с. 36–37); Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев; Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость; K_L –

коэффициент, учитывающий влияние смазки; K_{XH} – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса. При выполнении проектировочного расчета по ГОСТ 21354 считают, что $Z_R Z_V K_L K_{XH} = 0,9$.

Для дальнейших расчетов принимают: **для прямозубого зацепления** – меньшее из рассчитанных значений $[\sigma_H]_1$ или $[\sigma_H]_2$; **для косозубого зацепления** допускаемое контактное напряжение определяется с помощью нижеприведенной формулы:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (3.6)$$

При этом должно выполняться условие

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_H]_{\min}, \quad (3.7)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Иначе принимают $[\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_{\min}$.

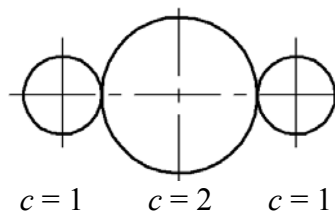


Рис. 3.8. Определение коэффициента c

Таблица 3.2

Значения пределов контактной и изгибной выносливости зубьев, соответствующие базовому числу циклов напряжений

Материал зубьев	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		σ_{Hlimb} , МПа	σ_{Flimb} , МПа
		на поверхности	в сердцевине у основания		
Углеродистые и легированные стали (например, 45 и 40X)	Нормализация, улучшение	180–350 <i>HB</i>		$2HB + 70$	$1,8HB$
Легированные стали: – 40XФА, 40XН, 40X и др.	Объемная закалка	45–55 <i>HRC</i>		$18HRC + 200$	600
– 12XН2, 20XН2М, 20XН и др.	Цементация	56–63 <i>HRC</i>	30–45 <i>HRC</i>	23 <i>HRC</i>	950
– 25XГТ, 30XГТ, 30X и др.	Нитроцементация	56–63 <i>HRC</i>	30–45 <i>HRC</i>	23 <i>HRC</i>	750
– 40XН2МА и др.	Азотирование	50–60 <i>HRC</i>	24–40 <i>HRC</i>	1050	$300 + 12HRC$

3.3. Проектировочный расчет закрытых цилиндрических зубчатых передач на контактную выносливость

Проектировочный расчет служит для предварительного определения размеров по усталостной контактной прочности $[\sigma_H]$.

В проектировочном расчете находят межосевое расстояние по формуле

$$a_w = K_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{U^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (3.8)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент ($K_a = 495$ для прямозубых передач, а для косозубых $K_a = 430$); U – передаточное число; T_2 – крутящий момент на тихоходном валу (валу колеса), Н · м; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (рис. 3.9); ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию, равный

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{U + 1}, \quad (3.9)$$

здесь ψ_{bd} – коэффициент ширины венца по начальному диаметру (табл. 3.3);

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (формулы (3.1)–(3.7)).

Таблица 3.3

Рекомендуемые значения коэффициента ширины шестерни относительно ее диаметра ψ_{bd}

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_{1(2)} \leq 350$	$HB_{1(2)} > 350$
Симметричное	0,8–1,4	0,4–0,9
Несимметричное	0,6–1,2	0,3–0,6
Консольное	0,3–0,4	0,20–0,25

Примечания:

1. Предпочтительно придерживаться меньших значений.
2. Большие значения принимать для колес: последних ступеней многоступенчатых редукторов; передающих постоянные и близкие к ним нагрузки; насаженных на жесткие валы.

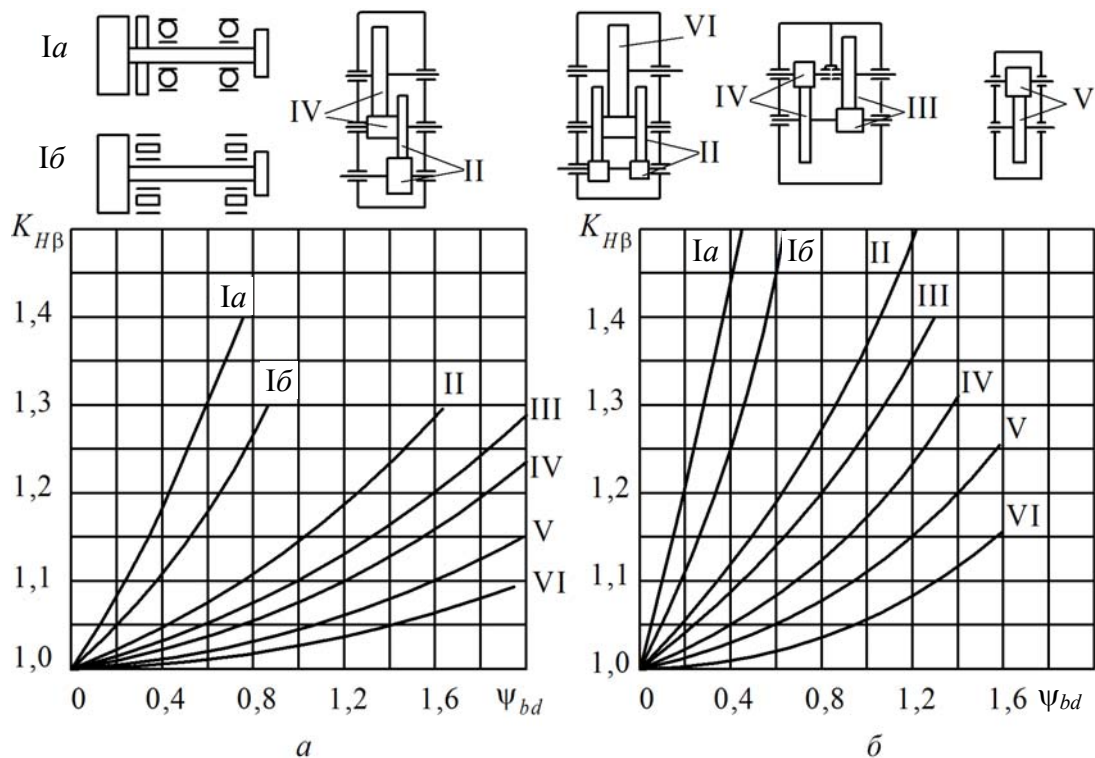


Рис. 3.9. График для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$:

$a - HB_2 \leq 350$; $б - HB_2 > 350$.

Номер кривой соответствует номеру схемы передачи

Полученное значение межосевого расстояния округляют до стандартного $a_{вст}$ (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Стандартные значения межосевого расстояния $a_{вст}$, мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250
2-й ряд	—	—	71	90	112	140	180	225	280
1-й ряд	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
2-й ряд	355	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

Рассчитывают требуемый модуль зацепления исходя из выражения

$$m (m_n) = (0,01-0,02)a_{вст}. \quad (3.10)$$

Полученное значение модуля округляют до стандартного $m_{ст}$ ($m_{нст}$) (табл. 3.5).

Таблица 3.5

Стандартные значения модуля $m_{ст}$ ($m_{нст}$)

1-й ряд	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0
1-й ряд	10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	50,0	60,0	80,0
2-й ряд	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	36,0	45,0	55,0	70,0	90,0

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

Выбирают значение угла наклона зубьев: для прямозубых передач $\beta = 0^\circ$, а для косозубых $\beta = 8-18^\circ$.

Число зубьев шестерни определяют по следующим формулам:

– для прямозубых передач

$$Z_{1p} = \frac{2a_w}{(U+1)m_{ст}}; \quad (3.11)$$

– для косозубых передач

$$Z_{1p} = \frac{2a_w \cos \beta}{(U+1)m_{нст}}. \quad (3.12)$$

Полученное число зубьев округляют до ближайшего целого значения Z_1 . Тогда число зубьев на колесе будет равно

$$Z_{2p} = Z_1 U. \quad (3.13)$$

Полученное число зубьев округляют до целого значения Z_2 .

Находят фактическое передаточное число из следующего соотношения:

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (3.14)$$

При этом должно выполняться условие

$$\frac{|U - U_\phi|}{U} 100\% \leq 5\%. \quad (3.15)$$

Если условие не соблюдается, необходимо изменить количество зубьев на шестерне и колесе.

Для косозубых передач уточняют угол наклона зубьев по формуле

$$\beta = \arccos \left(\frac{(Z_1 + Z_2)m_{нст}}{2a_{вст}} \right). \quad (3.16)$$

Значение угла наклона вычисляют с точностью 5 знаков после запятой.

Диаметры делительной окружности шестерни и колеса находят из выражений:

1) для прямозубых передач

$$d_{1(2)} = m_{\text{ст}} Z_{1(2)}; \quad (3.17)$$

2) для косозубых передач

$$d_{1(2)} = \frac{m_{\text{нст}}}{\cos\beta} Z_{1(2)}. \quad (3.18)$$

Ширину венца колеса рассчитывают по формуле

$$b_2 = \psi_{ba} a_{\text{вст}}. \quad (3.19)$$

Полученное значение округляют до целого в большую сторону. Тогда ширина венца шестерни будет равна

$$b_1 = b_2 + (5-10). \quad (3.20)$$

Вычисляют окружную скорость колес из следующего соотношения:

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2000}, \quad (3.21)$$

где ω_1 – угловая скорость на валу шестерни, с^{-1} ; d_1 – диаметр делительной окружности, мм.

Определяют степень точности st передачи, используя данные, приведенные в табл. 3.6.

Таблица 3.6

**Рекомендации по выбору степени точности
зубчатых передач**

Степень точности st , не ниже	Окружная скорость V , м/с		Характеристика передачи
	$\beta = 0^\circ$	$\beta > 0^\circ$	
6 (высокоточная)	До 15	До 25	Высокоскоростные передачи, кинематические механизмы
7 (точная)	До 10	До 17	Повышенные скорости, повышенные нагрузки
8 (средней точности)	До 6	До 10	Общего применения
9 (пониженной точности)	До 2	До 3,5	Тихоходные передачи

3.4. Проверочный расчет закрытых зубчатых передач на контактную выносливость

Расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления находят по формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2000 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (U_\phi + 1)}{b_2 d_1^2 U_\phi}}, \quad (3.22)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, равный

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin(2\alpha_w)}}, \quad (3.23)$$

здесь β – угол наклона зуба, град; α_w – угол зацепления (в соответствии с ГОСТ 13755 $\alpha_w = 20^\circ$);

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес и принимаемый $275 \text{ МПа}^{1/2}$; Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий и рассчитываемый по следующим формулам:

– для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (3.24)$$

– для косозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (3.25)$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta; \quad (3.26)$$

T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых колес вычисляется по следующей формуле:

$$K_{H\alpha} = K_{st1} + K_{st2}V, \quad (3.27)$$

здесь K_{st1} , K_{st2} – коэффициенты, выбираемые по табл. 3.7 в зависимости от степени точности st ; V – окружная скорость, м/с;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (см. рис. 3.9 на с. 41); K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении и равный

$$K_{Hv} = 1 + \frac{b_2 d_1 W_{Hv}}{2000 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad (3.28)$$

где b_2 – ширина колеса, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм; W_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм, определяемая из условия

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 V \sqrt{\frac{a_{вст}}{U_\phi}} \leq [W_{Hv}], \quad (3.29)$$

здесь δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 3.8); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 3.9); $a_{вст}$ – стандартное межосевое расстояние, мм; U_ϕ – фактическое передаточное число; $[W_{Hv}]$ – допускаемая удельная окружная динамическая сила, Н/мм (табл. 3.10). Если условие (3.29) не выполняется, то $W_{Hv} = [W_{Hv}]$.

Таблица 3.7

Значения коэффициентов K_{st1} и K_{st2}

Степень точности st	K_{st1}	K_{st2}
7	1,00	0,0026
8	1,01	0,0050
9	1,05	0,0080

Таблица 3.8

Значения коэффициентов δ_H и δ_F

Вид зубьев	δ_H		δ_F
	$HB_{1(2)} \leq 350$	$HB_{1(2)} > 350$	
Простые без модификации*	0,006	0,014	0,016
Простые с модификацией*	0,004	0,010	0,011
Косые	0,002	0,004	0,006

* Модификация – снятие фаски на верхней части головки зуба величиной примерно 0,01 и длиной 0,4 модуля для более плавного входа зубьев в зацепление.

Таблица 3.9

Значения коэффициента g_0

Модуль m , мм	Значение g_0 при степени точности				
	5	6	7	8	9
$m \leq 3,55$	28	38	47	56	73
$3,55 < m \leq 10$	31	42	53	61	82
$m > 10$	37	48	64	73	100

Таблица 3.10

Значения коэффициентов $[W_{Hv}]$, $[W_{Fv}]$, $[W_{Ht}]$

Модуль m , мм	Значения $[W_{Hv}]$, $[W_{Fv}]$, $[W_{Ht}]$ при степени точности				
	5	6	7	8	9
$m \leq 3,55$	85	160	240	380	700
$3,55 < m \leq 10$	105	194	310	410	880
$m > 10$	150	250	450	590	1050

Значение контактного напряжения, вычисленное по формуле (3.22), должно удовлетворять условию

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]. \quad (3.30)$$

Если указанные условия не выполняются, то следует изменить ширину венца колеса b_2 , поменяв ранее принятое значение при проектировочном расчете ψ_{bd} . Если эта мера не даст должного результата, то надо либо изменить делительный диаметр d_{w1} , либо назначить другие материалы зубчатой пары или другую термообработку и повторить проектировочный расчет передачи.

3.5. Определение допускаемых напряжений изгиба зубьев

Допускаемое напряжение на выносливость зубьев при изгибе рассчитывают отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_S Y_R K_{XF}, \quad (3.31)$$

где $\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа:

$$\sigma_{F\lim} = \sigma_{F\lim b} K_{Fa} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL}, \quad (3.32)$$

здесь σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (см. табл. 3.2 на с. 39); K_{Fa} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба (табл. 3.11); K_{Fd} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зубьев (при изготовлении колес без данных видов обработки $K_{Fd} = 1$); K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (при одностороннем приложении $K_{Fc} = 1$, при двухстороннем (реверсивном) приложении $K_{Fc} = 0,7-0,8$; большее значение при $HB > 350$); K_{FL} – коэффициент долговечности, равный

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (3.33)$$

где m – показатель кривой усталости (для зубчатых колес с твердостью поверхности $HB \leq 350$, а также со шлифованной переходной поверхностью зубьев $m = 6$, для зубчатых колес с $HB > 350$ и нешлифованной поверхностью $m = 9$); N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений ($N_{F0} = 4 \cdot 10^6$); N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, $N_{FE} = N_{HE}$ (см. формулу (3.5)). При $N_{FE} > N_{F0}$ принимают $K_{FL} = 1$. При $K_{FL} > 2$ полагают $K_{FL} = 2$;

S_F – коэффициент безопасности, равный $S_F = S_F' S_F''$, где S_F' определяется исходя из заданной вероятности разрушения и обработки материала (см. табл. 3.1 на с. 36–37); S_F'' устанавливается в зависимости от способа получения заготовки зубчатого колеса (см. табл. 3.1); Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность к концентрации напряжений, определяемый по графику (рис. 3.10); Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба (при шлифовании и зубофрезеровании, когда величина шероховатости не ниже R_{z40} принимают $Y_R = 1$); K_{XF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, зависящий от диаметра окружности вершин зубьев d_a , который рассчитывается по формулам

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a, \quad (3.34)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a, \quad (3.35)$$

здесь h_a – высота головки зуба. Для прямозубых колес $h_a = m$, для косозубых и шевронных колес $h_a = m_n$. При $d_a \leq 300$ мм принимают $K_{XF} = 1$, при $d_a > 300$ мм определяют по формуле

$$K_{XF} = 0,8 + \frac{400 - 0,2d_a}{1700}. \quad (3.36)$$

Таблица 3.11

Значения коэффициента, учитывающего влияние шлифования переходной поверхности зуба K_{Fa}

Вид обработки	Значение K_{Fa}
Шлифование при термообработке:	
– закалка	0,9
– нормализация или улучшение	1,1
– цементация или нитроцементация	0,7
Без шлифования	1,0

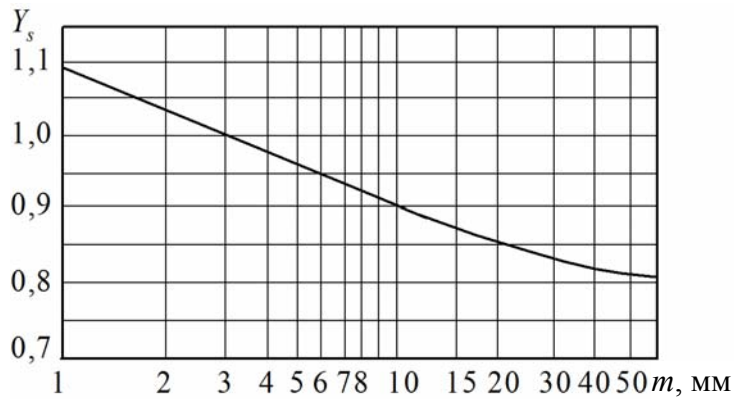


Рис. 3.10. График для определения коэффициента Y_s

3.6. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе

Для косозубого и шевронного зацепления определяют эквивалентное число зубьев шестерни и колеса по следующей формуле:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}, \quad (3.37)$$

где Z – число зубьев шестерни (колеса); β – угол наклона зубьев, град.

Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по табл. 3.12.

Таблица 3.12

Значение коэффициента формы зуба Y_F

Z (Z _v)	Коэффициент смещения режущего инструмента x										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,90	3,67	3,46
14	–	–	–	–	–	–	4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	–	–	–	–	4,50	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	–	–	–	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	–	4,60	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,60	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52
180	3,64	3,65	3,64	3,62	3,62	3,62	3,60	3,60	3,59	3,58	3,56
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

Примечание. Значения, отсутствующие в таблице, находятся интерполированием.

Расчетные напряжения изгиба зубьев производят для менее прочного звена – шестерни или колеса. Для этого находят отношения $\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}}$ и $\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}}$. Проверку на выносливость выполняют для того звена, у которого это отношение меньше.

Вычисляют расчетные напряжения изгиба зубьев по формуле

$$\sigma_F = \frac{2000T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 d_1 m_n} Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma_F], \quad (3.38)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых передач определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(st - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (3.39)$$

здесь ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, рассчитываемый по формуле (3.26); st – степень точности передачи (см. табл. 3.6 на с. 43);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (рис. 3.11); K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, которая возникает в зацеплении, равный

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv} b_2 d_1}{2000 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}}, \quad (3.40)$$

где W_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм, вычисляемая из уравнения

$$W_{Fv} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_{\text{вст}}}{U_\phi}} \leq [W_{Fv}], \quad (3.41)$$

здесь δ_F – коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи (см. табл. 3.8 на с. 45); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. табл. 3.9 на с. 46); V – окружная скорость колес, м/с; $a_{\text{вст}}$ – стандартное межосевое расстояние, мм; U_ϕ – фактическое передаточное число; $[W_{Fv}]$ – допускаемая удельная окружная динамическая сила, Н/мм (см. табл. 3.10 на с. 46). Если условие (3.41) не выполняется, то $W_{Fv} = [W_{Fv}]$;

b_2 – ширина венца колеса, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм; m_n – модуль зацепления, мм; Y_F – коэффициент формы зуба; Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, принимаемый $Y_\varepsilon = 1$; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба, рассчитываемый по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}, \quad (3.42)$$

где β – угол наклона зубьев, град.

При проверочном расчете зубьев на усталостный изгиб условие прочности $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ не ограничивается, так как нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач определяется контактной прочностью. Если $\sigma_F > 1,05[\sigma_F]$, то надо увеличить модуль m (m_n), приняв большее стандартное значение, соответственно, пересчитать число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

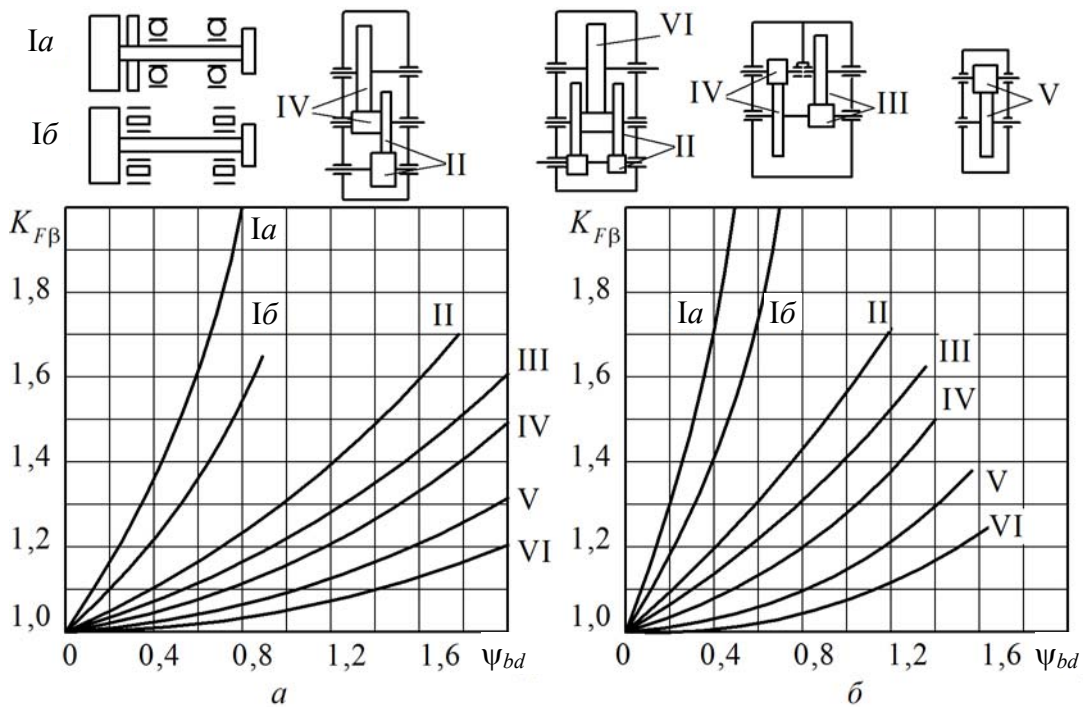


Рис. 3.11. График для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $K_{F\beta}$:

$a - HB_2 \leq 350$; $b - HB_2 > 350$.

Номер кривой соответствует номеру схемы передачи

3.7. Определение параметров цилиндрических зубчатых колес

Стальные зубчатые колеса диаметром до 400–500 мм (в отдельных случаях до 600 мм) выполняются коваными, при больших диаметрах – литыми. Типовые конструкции кованных колес показаны на рис. 3.12 и 3.13, а литого – на рис. 3.14.

Конструкции колес из чугуна при $d_a \leq 500$ –600 мм аналогичны представленным на рис. 3.12 и 3.13 с той разницей, что ступица делается несколько толще ($d_{ст} \approx 1,7d_b$), а наружная поверхность ступицы и внутренняя поверхность обода должны иметь литейные уклоны 1:20. При больших диаметрах используется конструкция со спицами (рис. 3.14).

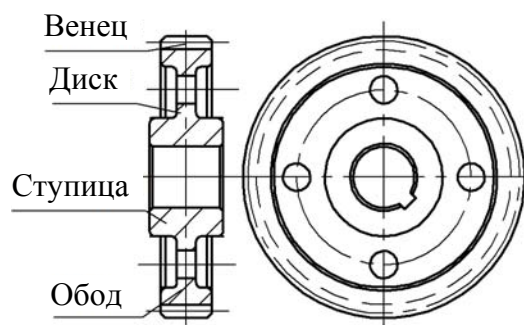


Рис. 3.12. Конструкция цилиндрического зубчатого колеса

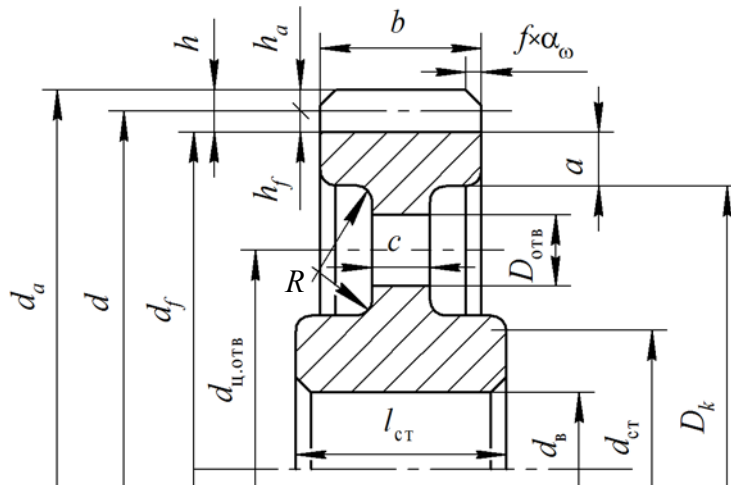


Рис. 3.13. Основные параметры цилиндрических зубчатых колес

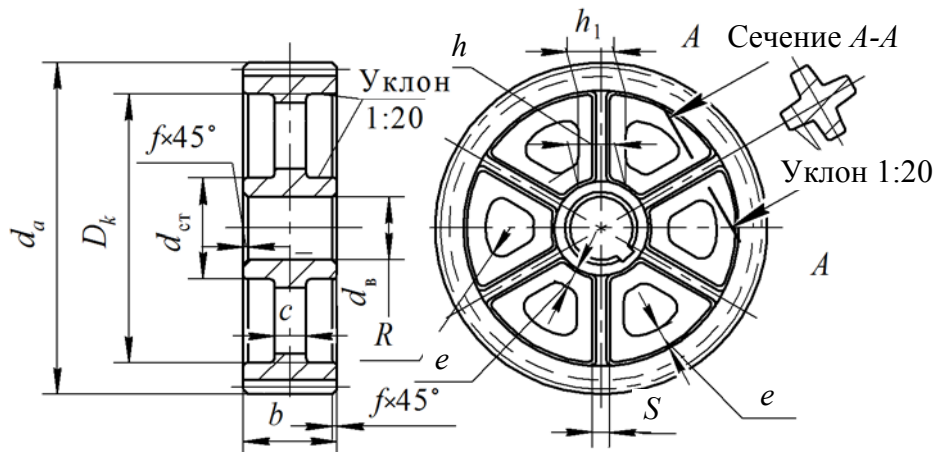


Рис. 3.14. Конструкция цилиндрического зубчатого колеса со спицами

В случае, когда расстояние от впадины зуба до шпоночного паза X (рис. 3.15, а) меньше $2m$, то зубчатые колеса делают как одно целое с валом (вал-шестерня на рис. 3.15, б). Иногда целесообразнее шестерню делать заодно с валом и при большем значении размера X , чем указанное.

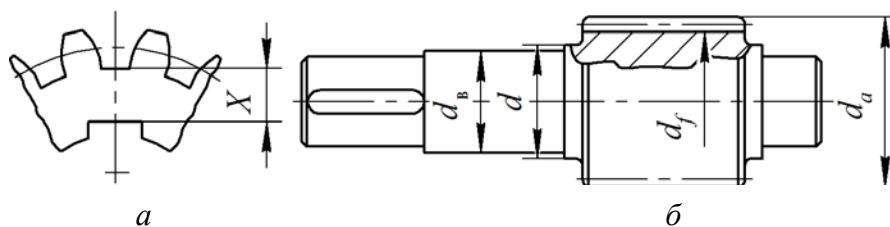


Рис. 3.15. Варианты исполнения зубчатых колес (шестерен):
а – насаживаемое колесо; б – колесо, выполненное заодно с валом (вал-шестерня)

На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6-0,7)h_a$ с округлением до стандартного значения по табл. 3.13. Угол фаски α_ϕ принимают: на прямозубых колесах $\alpha_\phi = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $HV < 350$ $\alpha_\phi = 45^\circ$, а при $HV > 350$ $\alpha_\phi = 15^\circ$.

Таблица 3.13

Стандартные размеры фасок f

Диаметр ступицы или обода, мм	f , мм	Диаметр ступицы или обода, мм	f , мм
Свыше 20 до 30	1,0	Свыше 80 до 120	2,5
Свыше 30 до 40	1,2	Свыше 120 до 150	3,0
Свыше 40 до 50	1,6	Свыше 150 до 250	4,0
Свыше 50 до 80	2,0	Свыше 250 до 500	5,0

Основные соотношения геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес приведены в табл. 3.14.

Таблица 3.14

Основные параметры цилиндрических зубчатых колес

Параметры	Расчетная формула
Высота головки зуба h_a , мм: – для прямозубых колес	$h_a = m$
– косозубых и шевронных колес	$h_a = m_n$
Высота зуба h , мм	$h = h_a + h_f$
Высота ножки зуба h_f , мм: – для прямозубых колес	$h_f = 1,25m$
– косозубых и шевронных колес	$h_f = 1,25m_n$
Диаметр окружности вершин d_a зубьев, мм*	$d_a = d_w + 2h_a$
Диаметр окружности впадин d_f зубьев, мм*	$d_f = d_w - 2h_f$
Толщина обода a , мм	$a = (1,2-1,6)h_a$
Диаметр ступицы $d_{ст}$, мм**	$d_{ст} = (1,6-1,8)d_B^{***}$
Длина ступицы $l_{ст}$, мм**	$l_{ст} = (1,2-1,6)d_B^{***}$
Толщина диска c , связывающего ступицу и обод, мм**	$c = (1,0-1,2)a$
Внутренний диаметр обода D_k , мм**	$D_k = d_f - 2a$
Диаметр отверстий в диске D_0 , мм**	$D_0 = \frac{D_k - d_{ст}}{2,5-4,0}$
Диаметр окружности центров отверстий $D_{отв}$, мм	$D_{отв} = \frac{D_k + d_{ст}}{2}$
Ширина уклона s , мм	$s = 0,8c$
Вписанная дуга окружности R , мм	Принимается конструктивно

Параметры	Расчетная формула
Толщина выступа e , мм	$e = 0,2d_B$
Максимальная ширина спицы h , мм	$h = 0,8d_B$
Минимальная ширина спицы h_1 , мм	$h_1 = 0,8h$

* Размеры определяются для шестерни и колеса.

** Если $d_f - d_B > 8h_a$, то зубчатое колесо экономически целесообразно выполнять с ободом, диском и ступицей (см. рис. 3.12, 3.13 на с. 51, 52).

*** Диаметр вала под ступицей колеса рассчитывается по формуле $d_B = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2[\tau_{кр}]}}$, где T – крутящий момент на валу, Н · м; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое пониженное напряжение кручения, МПа (для валов из стали $[\tau_{кр}] = 10\text{--}40$ МПа).

3.8. Усилия в зацеплении

Направления сил, действующих в цилиндрической передаче, показаны на рис. 3.16.

Окружную силу в зацеплении находят по следующей формуле:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000T_1}{d_1}, \quad (3.43)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; d_1 – диаметр делительной окружности, мм.

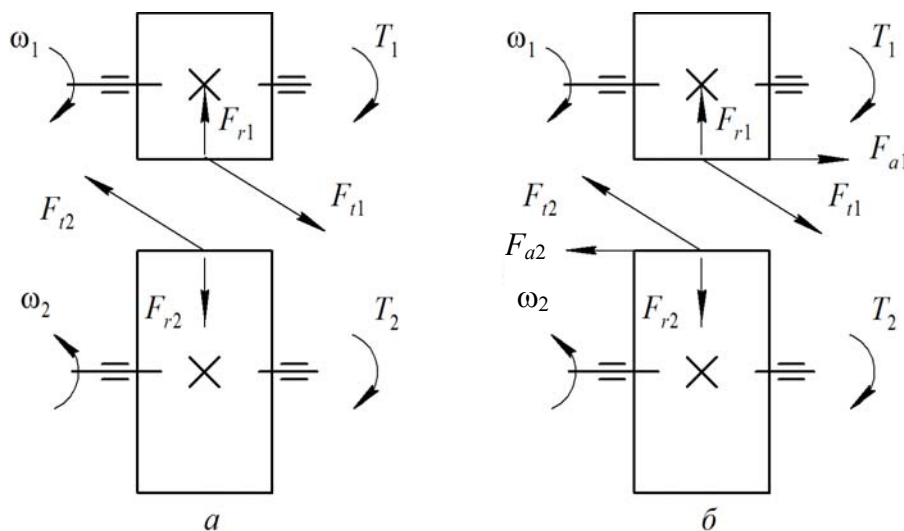


Рис. 3.16. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых колес:
а – прямозубых; б – косозубых

Радиальную силу вычисляют из уравнения

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}, \quad (3.44)$$

где α_w – угол зацепления, град ($\alpha_w = 20^\circ$); β – угол наклона линии зуба, град.

Осевая сила действует только в косозубых передачах и ее определяют по формуле

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (3.45)$$

Пример расчета

Рассчитать цилиндрическую зубчатую косозубую передачу одноступенчатого редуктора с передаточным числом $U = 4,15$. Мощность на входном валу редуктора $P_1 = 3,52$ кВт, частота вращения вала $n_1 = 625$ мин⁻¹, срок службы редуктора $L_h = 10\,000$ ч.

Мощность на тихоходном валу редуктора будет равна

$$P_2 = P_1 \eta_{з.п} \eta_{п.п},$$

где $\eta_{з.п}$ – КПД зубчатой передачи; $\eta_{п.п}$ – КПД пары подшипников.

По табл. 2.1 (см. на с. 15–16) принимаем $\eta_{з.п} = 0,97$; $\eta_{п.п} = 0,99$. Подставляем значения в формулу

$$P_2 = 3,52 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,38 \text{ кВт.}$$

Угловую скорость на входном валу находим по формуле (2.10)

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 625}{30} = 65,45 \text{ с}^{-1}.$$

Угловую скорость на выходном валу вычисляем по формуле (2.11)

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U} = \frac{65,45}{4,15} = 15,77 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящий момент на входном валу будет равен (см. формулу (2.16))

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3,52 \cdot 1000}{65,45} = 53,8 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Крутящий момент на выходном валу составит

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3,38 \cdot 1000}{15,77} = 214,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По табл. 3.1 (см. на с. 36–37) для шестерни выбираем материал – сталь 45 с HB 269–302 и средней твердостью $HB_{1cp} = (302 + 269) \cdot 0,5 = 285,5 HB$, для колеса – сталь 45 с HB 235–262 и средней твердостью $HB_{2cp} = (235 + 262) \cdot 0,5 = 248,5 HB$. Средняя твердость отличается на 37 HB .

Определяем базовое число циклов перемены напряжений по формуле (3.4):

– для шестерни

$$N_{H01} = 30HB^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,35 \cdot 10^7;$$

– для колеса

$$N_{H02} = 30HB^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 1,67 \cdot 10^7.$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений рассчитываем по формуле (3.5):

1) для шестерни

$$N_{HE1} = 60n_1cL_h = 60 \cdot 625 \cdot 1 \cdot 10\,000 = 3,75 \cdot 10^8;$$

2) для колеса

$$N_{HE2} = 60n_1 / UcL_h = 60 \cdot 625 / 4,15 \cdot 1 \cdot 10\,000 = 9,04 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности находим по формуле (3.3):

– для шестерни

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{2,35 \cdot 10^7}{3,75 \cdot 10^8}} = 0,63;$$

– для колеса

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,67 \cdot 10^7}{9,04 \cdot 10^7}} = 0,76.$$

Поскольку $K_{HL1} < 1$ и $K_{HL2} < 1$, принимаем $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

По табл. 3.2 (см. на с. 39) определяем формулу для вычисления предела контактной выносливости поверхности, соответствующей базовому числу циклов перемены напряжений:

1) для шестерни

$$\sigma_{Hlimb1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

2) для колеса

$$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа.}$$

Вычисляем предел контактной выносливости поверхности зубьев по формуле (3.2):

– для шестерни

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1}K_{HL1} = 641 \cdot 1 = 641 \text{ МПа;}$$

– для колеса

$$\sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlimb2}K_{HL2} = 567 \cdot 1 = 567 \text{ МПа.}$$

По табл. 3.1 (см. на с. 36–37) принимаем коэффициент запаса прочности $S_H = 1,1$.

Допускаемое контактное напряжение рассчитываем по формуле (3.1):

1) для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{XH} = \frac{641}{1,1} \cdot 0,9 = 524,5 \text{ МПа;}$$

2) для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{XH} = \frac{567}{1,1} \cdot 0,9 = 463,9 \text{ МПа.}$$

Поскольку передача косозубая, то допускаемое контактное напряжение находим по формуле (3.6)

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (524,5 + 463,9) = 444,8 \text{ МПа.}$$

Коэффициент ширины венца по начальному диаметру принимаем $\psi_{bd} = 0,8$ (см. табл. 3.3 на с. 40).

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию рассчитываем по формуле (3.9)

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{U+1} = \frac{2 \cdot 0,8}{4,15+1} = 0,31.$$

Используя рис. 3.9, a (см. на с. 41), по кривой V при $\psi_{bd} = 0,8$ определяем $K_{H\beta} = 1,03$.

Межосевое расстояние передачи вычисляем по формуле (3.8)

$$a_w = K_a (U+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{U^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} =$$

$$= 430 \cdot (4,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{214,3 \cdot 1,03}{4,15^2 \cdot 0,31 \cdot 444,8^2}} = 131,3 \text{ мм.}$$

По табл. 3.4 (см. на с. 41) принимаем стандартное межосевое расстояние $a_{\text{вст}} = 160$ мм из первого ряда. По условию (3.10) определяем требуемый модуль зацепления:

$$m (m_n) = (0,01-0,02)a_{\text{вст}} = \\ = (0,01-0,02) \cdot 160 = 1,6-3,2 \text{ мм.}$$

По табл. 3.5 (см. на с.42) выбираем стандартный модуль, попадающий в требуемый интервал $m_{\text{нст}} = 2,5$ мм.

Принимаем угол наклона зуба равным 15° . Число зубьев шестерни рассчитываем по формуле (3.12)

$$Z_{1\text{п}} = \frac{2a_w \cos\beta}{(U+1)m_{\text{нст}}} = \frac{2 \cdot 160 \cos 15^\circ}{(4,15+1) \cdot 2,5} = 24.$$

Тогда число зубьев колеса – по формуле (3.13)

$$Z_{2\text{п}} = Z_1 U = 24 \cdot 4,15 = 99,6.$$

Принимаем $Z_2 = 100$. Вычисляем фактическое передаточное число по формуле (3.14)

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{100}{24} = 4,17.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного проверяем по условию (3.15)

$$\frac{|U - U_\phi|}{U} 100\% = \frac{|4,15 - 4,17|}{4,15} \cdot 100\% = 0,4\% \leq 5\%.$$

Условие выполняется.

Уточняем угол наклона зубьев по формуле (3.16)

$$\beta = \arccos\left(\frac{(Z_1 + Z_2)m_{\text{нст}}}{2a_{\text{вст}}}\right) = \\ = \arccos\left(\frac{(24 + 100) \cdot 2,5}{2 \cdot 160}\right) = 14,36151^\circ.$$

Диаметры делительной окружности шестерни и колеса находим из выражения (3.18)

$$d_1 = \frac{m_{\text{нст}}}{\cos\beta} Z_1 = \frac{2,5}{\cos 14,36151^\circ} \cdot 24 = 61,94 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{m_{\text{нст}}}{\cos\beta} Z_2 = \frac{2,5}{\cos 14,36151^\circ} \cdot 100 = 258,06 \text{ мм}.$$

Ширину венца колеса определяем по формуле (3.19)

$$b_2 = \psi_{ba} a_{\text{вст}} = 0,31 \cdot 160 = 49,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 50$ мм. Тогда ширина венца шестерни будет равна

$$b_1 = b_2 + (5-10) = 50 + 6 = 56 \text{ мм}.$$

Окружную скорость колес рассчитываем по формуле (3.21)

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2000} = \frac{65,45 \cdot 61,94}{2000} = 2,03 \text{ м/с}.$$

По табл. 3.6 (см. на с. 43) выбираем 9-ю степень точности передачи.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, вычисляем из выражения (3.23)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos\beta}{\sin(2\alpha_w)}} = \sqrt{\frac{2 \cos 14,36151^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 1,736.$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес, принимаем равным $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$.

Коэффициент торцевого перекрытия находим по формуле (3.26)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos\beta =$$

$$= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{100} \right) \right] \cos 14,36151^\circ = 1,661.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяем по формуле (3.25)

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,661}} = 0,776.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, рассчитываем по формуле (3.27)

$$K_{H\alpha} = K_{st1} + K_{st2}V,$$

где K_{st1} , K_{st2} – коэффициенты, выбираемые по табл. 3.7 (см. на с. 45) в зависимости от степени точности st . $K_{st1} = 1,05$ и $K_{st2} = 0,0080$. Следовательно,

$$K_{H\alpha} = 1,05 + 0,0080 \cdot 2,03 = 1,066.$$

Удельную окружную динамическую силу находим из условия (3.29), приняв коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев $\delta_H = 0,002$ (для косых зубьев по табл. 3.8 (см. на с. 45)); коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса при 9-й степени точности и $m_{нст} = 2,5$ мм $g_0 = 73$ (см. табл. 3.9 на с. 46); допускаемую удельную окружную динамическую силу при 9-й степени точности и $m_{нст} = 2,5$ мм $[W_{Hv}] = 700$ Н/мм (см. табл. 3.10 на с. 46):

$$\begin{aligned} W_{Hv} &= \delta_H g_0 V \sqrt{\frac{a_{вст}}{U_\phi}} \leq [W_{Hv}] = \\ &= 0,002 \cdot 73 \cdot 2,03 \sqrt{\frac{160}{4,17}} = 1,83 \text{ Н/мм} \leq 700 \text{ Н/мм}. \end{aligned}$$

Условие выполняется.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, вычисляем по формуле (3.28)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{b_2 d_1 W_{Hv}}{2000 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}} = 1 + \frac{50 \cdot 61,94 \cdot 1,83}{2000 \cdot 53,8 \cdot 1,066 \cdot 1,03} = 1,048.$$

Расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления определяем по формуле (3.22)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2000 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (U_\phi + 1)}{b_2 d_1^2 U_\phi}} = 1,736 \cdot 275 \cdot 0,776 \times \\ &\times \sqrt{\frac{2000 \cdot 53,8 \cdot 1,066 \cdot 1,03 \cdot 1,048 \cdot (4,17 + 1)}{50 \cdot 61,94^2 \cdot 4,17}} = 331,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

331,4 МПа \leq 444,8 МПа. Условие выполняется.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимаем $K_{F\beta} = 1,03$ (см. рис. 3.11 на с. 51).

Коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи для косых зубьев, равен $\delta_F = 0,006$ (см. табл. 3.8 на с. 45). Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, составляет $g_0 = 73$ (см. табл. 3.9 на с. 46). Допускаемая удельная окружная динамическая сила при $m_{нст} = 2,5$ мм и 9-й степени точности равна $[W_{Fv}] = 700$ Н/мм (см. табл. 3.10 на с. 46).

Удельную окружную динамическую силу определяем из уравнения (3.41)

$$\begin{aligned} W_{Fv} &= \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_{вст}}{U_\phi}} \leq [W_{Fv}] = \\ &= 0,006 \cdot 73 \cdot 2,03 \sqrt{\frac{160}{4,17}} = 5,5 \text{ Н/мм} \leq 700 \text{ Н/мм}. \end{aligned}$$

Условие выполняется.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, находим из условия (3.39)

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(st - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,661 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,661} = 1.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, рассчитываем по формуле (3.40)

$$\begin{aligned} K_{Fv} &= 1 + \frac{W_{Fv} b_2 d_1}{2000 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}} = \\ &= 1 + \frac{5,5 \cdot 50 \cdot 61,94}{2000 \cdot 53,8 \cdot 1 \cdot 1,03} = 1,15. \end{aligned}$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, принимаем $Y_\varepsilon = 1$. Коэффициент, учитывающий наклон зуба, вычисляем по формуле (3.42)

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{14,36151}{140} = 0,897.$$

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, определяем по табл. 3.2 (см. на с. 39):

– для шестерни

$$\sigma_{Flimb1} = 1,8HB_{1cp} = 1,8 \cdot 285,5 = 513,9 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{Flimb2} = 1,8HB_{2cp} = 1,8 \cdot 248,5 = 447,3 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, принимаем $K_{Fa} = 1,1$ (так как термообработка – нормализация, см. табл. 3.11 на с. 48). Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зубьев, равен $K_{Fd} = 1$, потому что колеса изготавливаются без данных видов обработки. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки при двухстороннем (реверсивном) приложении, составляет $K_{Fc} = 0,7$.

Показатель кривой усталости $m = 6$, так как твердость поверхности зубчатых колес $HB \leq 350$ и шлифованная переходная поверхность зубьев. Базовое число циклов перемены напряжений $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Эквивалентное число циклов перемены напряжений считаем, что $N_{FE} = N_{HE}$ (см. формулу (3.5)).

Коэффициент долговечности находим по формуле (3.33)

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,75 \cdot 10^8}} = 0,47,$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,04 \cdot 10^7}} = 0,59.$$

Поскольку $0,47 < 1$ и $0,59 < 1$, принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, вычисляем по формуле (3.32)

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flimb1} K_{Fa} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL1} = 513,9 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 = 395,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flimb2} K_{Fa} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL2} = 447,3 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 = 344,4 \text{ МПа}.$$

Диаметры окружности вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} определяем по формулам (3.34) и (3.35)

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 61,94 + 2 \cdot 2,5 = 66,94 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 258,06 + 2 \cdot 2,5 = 263,06 \text{ мм}.$$

Поскольку $d_{a1} \leq 300$ мм и $d_{a2} \leq 300$ мм, принимаем $K_{XF1} = 1$ и $K_{XF2} = 1$.

Коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность к концентрации напряжений при $m_{нст} = 2,5$ мм, равен $Y_S = 1,03$ (см. рис. 3.10 на с. 48). Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба (при шероховатости R_{z40}), принимаем $Y_R = 1$.

По табл. 3.1 (см. на с. 36–37) выбираем $S_F' = 1,75$ и $S_F'' = 1,15$. Следовательно, коэффициент безопасности равен

$$S_F = S_F' S_F'' = 1,75 \cdot 1,15 = 2,0125.$$

Допускаемое напряжение на выносливость зубьев при изгибе находим отдельно для шестерни и колеса по формуле (3.31)

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\text{lim}1}}{S_{F1}} Y_S Y_R K_{XF1} = \frac{395,7}{2,0125} \cdot 1,03 \cdot 1 \cdot 1 = 202,5 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\text{lim}2}}{S_{F2}} Y_S Y_R K_{XF2} = \frac{344,4}{2,0125} \cdot 1,03 \cdot 1 \cdot 1 = 176,3 \text{ МПа}.$$

Вычисляем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса по формуле (3.37)

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 14,36151^\circ} = 26,4,$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{\cos^3 14,36151^\circ} = 110.$$

Коэффициент формы зуба Y_F выбираем по табл. 3.12 (см. на с. 49):

1) для шестерни

$$Y_{F1} = 3,90 - \frac{3,90 - 3,80}{30 - 25} \cdot (26,4 - 25) = 3,87;$$

2) для колеса

$$Y_{F2} = 3,60 - \frac{3,60 - 3,58}{180 - 100} \cdot (110 - 100) = 3,60,$$

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{202,5}{3,87} = 52,3,$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{176,3}{3,60} = 49.$$

Поскольку $49 < 52,3$, проверочный расчет на изгиб зубьев проводим для зубчатого колеса.

Находим расчетные напряжения изгиба зубьев по формуле (3.38)

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{2000T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 d_1 m_n} Y_F Y_\varepsilon Y_\beta = \\ &= \frac{2000 \cdot 53,8 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,15}{50 \cdot 61,94 \cdot 2,5} \cdot 3,60 \cdot 1 \cdot 0,897 = 58,6 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Условие $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ ($58,6 \text{ МПа} \leq 176,3 \text{ МПа}$) выполняется.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1

Рассчитать передачи цилиндрического двухступенчатого редуктора с передаточным числом $U = 18,2$. Мощность на выходном валу редуктора $P_3 = 3,52 \text{ кВт}$; частота вращения вала $n_3 = 32,5 \text{ мин}^{-1}$, угол наклона зуба на первой ступени $\beta_1 = 15^\circ 25'$, на второй – $\beta_{II} = 12^\circ 35'$, срок службы редуктора $L_h = 30\,000 \text{ ч}$.

Задача 2

Цилиндрическое косозубое колесо установлено на валу, крутящий момент на котором равен $100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ширина венца колеса составляет 50 мм , длина зуба – $51,76 \text{ мм}$, делительный диаметр – $383,05 \text{ мм}$, число зубьев колеса $Z_2 = 74$, передаточное число $U = 4,35$.

Из какого материала необходимо изготавливать колеса?

Задача 3

Цилиндрический одноступенчатый редуктор с косозубыми колесами передает мощность $P = 10 \text{ кВт}$. Частота вращения быстрого вала $n = 725 \text{ мин}^{-1}$, число зубьев на колесе $Z_2 = 63$, нормальный модуль $m_n = 8 \text{ мм}$, угол наклона зуба $\beta = 12,5^\circ$. Вычислить силы, действующие в зацеплении.

Задача 4

Определить размеры косозубого колеса, насаженного на вал, который передает крутящий момент $T = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Диаметр окружности вершин $d_a = 500 \text{ мм}$ и впадин $d_f = 450 \text{ мм}$ зубьев, коэффициент ширины венца по делительному диаметру $\psi_{bd} = 0,6$.

4 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Общие сведения

Конические зубчатые передачи (см. рис. 3.2, з, к на с. 28) состоят из двух колес, которые установлены на валах, расположенных под углом. Угол может находиться в пределах от 10° до 170° . Обычно угол составляет 90° .

Колесо меньшего диаметра называется шестерней, оно обычно является ведущим, большего диаметра – колесом. При выполнении расчетов параметры, относящиеся к шестерне, имеют индекс «1», к колесу – «2».

Если в цилиндрических передачах обкатываются цилиндры по начальным диаметрам, то в коническом зацеплении обкатывание без скольжения происходит по начальным или делительным конусам. При сборке необходимо обеспечить совпадение вершин конусов.

Конические колеса бывают с *прямыми* (рис. 4.1, а), *тангенциальными* (косыми) (рис. 4.1, б), *круговыми* (рис. 4.1, в) зубьями. Конические колеса с прямыми зубьями нашли применение во всех областях машино- и приборостроения, входя в состав силовых и кинематических передач различных размеров при окружных скоростях до 3 м/с (для шлифовальных колес – до 8 м/с).

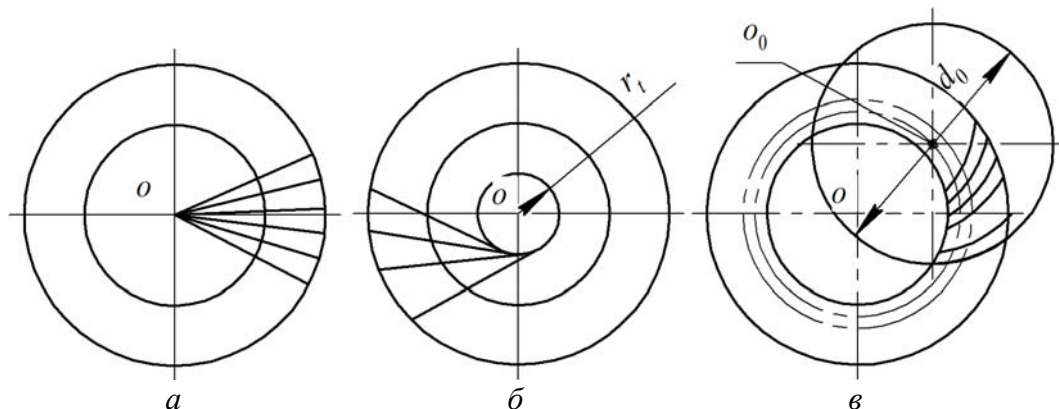


Рис. 4.1. Виды зубьев конических колес:
а – прямые; б – тангенциальные (косые); в – круговые

Колеса с тангенциальными (косыми) зубьями при наличии оборудования для изготовления целесообразно использовать взамен прямозубых, при этом окружная скорость может быть доведена до 15 м/с. Наиболее эффективны колеса при $m \geq 8$ мм.

Колеса с круговым зубом применяют в силовых передачах транспортных машин, станков, в быстроходных приборах. Обычно в данных передачах используют колеса с поверхностным упрочнением зубьев, чем достигается высокая нагрузочная способность последних. Такие колеса работают при окружных скоростях до 30 м/с (иногда до 100 м/с).

В зависимости от назначения и способа изготовления зубья конического колеса могут быть изготовлены трех форм.

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 4.2, а). Вершины делительного конуса и впадин совпадают. Высота ножки пропорциональна конусному расстоянию. Эта форма зуба применяется для зубчатых колес с прямыми зубьями, а также с круговыми зубьями при $m_n = 2,0-2,5$ мм; $R = 60-650$ мм.

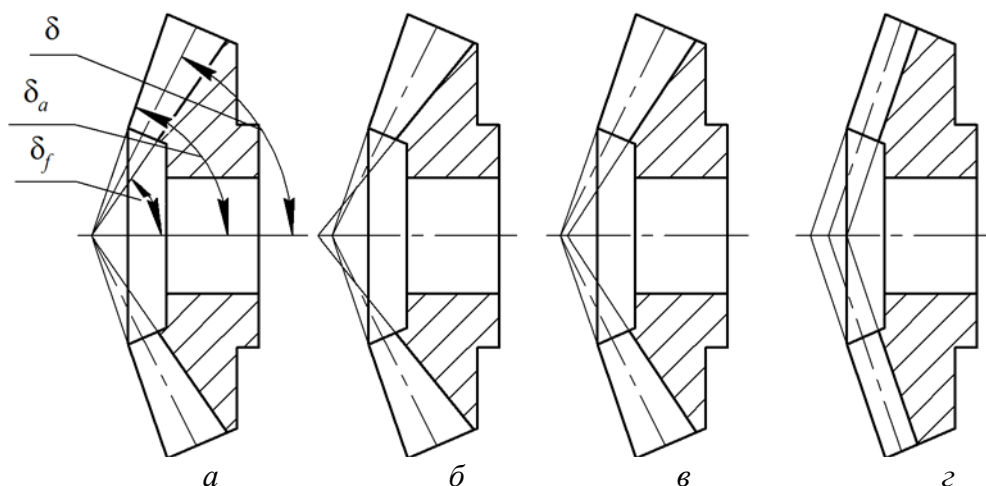


Рис. 4.2. Форма зубьев конических колес:
 а – форма I (пропорционально понижающиеся зубья);
 б, в – форма II (понижающиеся зубья);
 г – форма III (равновысокие зубья)

Форма II – понижающиеся зубья (рис. 4.2, б, в). Вершины делительного конуса и впадин не совпадают. Используются при изготовлении зубчатых колес с тангенциальными зубьями, а также для колес с круговыми зубьями, когда $m_n = 0,4-25,0$ мм; $R = 60-650$ мм; $\beta_n = 0-15^\circ$ (допускается β_n до 45°).

Форма III – равновысокие зубья (рис. 4.2, з). Образующие делительного конуса, вершин и впадин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Применяются при изготовлении зубчатых колес с круговыми зубьями, когда $m_n = 2\text{--}25$ мм; $R = 75\text{--}750$ мм; $\beta_n = 25\text{--}45^\circ$.

К *достоинствам* конической передачи следует отнести возможность передавать крутящий момент под углом от 10 до 170° .

Недостатками конической передачи являются: высокая точность изготовления и монтажа из-за необходимости регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках ведущего вала и радиального зазора в зацеплении; неравномерная нагрузка по длине зуба по двум причинам: во-первых, окружная сила меняется так, как изменяется диаметр делительной окружности по длине зуба (от d_e до d_i); во-вторых, шестерня расположена консольно относительно опор, в результате жесткость вала значительно меньше, что приводит к увеличению стрелы прогиба; ограничение передаточного числа, потому что размеры зубчатых колес находятся в зависимости от отношений углов делительных конусов; шум при работе и ограничение скорости; необходимость нарезания зубьев конических колес на специальных станках.

Основными параметрами конических колес являются (рис. 4.2): δ – угол делительного конуса; Σ – межосевой угол ($\Sigma \delta_1 + \delta_2$); δ_f – угол конуса впадин; δ_a – угол конуса вершин; d_e – внешний делительный диаметр; d_m – средний делительный диаметр; d_i – внутренний делительный диаметр; d_{ae} – внешний диаметр вершин зубьев; d_{fe} – внешний диаметр впадин зубьев; R_e – внешнее конусное расстояние; R_m – среднее конусное расстояние; b – ширина венца; h_e – внешняя высота зуба; h_{ae} – внешняя высота головки зуба; h_{fe} – внешняя высота ножки зуба; θ_a – угол головки зуба; θ_f – угол ножки зуба; β_n – угол наклона зуба.

При изготовлении конических колес исправление высоты зубьев не применяется. Поэтому начальный и делительный конусы совпадают. **Углы делительных конусов** шестерни и колеса обозначают соответственно δ_1 и δ_2 , а **межосевой угол** – Σ .

Стандартизированы размеры зубьев, их модуль и шаг по наружному торцу ($m_e, p_e, d_e, d_{ae}, d_{fe}$).

У конических колес различают следующие **модули**:

1) у прямозубых колес:

m – средний окружной модуль;

m_e – внешний окружной модуль (стандартный);

2) у непрямозубых колес:

m_{ne} – внешний нормальный модуль;

m_{nm} – средний нормальный модуль (средний нормальный модуль является стандартным у колес с круговым зубом);

m_{te} – внешний окружной модуль (стандартный у колес с косым зубом);

m_{tm} – средний окружной модуль.

При расчете на прочность коническое колесо заменяют эквивалентным по прочности цилиндрическим колесом с радиусом делительной окружности, равным длине образующей (радиусу развертки среднего дополнительного конуса).

Разверткой дополнительного конуса на плоскость получают эквивалентное колесо, имеющее эквивалентное число зубьев, равное

$$Z_{ve} = \frac{Z}{\cos \delta}, \quad (4.1)$$

где Z – число зубьев на колесе; δ – угол делительного конуса колеса, град.

Передаточное число конической передачи определяют из условия качения без проскальзывания начальных конусов. Отсюда в общем случае

$$U = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad (4.2)$$

при $\Sigma = 90^\circ$

$$U = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (4.3)$$

Величину передаточного числа для конических передач рекомендуется принимать не больше 7,5, для силовых передач $U \leq 3$ ($U = \frac{Z_2}{Z_1}$, по ГОСТ 12289 $U_{\max} = 6,3$).

4.2. Расчет закрытых конических колес с круговыми зубьями

При расчете закрытых конических колес с круговыми зубьями их заменяют биэквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами: круговые зубья приводятся к прямым, а конические ко-

леса приводятся к цилиндрическим. Нижеприведенная методика расчета применяется при межосевом угле 90° .

Расчет выполняют в следующем порядке.

4.3. Выбор материала и определение допускаемых напряжений

Выбор материала шестерни и зубчатого колеса выполняют аналогично цилиндрическим зубчатым передачам (см. подразд. 3.2). Допускаемые контактные напряжения определяют по следующим формулам (3.1)–(3.5).

Расчетное допускаемое контактное напряжение находят из следующего соотношения:

$$[\sigma_H]_p = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2}, \quad (4.4)$$

где $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$ – соответственно допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса, МПа.

При этом должно выполняться неравенство

$$[\sigma_H]_p \leq 1,15[\sigma_H]_{\min}, \quad (4.5)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – минимальное из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Если неравенство не соблюдается, то принимают

$$[\sigma_H]_p = 1,15[\sigma_H]_{\min}. \quad (4.6)$$

4.4. Проектировочный расчет зубьев по контактным напряжениям

Вычисляют коэффициент ширины зубчатого венца K_{be} . Если $HB_1 \leq 350 HB$ и $HB_2 \leq 350 HB$, а также когда оба колеса имеют твердость активных поверхностей зубьев больше 350, но выполнены по схемам Г и Д (см. рис. 4.3 на с. 71), K_{be} рассчитывают по формуле

$$K_{be} = \frac{1,8}{U + 0,9} \leq 0,30. \quad (4.7)$$

Когда оба зубчатых колеса имеют твердость активных поверхностей зубьев больше 350 *HV* и передачи выполнены по схемам *A*, *B* и *B* (см. рис. 4.3), то

$$K_{be} = \frac{1,2}{U + 0,6} \leq 0,30, \quad (4.8)$$

где U – передаточное число передачи.

Если по формулам (4.7), (4.8) получается значение $K_{be} > 0,30$, его следует принимать равным 0,30.

Определяют значение коэффициента, учитывающего динамичность нагрузки K'_{HV} в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев. При $HV_1 \leq 350 HV$ и $HV_2 \leq 350 HV$ он находится с помощью следующего выражения:

$$K'_{HV} = 0,98 + 0,00011n_1, \quad (4.9)$$

в противном случае по формуле

$$K'_{HV} = 0,96 + 0,00007n_1, \quad (4.10)$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, мин⁻¹.

Рассчитывают диаметр внешней начальной окружности шестерни по формуле

$$d_{we1} \geq \frac{675}{1 - 0,5K_{be}} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K'_{HV}}{0,85 K_{be} [\sigma_H]_p^2}}, \quad (4.11)$$

где K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца; T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца (см. рис. 4.3); K'_{HV} – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамичность нагрузки (формулы (4.9), (4.10)); $[\sigma_H]_p$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Полученное значение внешнего делительного диаметра округляют до стандартного по ГОСТ 12289–79: 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 мм.

Предпочтительно выбирать значения без скобок.

Вычисляют число зубьев шестерни из условия

$$K_1 = 22 - 9 \lg U + \left(\frac{16}{U} - 22 \right) \sin^2 \beta_n,$$

$$Z_1 = \sqrt{K_1^2 + (6,25 - 4 \lg U) \frac{d_{we1}^2}{645}}, \quad (4.12)$$

где U – передаточное число передачи; β_n – средний угол наклона зуба, град ($\beta_n = 35^\circ$); d_{we1} – диаметр внешней начальной окружности, мм.

Полученное значение числа зубьев округляют до целого.

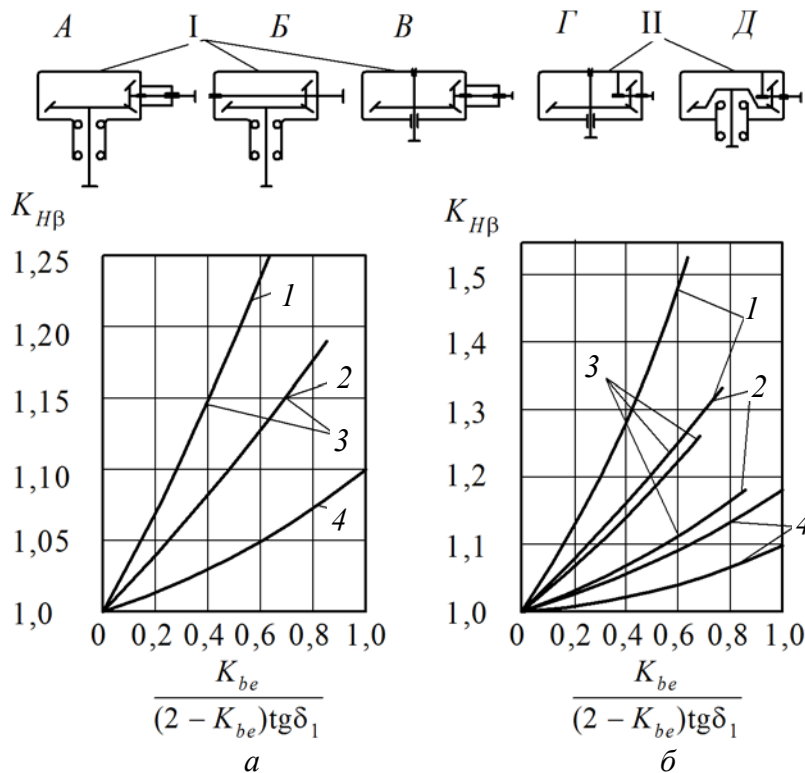


Рис. 4.3. График для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$:

$a - HB_2 \leq 350$; $б - HB_2 > 350$:

1 – опоры на шариковых подшипниках;

2 – опоры на роликовых подшипниках;

3 – передача I; 4 – передача II

Число зубьев колеса определяют из уравнения

$$Z_2 = Z_1 U. \quad (4.13)$$

Полученное значение округляют до ближайшего целого.

Уточняют передаточное число передачи по формуле

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (4.14)$$

При этом должно выполняться условие

$$\frac{|U_{\phi} - U|}{U} 100\% \leq 3\%. \quad (4.15)$$

Если условие не соблюдается, необходимо изменить количество зубьев на шестерне и/или колесе, уточнить передаточное число по формуле (4.14) и выполнить проверку условия (4.15) заново.

Уточняют значение углов делительных конусов шестерни

$$\delta_1 = \text{arcctg} U_{\phi} \quad (4.16)$$

и колеса

$$\delta_2 = 90 - \delta_1. \quad (4.17)$$

Значение углов вычисляют с точностью 5 знаков после запятой.

Рассчитывают значение внешнего окружного модуля из следующего соотношения:

$$m_{te} = \frac{d_{we1}}{Z_1}. \quad (4.18)$$

Значение модуля вычисляют с точностью 2 знака после запятой.

Находят значение среднего нормального модуля по формуле

$$m_{mn} = \frac{m_{te} \cos \beta_n}{1 + 0,5K_{be}}. \quad (4.19)$$

Полученное значение округляют до стандартного $m_{мнст}$ (см. табл. 3.5 на с. 42).

Уточняют значение внешнего окружного модуля по следующей формуле:

$$m_{te} = \frac{m_{мнст} (1 + 0,5K_{be})}{\cos \beta_n}. \quad (4.20)$$

Определяют внешний начальный диаметр шестерни

$$d_{we1} = Z_1 m_{te} \quad (4.21)$$

и колеса

$$d_{we2} = Z_2 m_{te}. \quad (4.22)$$

Рассчитывают средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be}) d_{we1} \quad (4.23)$$

и колеса

$$d_{m2} = U_{\phi} d_{m1}. \quad (4.24)$$

Вычисляют внешнее конусное расстояние по формуле

$$R_e = \frac{m_{te} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{2 \cos \beta_n}. \quad (4.25)$$

Ширину венца находят из условия

$$b = R_e K_{be}. \quad (4.26)$$

Полученное значение округляют до целого.

Определяют среднюю окружную скорость из следующего выражения:

$$V_m = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2000}, \quad (4.27)$$

где ω_1 – угловая скорость на валу шестерни, с^{-1} ; d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм.

Выбирают степень точности передачи по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Рекомендации по выбору степени точности конических зубчатых передач с круговым зубом

Средняя окружная скорость V_m , м/с	≥ 25	< 25	< 16	< 8	< 4
Степень точности st	5	6	7	8	9

4.5. Проверочный расчет на контактную выносливость

Рассчитывают удельную окружную динамическую силу по формуле

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 V_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2U_{\phi}}}, \quad (4.28)$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации зубьев (см. табл. 3.8 на с. 45); g_0 – коэффициент, учитывающий влияние шага зацепления шестерни и колеса (см. табл. 3.9 на с. 46); V_m – средняя окружная скорость, м/с;

d_{m1}, d_{m2} – соответственно средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм; U_{ϕ} – фактическое передаточное число.

Полученное значение w_{Hv} не должно превышать своих предельных значений w_{Hvmax} , приведенных в табл. 3.10 (см. на с. 46). В противном случае $w_{Hv} = w_{Hvmax}$.

Определяют коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, по следующей формуле:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b d_{m1}}{2000 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad (4.29)$$

где w_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм; b – ширина венца, мм; d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм; T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·м; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (рис. 4.4); $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца (см. рис. 4.3 на с. 71).

Находят удельную расчетную нагрузку из уравнения

$$w_{Ht} = \frac{2000 T_1}{b(1 - 0,5 K_{be}) d_{we1}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}, \quad (4.30)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·м; b – ширина венца, мм; K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца; d_{we1} – внешний начальный диаметр шестерни, мм; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, который учитывает распределение нагрузки между зубьями (рис. 4.4); $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца (см. рис. 4.3); K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

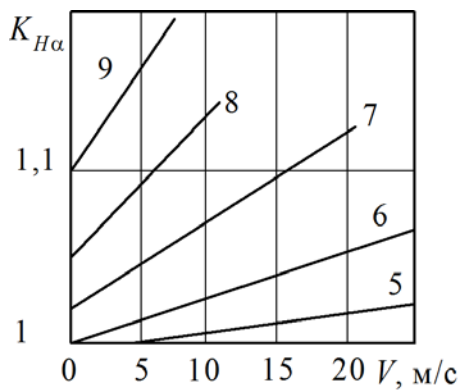


Рис. 4.4. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$. Цифры у кривых означают степень точности по нормам плавности

распределения нагрузки по ширине венца (см. рис. 4.3); K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

Полученное значение w_{Ht} не должно превышать своих предельных значений w_{Htmax} , приведенных в табл. 3.10 (см. на с. 46). В противном случае $w_{Ht} = w_{Htmax}$.

Значение коэффициента, учитывающего суммарную длину контактных линий, рассчитывают по формуле

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta_n}}, \quad (4.31)$$

где Z_1, Z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса; β_n – средний нормальный угол наклона зубьев, град.

Действительные контактные напряжения в полюсе зацепления вычисляются по формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{w_{Ht}}{0,85(1 - 0,5K_{be})d_{we1} \sin \delta_2}} \leq [\sigma_H]_p, \quad (4.32)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (при $\beta_n = 35^\circ$ и нулевом смещении $Z_H = 1,5$); Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес (для стальных колес $Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$); Z_{ε} – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; w_{Ht} – удельная расчетная нагрузка, Н/мм; K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца; d_{we1} – внешний начальный диаметр шестерни, мм; δ_2 – угол делительного конуса колеса, град; $[\sigma_H]_p$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Если условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]_p$ не выполняется, необходимо увеличить ширину венца, пересчитать размеры колес и выполнить проверочный расчет заново.

4.6. Проверочный расчет на выносливость зубьев при изгибе

Допускаемое напряжение на выносливость зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} Y_S Y_R K_{XF}, \quad (4.33)$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений:

$$\sigma_{F\text{lim}} = \sigma_{F\text{lim}b} K_{Fa} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL}, \quad (4.34)$$

здесь σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (см. табл. 3.2 на с. 39); K_{Fa} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба (см. табл. 3.11 на с. 48); K_{Fd} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зубьев (при изготовлении колес без данных видов обработки $K_{Fd} = 1$); K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (при одностороннем приложении $K_{Fc} = 1$, при двухстороннем (реверсивном) приложении $K_{Fc} = 0,7-0,8$; большее значение при $HB > 350$); K_{FL} – коэффициент долговечности, определяемый по формуле (3.33);

S_F – коэффициент безопасности, равный $S_F = S_F' S_F''$, где S_F' устанавливается в зависимости от заданной вероятности неразрушения и обработки материала (см. табл. 3.1 на с. 36–37); S_F'' определяется в зависимости от способа получения заготовки зубчатого колеса (см. табл. 3.1); Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность к концентрации напряжений, определяемый по графику (см. рис. 3.10 на с. 48); Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба (при шлифовании и зубофрезеровании, когда величина шероховатости не ниже $R_z 40$, принимают $Y_R = 1$); K_{XF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, определяемый по рис. 4.5 в зависимости от диаметра вершин зубьев зубчатого колеса в среднем сечении d_a , который находится по формуле

$$d_a \approx d_m, \quad (4.35)$$

где d_m – средний делительный диаметр колеса, мм.

Удельную расчетную окружную силу вычисляют по следующей формуле:

$$w_{Ft} = \frac{2000 T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{b(1 - 0,5 K_{be}) d_{we1}}, \quad (4.36)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (рис. 4.6); K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяемый из уравнения

$$K_{Fv} = 1 + \frac{b d_{m1} w_{Fv}}{2000 T_1 K_{F\beta}}, \quad (4.37)$$

здесь b – ширина венца, мм; d_{m1} – средний делительный диаметр, мм; w_{Fv} – удельная окружная динамическая сила, равная

$$w_{Fv} = 0,016g_0V_m\sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2U_\phi}}, \quad (4.38)$$

где g_0 – коэффициент, учитывающий влияние шага зацепления шестерни и колеса (см. табл. 3.9 на с. 46); V_m – средняя окружная скорость, м/с; d_{m1} , d_{m2} – соответственно средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм; U_ϕ – фактическое передаточное число;

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца; d_{we1} – внешний начальный диаметр шестерни, мм.

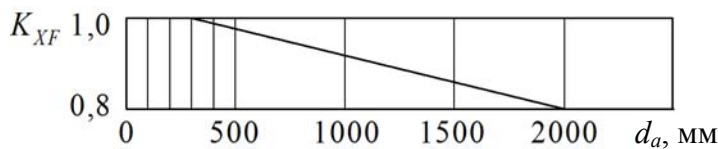


Рис. 4.5. График для определения коэффициента K_{XF}

Полученное значение w_{Fv} не должно превышать своих предельных значений w_{Fvmax} , приведенных в табл. 3.10 (см. на с. 46). В противном случае $w_{Fv} = w_{Fvmax}$.

Рассчитывают биэквивалентное число зубьев шестерни и колеса по формуле

$$Z_{vni} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i \cos^3 \beta_n}, \quad (4.39)$$

где Z_i – число зубьев шестерни или колеса; δ_i – угол делительного конуса шестерни или колеса, град; β_n – средний нормальный угол наклона зубьев, град ($\beta_n = 35^\circ$).

По табл. 3.12 (см. на с. 49) выбирают коэффициент формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} в зависимости от биэквивалентного числа зубьев шестерни Z_{vn1} и колеса Z_{vn2} , вычисляемых по формуле (4.39). Для дальнейших расчетов принимают большее из полученных значений $Y_F = \max(Y_{F1}, Y_{F2})$.

Определяют расчетное напряжение изгиба по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}}{0,85(1 - 0,5K_{be})m_{mncr}}, \quad (4.40)$$

где Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба; Y_β – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба (при $\beta_n = 35^\circ$ $Y_\beta = 0,74$); δ_1 – угол делительного конуса шестерни, град; w_{Ft} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм; K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца; $m_{нст}$ – средний нормальный модуль, мм.

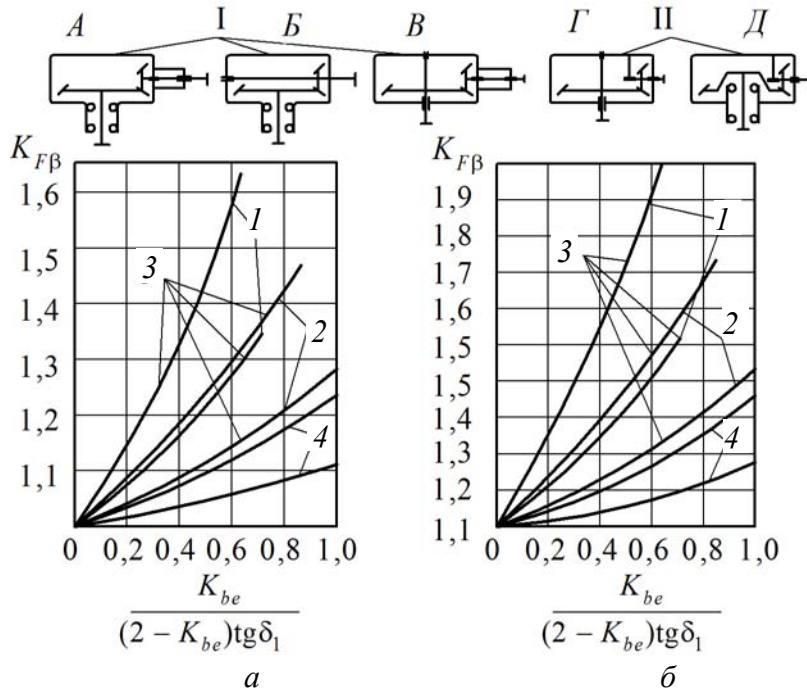


Рис. 4.6. График для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $K_{F\beta}$:

$a - HB_2 \leq 350$; $б - HB_2 > 350$:

1 – опоры на шариковых подшипниках;

2 – опоры на роликовых подшипниках;

3 – передача I; 4 – передача II

Если условие $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ не выполняется, необходимо увеличить значение модуля и выполнить расчет заново.

4.7. Определение параметров конических зубчатых колес

Конические зубчатые колеса изготавливают из тех же материалов, что и цилиндрические. Колеса выпускают коваными или литыми. Конструкция и основные геометрические параметры кованого колеса приведены на рис. 4.7.

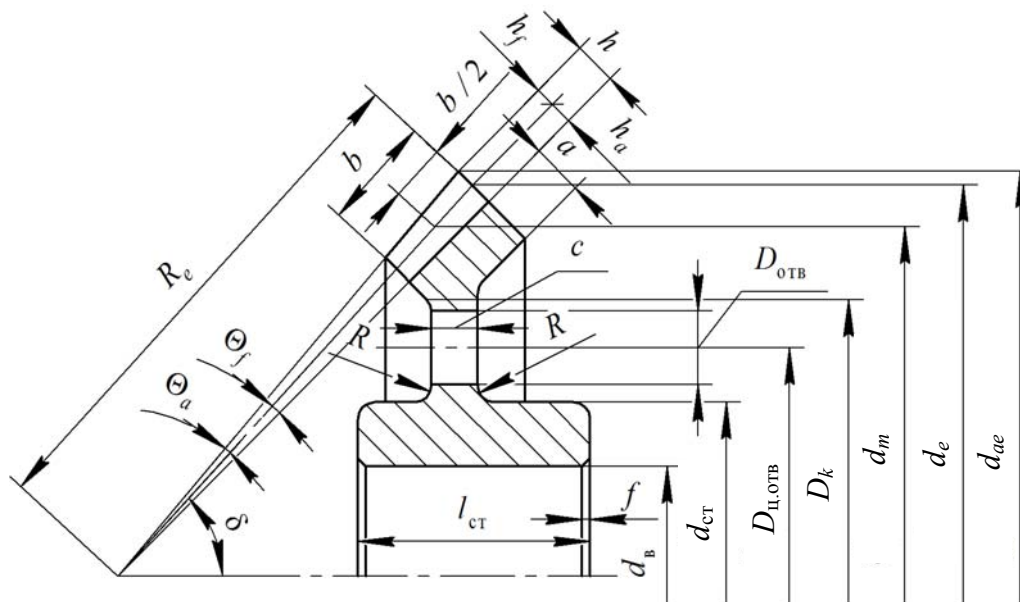


Рис. 4.7. Конструкция и основные геометрические параметры конического колеса

Для колес из чугунного литья наружная поверхность ступицы должна иметь литейные уклоны (1:20) аналогично цилиндрическим колесам.

Конические зубчатые колеса малого диаметра (шестерни), как и цилиндрические, при небольшой разнице их диаметра и диаметра вала делают как одно целое с валом.

Основные соотношения геометрических параметров конических колес представлены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Основные параметры конических зубчатых колес

Параметры	Расчетная формула
Количество зубьев Z	—
Угол делительного конуса шестерни δ_1 , град	$\delta_1 = \arctg\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right)$
Угол делительного конуса колеса δ_2 , град	$\delta_2 = 90 - \delta_1$
Внешний окружной модуль m_{te} , мм	—
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	$R_e = 0,5m_{te}\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$
Среднее конусное расстояние R_m , мм	$R_m = R_e - 0,5b$
Средний модуль зацепления m_m , мм	$m_m = \frac{m_{te}R_m}{R_e}$
Средний делительный диаметр d_m , мм	$d_m = m_m Z$

Параметры	Расчетная формула
Радиальный зазор в зацеплении C , мм	$C = 0,2m_{te}$
Внешняя высота головки зуба h_{ae} , мм	$h_{ae} = m_{te}$
Внешняя высота ножки зуба h_{fe} , мм	$h_{fe} = h_{ae} + C$
Внешняя высота зуба h_e , мм	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$
Внешний диаметр делительной окружности d_e , мм*	$d_e = m_{te}Z$
Внешний диаметр окружности вершин зубьев d_{ae} , мм*	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae}\cos\delta$
Внешний диаметр окружности впадин зубьев d_{fe} , мм*	$d_{fe} = d_e - 2,4h_{ae}\cos\delta$
Толщина обода a , мм	$a = (2,0-4,0)h_{ae}$
Диаметр ступицы $d_{ст}$, мм**	$d_{ст} = (1,6-1,8)d_B^{***}$
Длина ступицы $l_{ст}$, мм**	$l_{ст} = (1,0-1,2)d_B^{***}$
Толщина диска c , связывающего ступицу и обод, мм**	$c = (1,0-1,2)a$
Внутренний диаметр обода D_k , мм**	$D_k = d_f - 2a$
Диаметр отверстий в диске D_0 , мм**	$D_0 = (0,40-0,25) \times$ $\times (D_k + d_{ст})$
Диаметр окружности центров отверстий $D_{отв}$, мм	$D_{отв} = 0,5(D_k + d_{ст})$

* Размеры определяются для шестерни и колеса.

** Если $d_f - d_B > 8h_a$, то зубчатое колесо экономически целесообразно выполнять с ободом, диском и ступицей (см. рис. 4.7 на с. 79).

*** Диаметр вала под ступицей колеса рассчитывается по формуле $d_B = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2[\tau_{кр}]}}$,

где T – крутящий момент на валу, Н·м; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое пониженное напряжение кручения, МПа (для валов из стали $[\tau_{кр}] = 10-40$ МПа).

4.8. Силы в зацеплении конических колес

Усилия в зацеплении прямозубых конических колес (рис. 4.8):

1) окружные силы

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_{m1}}; \quad (4.41)$$

2) радиальные силы

$$F_{r1} = \frac{F_t [\operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 \mp \sin\beta_n \sin\delta_1]}{\cos\beta_n}, \quad (4.42)$$

$$F_{r2} = \frac{F_t [\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_n \sin \delta_2]}{\cos \beta_n}, \quad (4.43)$$

3) осевые силы

$$F_{a1} = \frac{F_t [\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1]}{\cos \beta_n}, \quad (4.44)$$

$$F_{a2} = \frac{F_t [\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \mp \sin \beta_n \cos \delta_2]}{\cos \beta_n}. \quad (4.45)$$

Здесь $\alpha = 20^\circ$.

При совпадении направления вращения зубчатого колеса и винтовой линии зуба в уравнениях принимается верхний знак, при несовпадении – нижний.

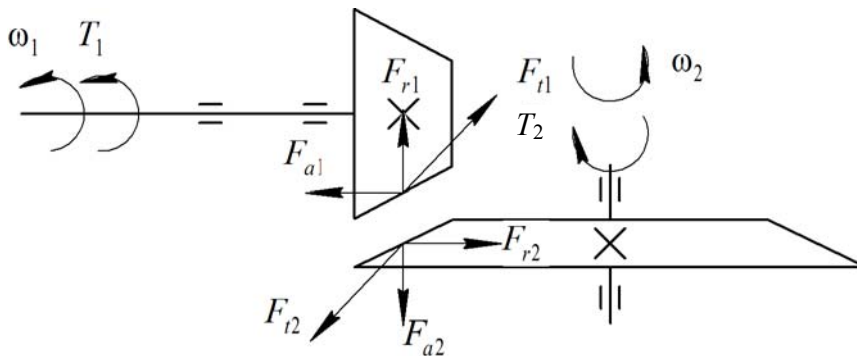


Рис. 4.8. Силы в зацеплении конических передач

Пример расчета

Рассчитать коническую зубчатую передачу с круговым зубом одноступенчатого редуктора с передаточным числом $U = 3,15$. Мощность на входном валу редуктора $P_1 = 3,52$ кВт, частота вращения вала $n_1 = 625$ мин⁻¹, срок службы редуктора $L_h = 25\,000$ ч.

Мощность на тихоходном валу редуктора будет равна

$$P_2 = P_1 \eta_{з.п} \eta_{п.п},$$

где $\eta_{з.п}$ – КПД зубчатой передачи; $\eta_{п.п}$ – КПД пары подшипников.

По табл. 2.1 (см. на с. 15–16) принимаем $\eta_{з.п} = 0,97$; $\eta_{п.п} = 0,99$. Подставляем значения в формулу

$$P_2 = 3,52 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,38 \text{ кВт.}$$

Угловую скорость на входном валу находим по формуле (2.10)

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 625}{30} = 65,45 \text{ с}^{-1}.$$

Угловую скорость на выходном валу вычисляем по формуле (2.11)

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U} = \frac{65,45}{3,15} = 20,78 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящий момент на входном валу будет равен (см. формулу (2.16))

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3,52 \cdot 1000}{65,45} = 53,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на выходном валу составит

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3,38 \cdot 1000}{20,78} = 162,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По табл. 3.1 (см. на с. 36–37) для шестерни выбираем материал – сталь 45 с HB 269–302 и средней твердостью $HB_{1cp} = (302 + 269) \times 0,5 = 285,5 HB$, для колеса – сталь 45 с HB 235–262 и средней твердостью $HB_{2cp} = (235 + 262) \cdot 0,5 = 248,5 HB$. Средняя твердость отличается на 37 HB , что соответствует рекомендуемому диапазону.

Определяем базовое число циклов перемены напряжений по формуле (3.4):

– для шестерни

$$N_{H01} = 30HB^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,35 \cdot 10^7;$$

– для колеса

$$N_{H02} = 30HB^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 1,68 \cdot 10^7.$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений рассчитываем по формуле (3.5):

1) для шестерни

$$N_{HE1} = 60n_1cL_h = 60 \cdot 625 \cdot 1 \cdot 25\,000 = 9,38 \cdot 10^8;$$

2) для колеса

$$N_{HE2} = 60n_1 / UcL_h = 60 \cdot 625 / 3,15 \cdot 1 \cdot 25\,000 = 2,98 \cdot 10^8.$$

Поскольку $N_{HE1} > N_{H01}$ ($9,38 \cdot 10^8 > 2,35 \cdot 10^7$), то $K_{HL1} = 1$, и $N_{HE2} > N_{H02}$ ($2,98 \cdot 10^8 > 1,68 \cdot 10^7$), то $K_{HL2} = 1$.

По табл. 3.2 (см. на с. 39) определяем формулу для нахождения предела контактной выносливости поверхности, соответствующей базовому числу циклов перемены напряжений:

– для шестерни

$$\sigma_{Hlimb1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}.$$

Вычисляем предел контактной выносливости поверхности зубьев по формуле (3.2):

1) для шестерни

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} K_{HL1} = 641 \cdot 1 = 641 \text{ МПа};$$

2) для колеса

$$\sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlimb2} K_{HL2} = 567 \cdot 1 = 567 \text{ МПа}.$$

По табл. 3.1 (см. на с. 36–37) принимаем коэффициент запаса прочности $S_H = 1,1$.

Допускаемое контактное напряжение рассчитываем по формуле (3.1):

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{XH} = \frac{641}{1,1} \cdot 0,9 = 524,5 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{XH} = \frac{567}{1,1} \cdot 0,9 = 463,9 \text{ МПа}.$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение определяем по формуле (4.4)

$$[\sigma_H]_p = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{524,5 + 463,9}{2} = 494,2 \text{ МПа}.$$

Проверяем выполнение условия $[\sigma_H]_p \leq 1,15[\sigma_H]_{\min}$ ($494,2 \text{ МПа} \leq 1,15 \cdot 463,9 = 533,5 \text{ МПа}$). Условие выполняется.

Твердость активных поверхностей зубьев шестерни и колеса меньше 350 HB , поэтому для нахождения коэффициента ширины зубчатого венца используем формулу (4.7)

$$K_{be} = \frac{1,8}{U + 0,9} = \frac{1,8}{3,15 + 0,9} = 0,44.$$

Рассчитанное значение $K_{be} > 0,3$, поэтому принимаем $K_{be} = 0,3$.

Поскольку твердость активных поверхностей зубьев шестерни и колеса меньше $350 HB$, значение коэффициента, учитывающего динамичность нагрузки K'_{HV} , вычисляем по формуле (4.9)

$$K'_{HV} = 0,98 + 0,00011n_1 = 0,98 + 0,00011 \cdot 625 = 1,049.$$

Угол делительного конуса шестерни определяем по формуле (4.16)

$$\delta_1 = \text{arcctg} U_\phi = \text{arcctg} 3,15 = 17,61258^\circ.$$

Рассчитываем соотношение

$$\frac{K_{be}}{(2 - K_{be}) \text{tg} \delta_1} = \frac{0,3}{(2 - 0,3) \text{tg} 17,61258^\circ} = 0,56.$$

По рис. 4.3, а (см. на с. 71) для схемы В и для опор на роликовых подшипниках (кривые 2–3) выбираем значение $K_{H\beta} = 1,12$.

Диаметр внешней начальной окружности шестерни находим по формуле (4.11)

$$\begin{aligned} d_{we1} &\geq \frac{675}{1 - 0,5K_{be}} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K'_{HV}}{0,85 K_{be} [\sigma_H]_p^2}} = \\ &= \frac{675}{1 - 0,5 \cdot 0,3} \sqrt[3]{\frac{53,8 \cdot 1,12 \cdot 1,049}{0,85 \cdot 0,3 \cdot 494,2^2}} = 79,80 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего $d_{we1} = 80$ мм.

Средний угол наклона зуба равен $\beta_n = 35^\circ$.

Вычисляем вспомогательный коэффициент

$$\begin{aligned} K_1 &= 22 - 9 \lg U + \left(\frac{16}{U} - 22 \right) \sin^2 \beta_n = \\ &= 22 - 9 \lg 3,15 + \left(\frac{16}{3,15} - 22 \right) \sin^2 35^\circ = 11,95. \end{aligned}$$

Число зубьев шестерни определяем по формуле (4.12)

$$Z_1 = \sqrt{K_1^2 + (6,25 - 4 \lg U) \frac{d_{we1}^2}{645}} = \sqrt{11,95^2 + (6,25 - 4 \lg 3,15) \frac{80^2}{645}} = 13,6.$$

Полученное значение числа зубьев округляем до целого $Z_1 = 14$.
Число зубьев колеса находим из уравнения (4.13)

$$Z_2 = Z_1 U = 14 \cdot 3,15 = 44,1.$$

Принимаем $Z_2 = 44$.

Уточняем передаточное число передачи по формуле (4.14)

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{44}{14} = 3,14.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного проверяем по условию (4.15)

$$\frac{|U - U_{\phi}|}{U} 100\% = \frac{|3,15 - 3,14|}{3,15} \cdot 100\% = 0,32\% \leq 3\%.$$

Условие выполняется.

Уточняем значения углов делительных конусов шестерни (формула (4.16)) и колеса (формула (4.17)):

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \text{arcctg} U_{\phi} = \text{arcctg} 3,14 = 17,66519^{\circ}, \\ \delta_2 &= 90 - \delta_1 = 90 - 17,66519 = 72,33481^{\circ}. \end{aligned}$$

Рассчитываем значение внешнего окружного модуля по формуле (4.18)

$$m_{te} = \frac{d_{we1}}{Z_1} = \frac{80}{14} = 5,71 \text{ мм.}$$

Вычисляем значение среднего нормального модуля по формуле (4.19)

$$m_{mn} = \frac{m_{te} \cos \beta_n}{1 + 0,5 K_{be}} = \frac{5,71 \cos 35^{\circ}}{1 + 0,5 \cdot 0,3} = 4,07 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение модуля $m_{мнст} = 4$ мм (см. табл. 3.5 на с. 42).

Уточняем значение внешнего окружного модуля по формуле (4.20)

$$m_{te} = \frac{m_{мнст} (1 + 0,5 K_{be})}{\cos \beta_n} = \frac{4 \cdot (1 + 0,5 \cdot 0,3)}{\cos 35^{\circ}} = 5,62 \text{ мм.}$$

Рассчитываем внешний начальный диаметр шестерни (формула (4.21)) и колеса (формула (4.22)):

$$d_{we1} = Z_1 m_{te} = 14 \cdot 5,62 = 78,68 \text{ мм},$$

$$d_{we2} = Z_2 m_{te} = 44 \cdot 5,62 = 247,28 \text{ мм}.$$

Находим средний делительный диаметр шестерни (формула (4.23)) и колеса (формула (4.24)):

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be})d_{we1} =$$

$$= (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 78,68 = 66,88 \text{ мм},$$

$$d_{m2} = U_{\phi} d_{m1} = 3,14 \cdot 66,88 = 210 \text{ мм}.$$

Определяем внешнее конусное расстояние по формуле (4.25)

$$R_e = \frac{m_{te} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{2 \cos \beta_n} = \frac{5,62 \cdot \sqrt{14^2 + 44^2}}{2 \cos 35^\circ} = 158,39 \text{ мм}.$$

Ширину венца рассчитываем из условия (4.26)

$$b = R_e K_{be} = 158,39 \cdot 0,3 = 47,52 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 47 \text{ мм}$.

Вычисляем среднюю окружную скорость по формуле (4.27)

$$V_m = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2000} = \frac{65,45 \cdot 66,88}{2000} = 2,16 \text{ м/с}.$$

Степень точности передачи выбираем по табл. 4.1 (см. на с. 73) и принимаем $st = 9$. По табл. 3.8 (см. на с. 45) выбираем $\delta_H = 0,002$; по табл. 3.9 (см. на с. 46) – $g_0 = 82$; по табл. 3.10 (см. на с. 46) – $[w_{Hv}] = 880 \text{ Н/мм}$.

Определяем удельную окружную динамическую силу по формуле (4.28)

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 V_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2U_{\phi}}} =$$

$$= 0,002 \cdot 82 \cdot 2,16 \sqrt{\frac{66,88 + 210,00}{2 \cdot 3,14}} = 2,35 \text{ Н/мм}.$$

$w_{Hv} \leq [w_{Hv}]$ ($2,35 \text{ Н/мм} \leq 880 \text{ Н/мм}$). Условие выполняется.

По рис. 4.4 (см. на с. 74) для степени точности $st = 9$ находим $K_{H\alpha} = 1,13$.

По формуле (4.29) рассчитываем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b d_{m1}}{2000 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}} = 1 + \frac{2,35 \cdot 47 \cdot 66,88}{2000 \cdot 53,8 \cdot 1,13 \cdot 1,12} = 1,05.$$

Вычисляем удельную расчетную нагрузку по формуле (4.30)

$$\begin{aligned} w_{Ht} &= \frac{2000 T_1}{b(1 - 0,5 K_{be}) d_{we1}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \\ &= \frac{2000 \cdot 53,8}{47 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 78,68} \cdot 1,13 \cdot 1,12 \cdot 1,05 = 45,49 \text{ Н/мм.} \end{aligned}$$

45,49 Н/мм ≤ 880 Н/мм. Следовательно, условие выполняется.

По формуле (4.31) находим значение коэффициента, учитывающего суммарную длину контактных линий:

$$\begin{aligned} Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{1}{0,95 \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta_n}} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{14} + \frac{1}{44} \right) \right] \cos 35^\circ}} = 0,9. \end{aligned}$$

Действительные контактные напряжения в полюсе зацепления определяем по формуле (4.32)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{0,85(1 - 0,5 K_{be}) d_{we1} \sin \delta_2}} = \\ &= 1,5 \cdot 275 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{45,49}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 78,68 \cdot \sin 72,33481^\circ}} = 405,1 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ (405,1 МПа ≤ 494,2 МПа) выполняется.

Коэффициент K_{Fa} , учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, находим по табл. 3.11 (см. на с. 48) (при нормализации $K_{Fa} = 1,1$); коэффициент, учитывающий состояние переходной поверхности зубьев (при изготовлении колес без данных видов обработки $K_{Fd} = 1$); коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (у нас нереверсивная передача, поэтому принимаем $K_{Fc} = 1$).

Базовое число циклов перемены напряжений $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, а эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни

равно $9,38 \cdot 10^8$, для колеса – $2,98 \cdot 10^8$. Поскольку $N_{FE} \geq N_{F0}$ как для шестерни, так и для колеса, то $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

Рассчитываем предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений. По табл. 3.2 (см. на с. 39) для стали 45 он определяется по формуле

$$\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim b1} K_{Fa} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL1} = 1,8 \cdot 285,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 565,3 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F\lim2} = \sigma_{F\lim b2} K_{Fa} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL2} = 1,8 \cdot 248,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 492,0 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность к концентрации напряжений, находим по графику (см. рис. 3.10 на с. 48 при $m = 4$ мм $Y_S = 0,97$).

Переходная поверхность зуба шлифуется, поэтому $Y_R = 1$.

По рис. 4.5 (см. на с. 77) при $d_m \leq 300$ мм $K_{XF} = 1$ для шестерни и колеса.

По табл. 3.1 (см. на с. 36–37) выбираем $S_F' = 1,75$ и $S_F'' = 1,15$. Значит, коэффициент безопасности равен

$$S_F = S_F' S_F'' = 1,75 \cdot 1,15 = 2,0125.$$

Допускаемое напряжение на выносливость зубьев при изгибе рассчитываем отдельно для шестерни и колеса по формуле (4.33)

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim1}}{S_{F1}} Y_S Y_R K_{XF} = \frac{565,3}{2,0125} \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 = 272,5 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim2}}{S_{F2}} Y_S Y_R K_{XF} = \frac{492,0}{2,0125} \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 = 237,1 \text{ МПа}.$$

Вычисляем биеквивалентное число зубьев шестерни и колеса по формуле (4.39)

$$Z_{vn1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n} = \frac{14}{\cos 17,66519^\circ \cos^3 35^\circ} = 26,7,$$

$$Z_{vn2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n} = \frac{44}{\cos 72,33481^\circ \cos^3 35^\circ} = 263,8.$$

По табл. 3.12 (см. на с. 49) находим значение коэффициента формы зуба Y_F для шестерни и колеса. Для значений, отсутствующих в таблице, используем интерполяцию:

$$Y_{F1} = 3,9 - \frac{3,9 - 3,8}{30 - 25} \cdot (26,7 - 25) = 3,87,$$

$$Y_{F2} = 3,62.$$

Удельная окружная динамическая сила равна

$$w_{Fv} = 0,016g_0V_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2U_\phi}} =$$

$$= 0,016 \cdot 82 \cdot 2,16 \sqrt{\frac{66,88 + 210,0}{2 \cdot 3,14}} = 18,82 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, определяем по рис. 4.6 (см. на с. 78, $K_{F\beta} = 1,28$).

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, рассчитываем из уравнения (4.37)

$$K_{Fv} = 1 + \frac{bd_{m1}w_{Fv}}{2000T_1K_{F\beta}} = 1 + \frac{47 \cdot 66,88 \cdot 18,82}{2000 \cdot 53,8 \cdot 1,28} = 1,43.$$

Удельную расчетную окружную силу вычисляем по формуле (4.36)

$$w_{Ft} = \frac{2000T_1K_{F\beta}K_{Fv}}{b(1 - 0,5K_{be})d_{we1}} = \frac{2000 \cdot 53,8 \cdot 1,28 \cdot 1,43}{47 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 78,68} = 62,66 \text{ Н/мм.}$$

$62,66 \text{ Н/мм} \leq 880 \text{ Н/мм}$. Следовательно, условие выполняется. Расчетное напряжение изгиба зуба определяем по формуле (4.40)

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \cos \delta_1 \frac{w_{Ft}}{0,85(1 - 0,5K_{be})m_{мнст}} =$$

$$= 3,87 \cdot 0,74 \cdot \cos 17,66519^\circ \frac{62,66}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 4} = 59,2 \text{ МПа.}$$

$59,2 \text{ МПа} \leq 237,1 \text{ МПа}$. Значит, условие соблюдается.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1

Рассчитать коническую зубчатую передачу с круговым зубом одноступенчатого редуктора с передаточным числом $U = 2,15$. Мощность на тихоходном валу редуктора $P_2 = 5,2 \text{ кВт}$, частота вращения быстроходного вала $n_1 = 625 \text{ мин}^{-1}$, срок службы редуктора $L_h = 30\,000 \text{ ч}$. Передача реверсивная.

Задача 2

Коническое прямозубое колесо установлено на тихоходном валу одноступенчатого редуктора с передаточным числом $U = 3$. Частота вращения на валу колеса $n_2 = 85 \text{ мин}^{-1}$, крутящий момент $T_2 = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, число зубьев колеса $Z_2 = 69$, внешний делительный диаметр колеса $d_{e2} = 276 \text{ мм}$.

Из какого материала следует изготавливать колеса редуктора, чтобы он проработал при двухсменной работе 5 лет?

Задача 3

Конический одноступенчатый редуктор с прямозубыми колесами передает мощность $P = 5 \text{ кВт}$. Угловая скорость ведущего вала редуктора $\omega = 22,5 \text{ с}^{-1}$, число зубьев на шестерне $Z_1 = 17$, на колесе – $Z_2 = 43$, внешний нормальный модуль $m_{ne} = 8 \text{ мм}$. Определить силы, действующие в зацеплении.

Задача 4

Рассчитать конический редуктор по следующим данным: мощность на входном валу $P_1 = 0,6 \text{ кВт}$, угловая скорость входного вала $\omega_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$, угловая скорость выходного вала $\omega_2 = 31,42 \text{ с}^{-1}$. Материал шестерни – сталь 50ХН с твердостью до 50–56 HRC, $\sigma_b = 1100 \text{ МПа}$; материал колеса – сталь 40Х с твердостью 45–50 HRC, $\sigma_b = 1000 \text{ МПа}$. Шестерня установлена несимметрично между опор, а колесо – консольно.

Задача 5

На быстроходный вал конического редуктора с круговыми зубьями подается мощность 5 кВт. Угловая скорость вала $\omega_1 = 75 \text{ с}^{-1}$, число зубьев шестерни $Z_1 = 19$, средний нормальный модуль $m_n = 5 \text{ мм}$. Ширина венца составляет $0,3R_e$. Передаточное число передачи $U = 4,15$.

Чему равны напряжения изгиба зубьев, если угол наклона зубьев $\beta_n = 35^\circ$?



ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин: учеб. пособие для студентов вузов / П. Г. Гузенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 351 с.
3. Проектирование механических передач: учеб. пособие для машиностроительных вузов / С. А. Чернавский [и др.]. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с.
4. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Детали машин в примерах и задачах / под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск: Выш. шк., 1981. – 432 с.



СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О НЕКОТОРЫХ ОСНОВНЫХ МАТЕРИАЛАХ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	4
1.1. Материалы конструкционные	4
1.2. Термическая обработка стали	9
1.3. Выбор материалов	14
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	15
2.1. Определение мощности на валах привода	15
2.2. Кинематический расчет привода	16
2.3. Определение крутящих моментов на валах и их проверочный расчет	19
Пример расчета	20
Задачи для самостоятельного решения	25
3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	27
3.1. Общие сведения	27
3.2. Выбор материала и определение допускаемых напряжений	36
3.3. Проектировочный расчет закрытых цилиндрических зубчатых передач на контактную выносливость	40
3.4. Проверочный расчет закрытых зубчатых передач на контактную выносливость	44
3.5. Определение допускаемых напряжений изгиба зубьев	46
3.6. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе	48
3.7. Определение параметров цилиндрических зубчатых колес	51
3.8. Усилия в зацеплении	54
Пример расчета	55
Задачи для самостоятельного решения	64
4. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	65
4.1. Общие сведения	65
4.2. Расчет закрытых конических колес с круговыми зубьями	68

4.3. Выбор материала и определение допустимых напряжений	69
4.4. Проектировочный расчет зубьев по контактными напряжениям	69
4.5. Проверочный расчет на контактную выносливость.....	73
4.6. Проверочный расчет на выносливость зубьев при изгибе	75
4.7. Определение параметров конических зубчатых колес	78
4.8. Силы в зацеплении конических колес	80
Пример расчета.....	81
Задачи для самостоятельного решения.....	89
ЛИТЕРАТУРА	91

Учебное издание

Осоко Сергей Анатольевич
Дулевич Александр Федорович

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е. С. Ватеичкина*
Компьютерная верстка *Е. С. Ватеичкина*
Корректор *Е. С. Ватеичкина*

Подписано в печать 11.06.2012. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,5. Уч.-изд. л. 5,6.
Тираж 50 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.