

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области сельского хозяйства в качестве
учебно-методического пособия для студентов учреждений,
обеспечивающих получение высшего образования I ступени
по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение
мелиоративных и водохозяйственных работ*

Горки
БГСХА
2021

УДК 621.8(075.8)

ББК 34.42я73

Д38

*Рекомендовано методической комиссией факультета
механизации сельского хозяйства 22.03.2021 (протокол № 7)
и Научно-методическим советом БГСХА 31.03.2021 (протокол № 7)*

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *А. Л. Борисов*;
кандидат технических наук, доцент *А. В. Пашкевич*;
кандидат технических наук, доцент *С. Г. Рубец*;
старший преподаватель *Н. С. Сентюров*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент *В. А. Дремук*;
кандидат технических наук, доцент *А. С. Анженков*

Д38 Детали машин и основы конструирования. Расчеты механических передач : учебно-методическое пособие / А. Л. Борисов [и др.]. – Горки : БГСХА, 2021. – 252 с.
ISBN 978-985-882-143-2.

Приведены методики и примеры расчетов основных механических передач, наиболее широко используемых в сельскохозяйственном машиностроении.

Для студентов учреждений, обеспечивающих получение высшего образования I ступени по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ. Также рекомендовано преподавателям и инженерным работникам.

УДК 621.8(075.8)

ББК 34.42я73

ISBN 978-985-882-143-2

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2021

ВВЕДЕНИЕ

Механическими передачами называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины. Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять следующие функции:

- а) понижать и повышать угловые скорости, повышая и понижая соответственно вращающие моменты;
- б) преобразовывать один вид движения в другой;
- в) регулировать угловые скорости рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение;
- д) распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

В машиностроении принято несколько классификаций механических передач в зависимости от классифицирующего фактора.

По принципу действия:

- передачи зацеплением (зубчатые, цепные, червячные);
- передачи трением (фрикционные, ременные).

По направлению изменения числа оборотов:

- редукторы (снижение);
- мультипликаторы (повышение).

Редукторы и мультипликаторы соответственно изменяют и крутящий момент (в обратную сторону).

По числу потребителей передаваемой энергии вращения:

- однопоточковые;
- многопоточковые.

По числу этапов преобразования:

- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

По признаку преобразования видов движения:

- вращательно-поступательные (червячные, реечные и винтовые);
- вращательно-качательные (рычажные пары);
- поступательно-вращательные (кривошипно-шатунные).

Для обеспечения движения по сложным заданным траекториям используют системы рычагов, кулачков и клапанов.

Выбор типа передачи – сложная конструкторская задача. Нужно подобрать вид и спроектировать механизм, наиболее полно удовлетво-

ряющий техническим требованиям, сформулированным для данного узла. При выборе сопоставляют следующие основные факторы:

- опыт предшествующих аналогичных конструкций;
- мощность и момент на валу;
- число оборотов на входе и на выходе;
- требуемый КПД;
- массогабаритные характеристики;
- доступность регулировок;
- плановый эксплуатационный ресурс;
- себестоимость производства;
- стоимость обслуживания.

Необходимость введения передачи между двигателем и производственной машиной объясняется следующими причинами:

- источники энергии двигателя работают, как правило, в режиме высоких угловых скоростей, которые намного отличаются от угловой скорости производственной машины;
- двигатели обычно передают вращательное движение, а рабочие органы машины иногда требуют возвратно-поступательного, качающегося или винтового и других движений;
- часто возникает необходимость передачи энергии от одного двигателя к нескольким производственным машинам, валы которых вращаются с неодинаковыми угловыми скоростями;
- для изменения угловой скорости выгоднее ввести передачу, чем снизить угловую скорость двигателя, уменьшив тем самым его КПД.

1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Общие сведения и классификация

Зубчатые передачи относятся к механическим передачам зацепления с непосредственным контактом и применяются для изменения скорости или направления вращения ведомого звена с соответствующим изменением крутящего момента, получения точных перемещений, при необходимости, точного соответствия скоростей и положений ведущего и ведомого звеньев в произвольный момент времени.

Механизм, предназначенный для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью находящихся в зацеплении зубчатых колес, называют *зубчатой передачей* (рис. 1.1).

Зубчатое колесо, передающее вращение, называют ведущим, а приводимое во вращение – ведомым. Колесо зубчатой пары с меньшим числом зубьев называют шестерней, сопряженное с ним парное колесо с большим числом зубьев – колесом.

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес. Жесткая связь зубчатых колес исключает какое-либо проскальзывание при передаче вращательного движения.

Зубчатые передачи могут преобразовывать вращательное движение между валами с *параллельными* осями, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего (рис. 1.1, а, б, в) и внутреннего зацепления (рис. 1.1, д), *пересекающимися* осями – с коническими колесами (рис. 1.1, е, ж, з) и *перекрещивающимися* осями – с вал-червяком и червячным колесом (рис. 1.1, и), с коническими гипоидными колесами (рис. 1.1, к) и цилиндрическими винтовыми колесами (рис. 1.1, л). Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (рис. 1.1, з).

По расположению зубьев на ободу колес различают передачи с *прямыми* (рис. 1.1, а, д, е), *косыми* (рис. 1.1, б, ж), *шевронными* (рис. 1.1, в), а также *круговыми* (рис. 1.1, з) и другими *криволинейными* зубьями.

В зависимости от взаимного расположения валов передачи формы зубчатых колес и формы зубьев передачи бывают: *цилиндрические* – прямозубые (рис. 1.1, а), косозубые (рис. 1.1, б) и шевронные (рис. 1.1, в); *конические* – прямозубые (рис. 1.1, е), косозубые (рис. 1.1, ж) и с круговыми зубьями (рис. 1.1, з); *винтовые* (рис. 1.1, л), состоящие из двух цилиндрических косозубых колес, установленных на перекрещивающихся валах; *гипоидные*, или *конические винтовые*

(рис. 1.1, *к*), состоящие из двух конических косозубых или с криволинейными зубьями колес, которые установлены на перекрещивающихся валах.

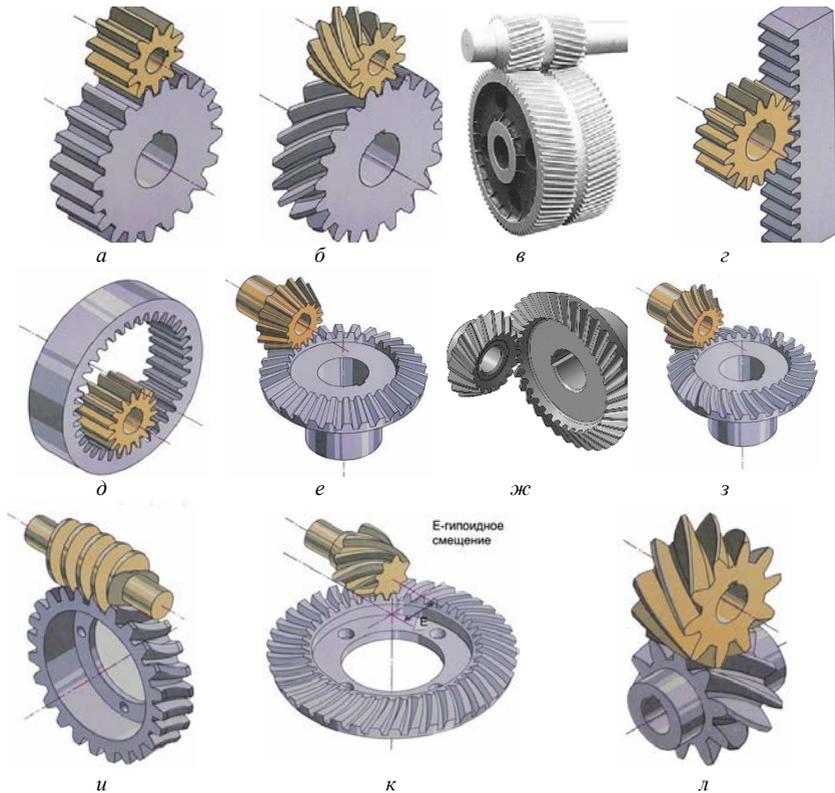


Рис. 1.1. Виды зубчатых передач: *а* – цилиндрическая прямозубая; *б* – цилиндрическая косозубая; *в* – цилиндрическая шевронная; *г* – реечная; *д* – цилиндрическая с внутренним зацеплением; *е* – коническая прямозубая; *ж* – коническая косозубая; *з* – коническая с круговыми зубьями; *и* – червячная; *к* – гипоидная с коническими колесами; *л* – цилиндрическая винтовая

Угол между геометрическими осями валов конических и винтовых передач может быть в пределах $0...180^\circ$, но обычно этот угол равен 90° . В гипоидной передаче угол скрещивания валов принимают равным 90° .

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес различают зубчатые передачи с *внешним* (рис. 1.1, а) и *внутренним* зацеплением (рис. 1.1, д). В передачах с внешним зацеплением сопряженные колеса вращаются в противоположном направлении, а в передачах с внутренним зацеплением направления вращения колес совпадают.

Разновидностью зубчатой передачи является реечная передача (рис. 1.1, з), преобразующая вращательное движение шестерни в возвратно-поступательное движение рейки и наоборот. Рейку рассматривают как зубчатое колесо бесконечно большого диаметра.

По форме профиля зубьев колес различают зацепления трех основных видов: *эвольвентные* (рис. 1.2, а), когда профиль зуба образован двумя симметричными эвольвентами; *циклоидальные* (рис. 1.2, б), когда профиль зубьев образован циклоидальными кривыми; *зацепления Новикова* (рис. 1.2, в), когда профиль зуба образован дугами окружности.

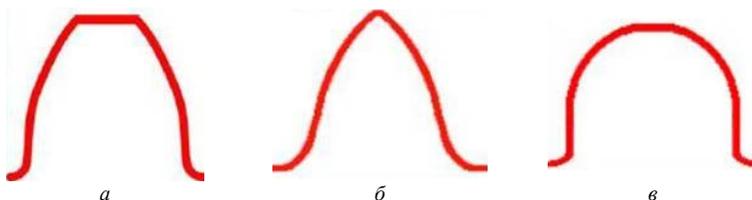


Рис. 1.2. Виды профиля зубьев зубчатых колес:
а – эвольвентный; б – циклоидальный; в – зацепление Новикова

Наиболее широкое применение находят зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением, которое обладает технологическими и эксплуатационными достоинствами: облегчается изготовление, так как одним и тем же инструментом можно нарезать колеса с различным числом зубьев, но одинакового модуля и угла зацепления; правильность эвольвентного зацепления не нарушается при изменении межосевого расстояния; рабочий профиль зуба в эвольвентном зацеплении может быть исправлен, что приводит к обеспечению наилучшей работоспособности, повышению КПД и других характеристик.

По конструктивному оформлению различают *закрытые* передачи, размещенные в специальном непроницаемом корпусе и обеспеченные постоянной смазкой из масляной ванны, и *открытые*, работающие без смазки или периодически смазываемые консистентными смазками.

По величине окружной скорости различают: *тихоходные* передачи, с окружной скоростью до 3 м/с, *среднескоростные*, с окружной скоростью равной 3...15 м/с, и *быстроходные*, с окружной скоростью более 15 м/с.

Зубчатые передачи применяют не только в виде пары зубчатых колес, но и в более сложных сочетаниях, образующих многоступенчатые зубчатые передачи, а также в виде планетарных передач, состоящих из зубчатых колес с перемещающимися геометрическими осями, и волновых передач, в которых одно из зубчатых колес представляет собой гибкий венец.

Наиболее распространены цилиндрические и конические зубчатые передачи, причем цилиндрические передачи проще в изготовлении и монтаже. Коническая зубчатая передача осуществляет вращение между валами, геометрические оси которых пересекаются. Цилиндрические и конические прямозубые передачи работают обычно при небольших (до 3 м/с) и средних (3...15 м/с) окружных скоростях. Цилиндрические и конические косозубые и с круговыми зубьями передачи применяют в ответственных механизмах при средних и высоких (более 15 м/с) окружных скоростях. Шевронные передачи обычно применяют при больших нагрузках и особо тяжелых условиях работы, при средних и высоких окружных скоростях. В шевронной передаче по сравнению с цилиндрической косозубой отсутствуют осевые силы, действующие на валы и подшипники.

Во всех конических передачах при работе возникают значительные осевые силы.

Хотя зубчатая передача с внутренним зацеплением компактнее передачи с внешним зацеплением, но ее изготовление и монтаж сложнее, поэтому более распространены передачи с внешним зацеплением. Винтовая и гипоидная передачи по сравнению с цилиндрическими коническими обладают большей плавностью работы и возможностью вывода обоих валов за пределы передачи в обе стороны, однако КПД у них ниже и зубья изнашиваются быстрее вследствие повышенного скольжения зубьев.

Гипоидные передачи обладают повышенной несущей способностью (начальное касание зубьев происходит по линии) по сравнению с винтовыми передачами, у которых несущая способность небольшая (начальное касание зубьев происходит в точке), поэтому они имеют более широкое применение.

Зубчатые передачи нашли самое широкое распространение среди механических передач благодаря целому ряду достоинств: компактность, высокий КПД, постоянство передаточного числа, большая долговечность и надежность в работе, возможность осуществления передачи практически любых мощностей при практически любых скоростях и передаточных отношениях, простота обслуживания.

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими.

Назначение и конструкции зубчатых передач разнообразны. Их применяют в очень многих приборах и почти во всех машинах, в том числе и самых тяжелых и мощных, для передачи мощностей от весьма малых до 50 МВт и выше, с диаметром колес от долей миллиметра до 6 м и более.

1.2. Краткие сведения о геометрии эвольвентных зубчатых передач

Общие термины, определения и обозначения элементов зубчатых передач устанавливает: для цилиндрических передач – ГОСТ 16530–83, для конических – ГОСТ 19325–73. Параметры шестерни сопровождаются индексом 1, а параметры колеса – индексом 2.

Основные параметры, которыми характеризуется зубчатое цилиндрическое зацепление без смещения представлены на рис. 1.3.

Определения этих параметров приведены ниже.

Линия зацепления (общая нормаль $N-N$) – траектория общей точки контакта зубьев при движении ее относительно неподвижного звена зубчатой передачи, которая при линейном контакте определяется в главном сечении передачи.

Начальные окружности (d_{w1} и d_{w2}) – такие воображаемые окружности, которые в процессе работы передачи перекатываются одна по другой без скольжения.

Делительные окружности (d_1 и d_2) – окружности, на которых расстояния между одноименными сторонами двух соседних зубьев равны шагу зуборезного инструмента. Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей ($d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$).

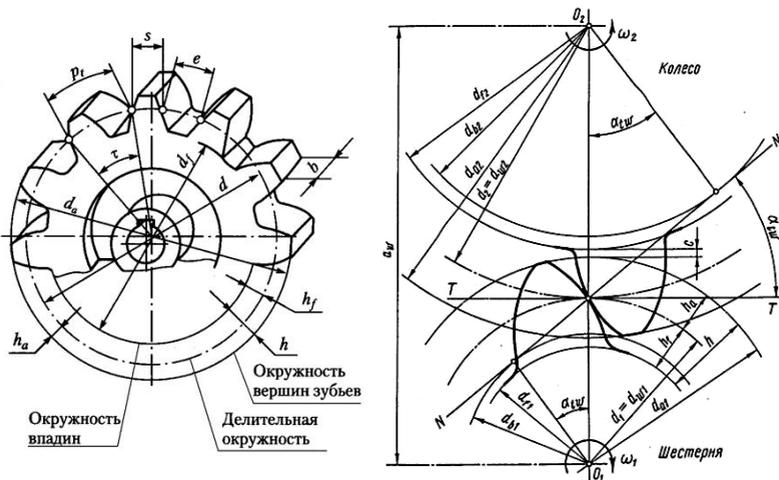


Рис. 1.3. Геометрические параметры зубчатых эвольвентных цилиндрических колес

Полюс зацепления (P) – точка касания начальных поверхностей зубчатых колес передачи.

Окружность (диаметр) вершин зубьев (d_{a1} и d_{a2}) – соосная поверхность, ограничивающая зубья со стороны, противоположной телу зубчатого колеса.

Окружность (диаметр) впадин зубьев (d_{f1} и d_{f2}) – окружность, описанная из центра колеса и ограничивающая его впадины со стороны колеса.

Высота головки зуба (h_a) – часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и окружностью вершин его.

Высота ножки зуба (h_f) – часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и окружностью впадин его.

Высота зуба (h) – расстояние между окружностями вершин зубьев и впадин цилиндрического зубчатого колеса, определяемое по формуле $h = h_a + h_f$.

Межосевое расстояние (a_w) – расстояние, между осями зубчатых колес передачи по межосевой линии O_1O_2 , равное полусумме делительных диаметров колеса d_2 и шестерни d_1 при внешнем зацеплении или полуразности при внутреннем зацеплении.

Ширина венца (b) – наибольшее расстояние между торцами зубьев цилиндрического зубчатого колеса по линии, параллельной его оси.

Окружной шаг зацепления (p_t) – расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности. Для пары зацепляющихся колес окружной шаг должен быть одинаковым.

Для косозубых (рис. 1.4, *а, б, в*), шевронных (рис. 1.4, *г*) и криволинейных зубьев кроме окружного шага p_t различают также нормальный шаг зацепления p_n , представляющий собой кратчайшее расстояние между одноименными профильными поверхностями зубьев по делительному цилиндру.

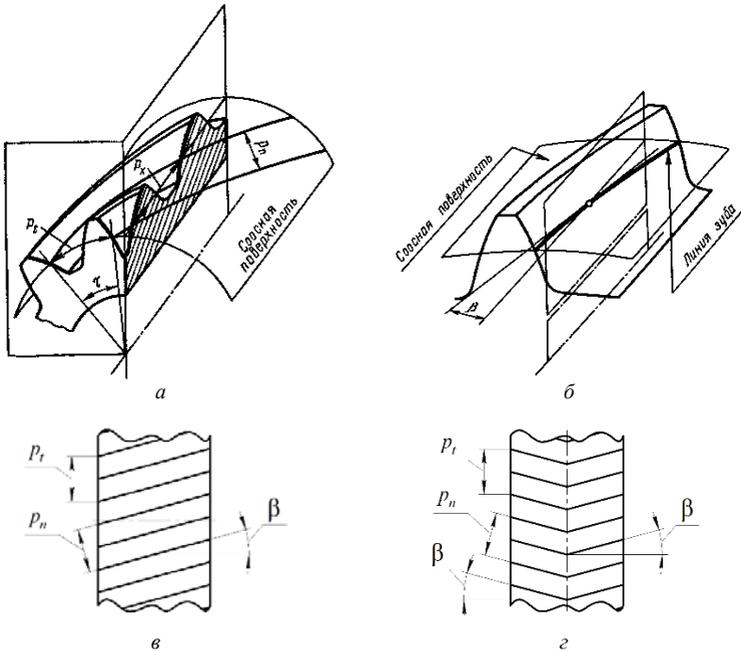


Рис. 1.4. Геометрические параметры зубчатых эвольвентных цилиндрических передач: *а, б, в* – для косозубых передач; *г* – для шевронных передач

Угловой шаг зубьев (τ) – центральный угол концентрической окружности зубчатого колеса, равный $\tau = 2\pi / z$ или $\tau = 360^\circ / z$, где z – число зубьев шестерни или зубчатого колеса (рис. 1.4, *а*).

Модуль зацепления (m) – часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб. Линейная величина в π раз меньшая окружного

шага зубьев называется окружным модулем зубьев m_t , а линейная величина в π раз меньшая нормального шага зубьев называется нормальным модулем зубьев m_n . Модуль зацепления является основным параметром зубчатой цилиндрической передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым. Модули эвольвентных зубчатых колес приведены в ГОСТ 9563–60.

Толщина зуба (s) по делительной окружности – расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей одного зуба.

Ширина впадины (e) по делительной окружности – расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей соседних зубьев.

Угол зацепления (α_{rw} или α_w) – острый угол между линией зацепления (общая нормаль $N-N$) и прямой, перпендикулярной межосевой линии. В передачах без смещения зубчатых колес угол зацепления равен углу профиля зуборезного инструмента: $\alpha_{rw} = \alpha$. Наибольшее распространение получил угол профиля зуборезного инструмента $\alpha = 20^\circ$, следовательно, $\alpha_{rw} = \alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Линия пересечения боковой поверхности зуба с делительной, начальной или однотипной соосной поверхностью зубчатого колеса называется линией зуба (рис. 1.4, б). Острый угол между пересекающимися в данной точке линией зуба и линией пересечения соосной поверхности зубчатого колеса, которой принадлежит эта линия зуба, с плоскостью, проходящей через его ось, называется углом наклона линии зуба или просто углом наклона зуба β (рис. 1.4, б, в). Различают делительный, начальный и другие углы наклона, соответствующие делительной, начальной и другим линиям зуба. Угол наклона на делительном цилиндре принимают: для косых зубьев $\beta = 8...16^\circ$ (редко до 25°); для шевронных зубьев $\beta = 25...40^\circ$.

Угол перекрытия (φ_γ) – угол поворота зубчатого колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления.

Отношение угла перекрытия зубчатого колеса передачи к его угловому шагу называется коэффициентом перекрытия ε_γ , определяемым по формуле $\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau$.

Для цилиндрических косозубых, шевронных и прочих передач коэффициент перекрытия ε_γ состоит из коэффициентов перекрытия торцового ε_α и осевого ε_β . Угол поворота зубчатого колеса цилиндрической передачи от положения входа в зацепление торцового профиля зуба до выхода из зацепления называется углом торцового перекрытия

тия φ_α . Коэффициентом торцового перекрытия ε_α называется отношение угла торцового перекрытия зубчатого колеса цилиндрической передачи φ_α к угловому шагу τ . Угол поворота колеса косозубой цилиндрической передачи, при котором общая точка контакта зубьев перемещается по линии зуба этого зубчатого колеса от одного из торцов, ограничивающих рабочую ширину венца, до другого, называется углом осевого перекрытия φ_β . Коэффициентом осевого перекрытия ε_β называется отношение угла осевого перекрытия зубчатого колеса косозубой цилиндрической передачи φ_β к угловому шагу τ . Коэффициент перекрытия для косозубых и прочих передач рассчитывается по формуле $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$. Коэффициент перекрытия ε_γ определяет среднее число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Если $\varepsilon_\gamma = 1,6$, то это значит, что 0,4 времени работы передачи в зацеплении находится одна пара зубьев, а 0,6 времени работы передачи в зацеплении находятся две пары зубьев.

Так как косые, шевронные и криволинейные зубья расположены наклонно, то в отличие от прямых они входят в зацепление не сразу по всей длине, а в течение некоторого времени и, следовательно, коэффициент перекрытия этих зубьев больше, чем прямых зубьев. С увеличением коэффициента перекрытия повышается плавность зацепления зубьев, уменьшаются динамические нагрузки на них и снижается шум, возникающий при работе передачи. Поэтому в быстроходных и высоконагруженных передачах вместо прямых зубьев применяют косые, шевронные и криволинейные зубья. Коэффициент перекрытия всегда должен быть больше 1, так как иначе при работе зубчатой передачи возникнут моменты, когда сцепления зубьев зубчатых колес не произойдет и передача будет работать с ударами. В прямозубых передачах коэффициент перекрытия всегда меньше 2, обычно $\varepsilon_\gamma = 1,2 \dots 1,8$. В передачах косозубых, шевронных и с криволинейными зубьями коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma > 2$.

Конические передачи (рис. 1.5) передают вращающий момент между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом. Межосевой угол передачи Σ может составлять от 10° до 170° . Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с межосевым углом равным 90° (рис. 1.5, а). Коническая зубчатая передача, межосевой угол которой отличен от 90° , называется неортогональной (рис. 1.5, б).

Конические передачи бывают с прямыми (рис. 1.6, а), косыми, или тангенциальными (рис. 1.5, б), и круговыми зубьями колес (рис. 1.6, в).

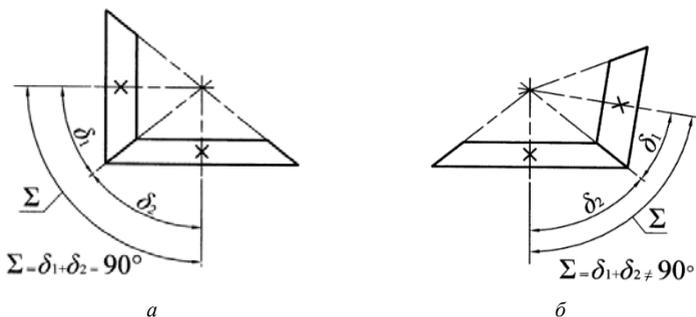


Рис. 1.5. Схема конического зубчатого зацепления:
a – ортогональная; *б* – неортогональная

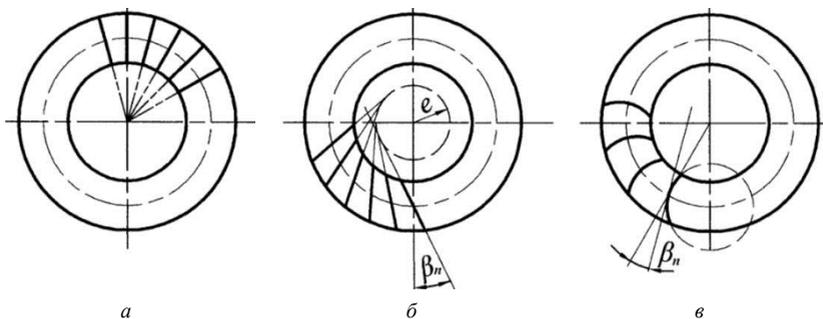


Рис. 1.6. Форма зубьев конического колеса:
a – прямозубая; *б* – тангенциальная; *в* – с круговыми зубьями

Зубья конических колес в зависимости от изменения размеров сечений по длине выполняются трех форм (рис. 1.7).

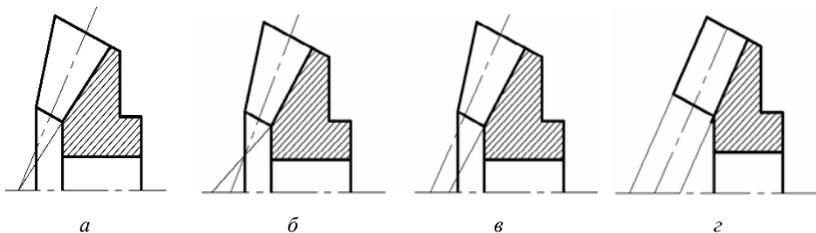


Рис. 1.7. Схема зубьев конических колес в зависимости от изменения размеров сечений по длине: *a* – форма I; *б, в* – форма II; *г* – форма III

Форма I (рис. 1.7, а) – пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Применяется для прямых зубьев, а также для круговых зубьев при $m \geq 2$ мм и $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100$.

Форма II (рис. 1.7, б, в) – понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. По форме II зубья получают обработкой впадин за один проход, что повышает производительность при нарезании зубчатых колес. Применяется в массовом производстве.

Форма III (рис. 1.7, г) – равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зубьев постоянна по всей длине. Применяется для круговых зубьев при $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 100$.

Далее рассматриваются зубья формы I.

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу без скольжения. В конических передачах угловая коррекция не применяется, поэтому начальные и делительные конусы всегда совпадают.

Углы делительных конусов обозначают соответственно δ_1 и δ_2 . Угол между осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

Эвольвентные зубья конического колеса профилируют на развертке дополнительного конуса, образующая которого перпендикулярна образующей делительного конуса. Профили зубьев конических зубчатых колес близки к профилям воображаемых приведенных цилиндрических колес с начальными радиусами, равными длинам образующих дополнительных конусов. Дополнительные конусы можно построить для внешнего, среднего и внутреннего сечений конического колеса. Ширина венца зубчатого колеса b ограничена двумя дополнительными конусами – внешним и внутренним.

Основные геометрические параметры, которыми характеризуются конические зубчатые колеса, представлены на рис. 1.8.

Дополнительный конус – соосная коническая поверхность, образующая которой перпендикулярна образующей делительного конуса колеса. Различают внешний, внутренний и средний дополнительные конусы, определяемые их положением относительно вершины колеса: первый наиболее удален от нее, второй наименее удален, третий находится на равном расстоянии от внешнего и внутреннего дополнительных конусов.

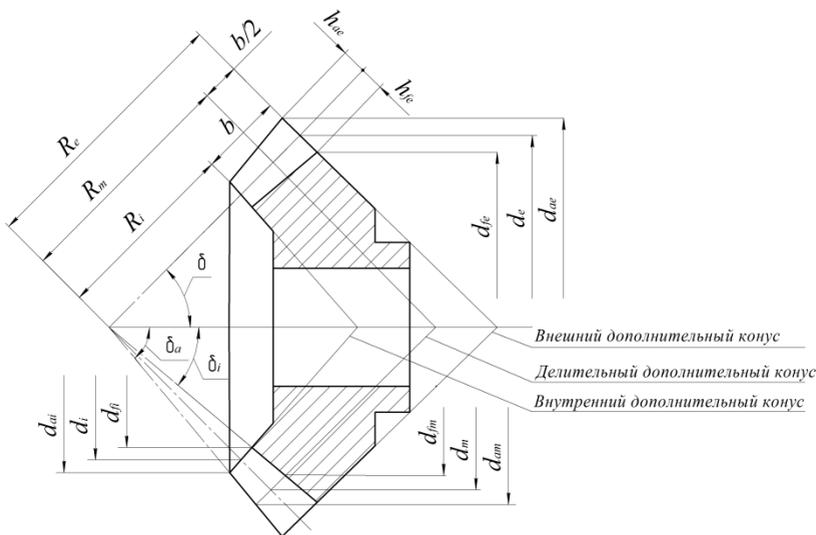


Рис. 1.8. Геометрические параметры зубчатых конических колес

Пересечения внешних, делительных и внутренних конусов с дополнительными конусами определяют соответственно диаметры внешних, делительных и внутренних окружностей конического зубчатого колеса. Различают диаметры: внешний делительный (d_e), средний делительный (d_m или d), внутренний делительный (d_i); внешний вершин зубьев (d_{ae}), средний вершин зубьев (d_{am} или d_a), внутренний вершин зубьев (d_{ai}); внешний впадин (d_{fe}), средний впадин (d_{fm} или d_f), внутренний впадин (d_{fi}) и др.

Угол делительного конуса (δ) – угол между осью колеса и образующей делительного конуса его.

Угол конуса вершин (δ_a) – угол между осью и образующей конуса вершин конического зубчатого колеса.

Угол конуса впадин (δ_f) – угол между осью и образующей конуса впадин конического зубчатого колеса.

Внешний торец венца – торец венца конического зубчатого колеса, наиболее удаленный от его вершины.

Внутренний торец венца – торец венца, наименее удаленный от вершины колеса.

Ширина венца (b) – расстояние между внешним и внутренним торцами венца, измеренное вдоль образующей делительного конуса.

Внешнее конусное расстояние (R_e) – длина образующей делительного конуса от его вершины до большего основания (внешнего торца).

Среднее конусное расстояние (R) – длина образующей делительного конуса от его вершины до середины зубчатого венца.

Внутреннее конусное расстояние (R_i) – длина образующей делительного конуса от его вершины до меньшего зубчатого венца.

Для удобства измерения размеры конических зубчатых колес определяют по внешнему торцовому сечению. Размеры в среднем сечении используют при силовых расчетах.

Внешняя высота головки зуба (h_{ae}) – расстояние между делительным конусом и конусом вершин, измеренное по образующей внешнего дополнительного конуса.

Внешняя высота ножки зуба (h_{fe}) – расстояние между делительным конусом и конусом впадин, измеренное по образующей внешнего дополнительного конуса.

Внешняя высота зуба (h_e) – расстояние от окружности вершин до окружности впадин, измеренное по образующей внешнего дополнительного конуса и определяемое по формуле $h_e = h_{ae} + h_{fe}$.

Основной геометрический параметр конической передачи – внешний окружной модуль. Он обозначается: m_e – для прямозубых колес и m_{te} – для колес с круговыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_e или m_{te} можно не округлять до стандартного значения, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными модулями, лежащими в непрерывном интервале значений.

Форма эвольвентного профиля зубьев при заданных угле профиля и модуле зависит от числа z зубьев (рис. 1.9). При бесконечно большом числе зубьев, что соответствует бесконечно большому диаметру делительной окружности, эвольвента превращается в прямую линию. С уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и соответственно уменьшается толщина зубьев у основания и у вершины. Если число z зубьев меньше некоторого предельного значения z_{\min} , то при нарезании зубьев инструментом реечного типа происходит подрез ножек зубьев, в результате чего прочность зубьев на изгиб значительно снижается.

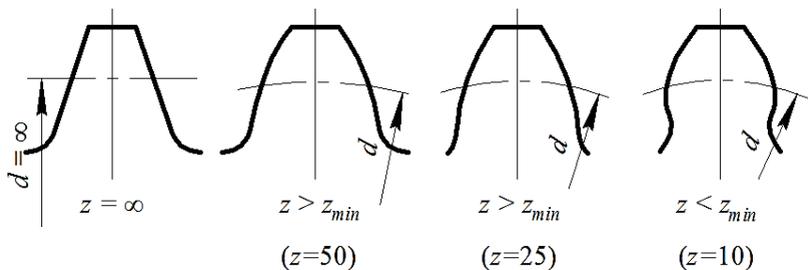


Рис. 1.9. Влияние числа зубьев на форму зуба

При нарезании прямых зубьев цилиндрической передачи нормального эвольвентного зацепления инструментом реечного типа их минимальное число, при котором отсутствует подрезание, $z_{\min} = 17$, при нарезании косозубых и шевронных зубьев цилиндрической передачи $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$, а при нарезании зубьев конической передачи $z_{\min} = 17 \cos \delta \cos^3 \beta$.

1.3. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

Основными материалами зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали, так как они по сравнению с другими материалами в наибольшей степени обеспечивают контактную прочность и прочность зубьев на изгиб. Реже зубчатые колеса выполняют из чугунов и пластмасс.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей стальных зубьев различают зубчатые колеса твердостью $HB < 350$, нормализованные, улучшенные или закаленные, и зубчатые колеса твердостью $HB > 350$, закаленные, цементированные, азотированные и планированные. Чистовое нарезание зубьев стальных зубчатых колес твердостью $HB 350$ производят после окончательной термообработки. При этом получают довольно высокую точность изготовления зубьев без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Стальные зубья твердостью $HB 350$ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей прирабатываемости твердость зубьев шестерни рекомендуется принимать больше твердости зубьев колеса. Благодаря технологическим преимуществам стальные зубчатые колеса твердостью $HB < 350$ имеют широкое применение в мало- и средненагруженных передачах, а также в

передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

Улучшенные зубчатые колеса изготавливают обычно из качественных углеродистых сталей 35, 40, 45, 50, 50Г и легированных сталей 35Х, 40Х, 40ХН и др. Нормализованные зубчатые колеса небольших размеров выполняют из углеродистой стали обыкновенного качества Ст5, Ст6 и качественных углеродистых сталей 35, 40, 45 и 50, а больших размеров – из углеродистого стального литья 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, а также из марганцовистого и низколегированного стального литья различных марок.

Для повышения контактной прочности зубьев и соответственно нагрузочной способности зубчатых передач применяют стальные зубчатые колеса твердостью $HB > 350$. С увеличением твердости рабочей поверхности зубьев возрастают также износостойкость и сопротивление заеданию зубьев. Однако зубья с большой твердостью рабочей поверхности плохо прирабатываются и нуждаются в высокой точности изготовления. Кроме того, их механическая обработка затруднена, для облегчения ее эти зубья нарезают до термической обработки. Так как некоторые виды термообработки вызывают коробление зубьев, то для исправления формы зубьев применяют отделочные операции: шлифовку, притирку, обкатку и т. п.

Закалка зубьев может быть объемной, осуществляемой в воде или масле, и поверхностной, осуществляемой для зубчатых колес малых и средних размеров токами высокой частоты (ТВЧ), а для крупных зубчатых колес – с нагревом ацетиленовым пламенем. Недостатками объемной закалки являются повышение коробления зубьев и понижение вязкости их сердцевины, вызывающее уменьшение прочности зубьев на изгиб при действии ударных нагрузок. Поэтому объемная закалка во многих случаях заменяется поверхностной закалкой, цементацией, азотированием и цианированием.

Зубчатые колеса с повышенной твердостью рабочих поверхностей зубьев изготавливают: закаленные – из углеродистых и легированных сталей со средним содержанием углерода (45, 35Х, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, 40ХН2МА и т. вап.); цементированные – из углеродистых и легированных сталей с низким содержанием углерода (15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН3А, 15ХФ, 18ХГТ, 18Х2Н4А и т. п.); азотированные – из легированных сталей (38Х2Ю, 38Х2МЮА); цианированные – из среднеуглеродистых сталей.

Чугуны применяют для изготовления крупногабаритных зубчатых колес тихоходных и в особенности открытых передач, где они могут работать при бедной смазке, так как чугунные зубья сравнительно хорошо сопротивляются заеданию. Основной недостаток обычных серых чугунов – их пониженная прочность, особенно при ударных нагрузках. Но чугунные зубья сравнительно хорошо сопротивляются выкрашиванию, чугунные зубчатые колеса легче отлить и они значительно дешевле зубчатых колес из стального литья. Поэтому высокопрочные чугуны широко применяют вместо стального литья для изготовления зубчатых колес закрытых передач. Чугунные зубчатые колеса изготовляют из серого чугуна СЧ21, СЧ24, модифицированного чугуна СЧ25, СЧ30, СЧ35, а также из высокопрочного чугуна всех стандартных марок. Для неотчетственных зубчатых колес применяют серый чугун СЧ15 и СЧ18.

Пластмассы применяют в быстроходных малонагруженных передачах. Пластмассовые зубчатые колеса изготовляют главным образом из древесно-слоистых пластиков (ДСП), текстолита и полиамидов (нейлона и капрона). Достоинствами пластмассовых зубчатых колес по сравнению с металлическими зубчатыми колесами являются: способность амортизировать удары при передаче переменных нагрузок и гасить механические вибрации, тем самым обеспечивая бесшумность работы передачи; более низкий износ зубьев.

Шестерни из текстолита и ДСП применяют обычно в паре с металлическими колесами в тех случаях, когда требуется уменьшить динамические нагрузки и шум, а также когда трудно или невозможно добиться точного выполнения или установки деталей передачи. Такие зубчатые колеса широко применяют в передачах небольшой мощности от электродвигателей к различным станкам и в других установках, подшипники валов которых располагаются в отдельных корпусах. Чтобы не повредить зубья пластмассовой шестерни кромками зубьев металлического колеса, ширина колеса должна быть больше ширины сопрягаемой пластмассовой шестерни.

Зубчатые колеса из полиамидов широко применяют в приборах и небольших силовых установках. Износ полиамидных зубьев незначительный, и полиамидные зубчатые колеса могут работать без смазки.

Так как полиамиды химически устойчивы, то полиамидные зубчатые колеса применяют при работе в агрессивной среде, например в шестеренчатых насосах для перекачки химически активных жидкостей.

В некоторых случаях, когда рабочие поверхности зубьев металлических зубчатых колес подвергаются сильному износу, их покрывают тонким слоем (0,05...0,5 мм) нейлона. Покрытие осуществляется погружением зубьев, нагретых до температуры плавления нейлона, в порошкообразный нейлон. При этом на поверхности металлических зубьев образуется ровный, тонкий и прочно соединенный с металлом слой нейлона, не требующий какой-либо последующей обработки. В этом случае комбинируют антифрикционные и износостойкие свойства нейлонового покрытия зубьев с высокой прочностью на изгиб металлических зубчатых колес.

Литература: [4, 7, 11–14, 18].

2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

С достаточной степенью точности для практических расчетов можно считать, что при передаче вращающего момента в зацеплении действует нормальная сила F_n (рис. 2.1). Под действием этой силы зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактное σ_H и изгиба σ_F . Напряжения изменяются во времени по определенному отнулевому циклу, за время одного оборота колеса проходит полный цикл нагружения каждого зуба.

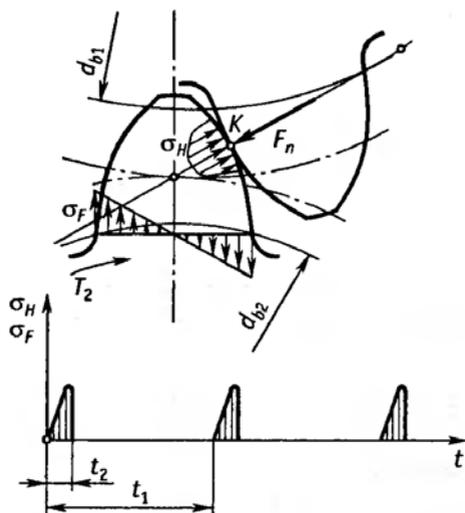


Рис. 2.1. Схема действия силы F_n на зуб цилиндрической передачи

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности зубьев от контактных напряжений.

Расчет цилиндрических зубчатых передач на прочность стандартизован ГОСТ 21354–87. Данным ГОСТом предусмотрен расчет прочности зубьев по контактным напряжениям и расчет прочности по напряжениям изгиба.

В закрытых зубчатых передачах поверхности зубьев непрерывно смазываются маслом. В закрытый корпус, в котором находятся колеса, влага и абразивная пыль из внешней среды не поступают. Благодаря этому рабочие поверхности зубьев не стираются. Однако при больших контактных напряжениях зубья выкрашиваются. С течением времени выкрашивание достигает таких размеров, что колеса выходят из строя.

Так как усталостное выкрашивание, вызываемое действием переменных контактных напряжений, является основным видом повреждения зубьев в закрытых передачах, то расчет по контактным напряжениям является основным расчетом для закрытых передач.

Расчет зубчатой закрытой передачи производится в два этапа: первый расчет проектный, второй – проверочный. Проектный расчет выполняется по допускаемым контактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений; в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать пересчеты. Поэтому после окончательного определения параметров зацепления выполняется проверочный расчет. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношения между расчетными и допускаемыми напряжениями изгибной и контактной выносливости.

При выводе расчетной формулы на контактную прочность рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление и возникает выкрашивание; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами, равными радиусам эвольвент в полюсе зацепления ρ_1 и ρ_2 (рис. 2.2).

Наибольшее контактное напряжение σ_H (МПа) в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (2.1)$$

где E – модуль упругости материалов зубьев, МПа;

μ – коэффициент Пуассона. Без существенной погрешности принимают $\mu = 0,3$;

q – нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зубьев, Н/мм;

$\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления, мм.

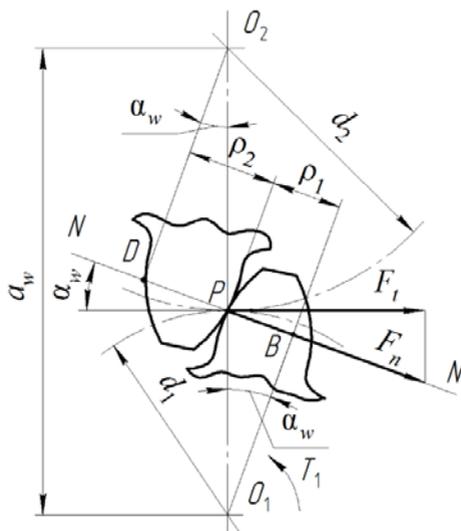


Рис. 2.2. Схема соприкосновения зубьев в полюсе зацепления

Модуль упругости E (МПа) определяют по формуле

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (2.2)$$

где E_1 и E_2 – модуль упругости материалов зубьев шестерни и колеса соответственно, МПа.

Нормальную нагрузку на единицу длины контактной линии зубьев q (Н/мм) рассчитывают по формуле

$$q = \frac{F_n K_H}{bk_e}, \quad (2.3)$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении, Н;

K_H – коэффициент нагрузки;

b – ширина зубчатого венца, мм;

k_e – коэффициент перекрытия.

Нормальную силу в зацеплении F_n (Н) определяют следующим образом:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}, \quad (2.4)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;
 α_w – угол зацепления, град ($\alpha_w = \alpha = 20^\circ$);
 β – угол наклона зуба, град.

Приведенный радиус кривизны профилей зубьев ρ_{np} (мм) вычисляют по формуле

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}, \quad (2.5)$$

где ρ_1 и ρ_2 – приведенный радиус кривизны профилей зубьев шестерни и колеса соответственно, мм.

Знак «+» для передач внешнего зацепления, знак «-» – внутреннего зацепления.

Рассмотрев треугольники BPO_1 и DPO_2 (рис. 2.2), получим:

$$\rho_1 = \frac{d_1 \sin \alpha}{2 \cos \beta}; \quad \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \beta}; \quad \frac{d_2}{d_1} = u. \quad (2.6)$$

Тогда

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \beta(u \pm 1)}, \quad (2.7)$$

где d_2 – делительный диаметр зубчатого колеса, мм;
 u – передаточное отношение зубчатой передачи.

Делительный диаметр зубчатого колеса d_2 (мм) через межосевое расстояние определяют следующим образом:

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u \pm 1}. \quad (2.8)$$

Знак «+» для передач внешнего зацепления, знак «-» – внутреннего зацепления.

Преобразовав выражения и учитывая особенности косозубых и шевронных колес, получим формулу действующего контактного напряжения σ_H (МПа):

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u \pm 1)^3}{2bu^2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.9)$$

где Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, МПа^{1/2};

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

T_2 – крутящий момент на зубчатом колесе, Н · м;

a_w – межосевое расстояние, мм;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес, МПа.

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, определяют по формуле

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}. \quad (2.10)$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, вычисляют по формуле

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos \beta}{\sin 2\alpha}}. \quad (2.11)$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяют следующим образом:

для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (2.12)$$

для косозубых и шевронных колес

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (2.13)$$

где ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия.

Коэффициент торцового перекрытия определяют следующим образом:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.14)$$

Знак «+» для передач внешнего зацепления, знак «-» – внутреннего зацепления.

Для стальных колес принимают $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. При этих значения коэффициент Z_M равен:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2,15 \cdot 10^5}{3,14 \cdot (1 - 0,3^2)}} = 275 \text{ Н}^{\frac{1}{2}}/\text{мм}.$$

Числовые значения коэффициента Z_H :

для прямозубых колес $Z_H = 1,76$ при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 0^\circ$;

для косозубых колес $Z_H = 1,74 \dots 1,71$ при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 8 \dots 15^\circ$;

для шевронных колес $Z_H = 1,68 \dots 1,54$ при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Средние значения коэффициента Z_{ε} :

для прямозубых колес $Z_{\varepsilon} = 0,9$ при $\alpha = 20^\circ$;

для косозубых и шевронных колес $Z_{\varepsilon} = 0,8$.

После подстановки указанных значений коэффициентов в формулу (2.9) получится формула проверочного расчета:

для прямозубых колес

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u \pm 1)^3}{bu^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (2.15)$$

для косозубых и шевронных колес

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u \pm 1)^3}{bu^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.16)$$

Знак «+» для передач внешнего зацепления, знак «-» – внутреннего зацепления.

При проектировочном расчете зубьев цилиндрической передачи на контактную прочность обычно определяют межосевое расстояние передачи a_w , так как по ГОСТ 2185–66 оно является основным стандартным параметром цилиндрических передач.

Если выразить в формулах (2.15) и (2.16) величину b через a_w (мм) с помощью коэффициента ширины шестерни по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = b / a_w$, получится формула для проектировочного расчета:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (2.17)$$

где K_a – числовой коэффициент. Для прямозубых колес $K_a = 49,5$; для косозубых и шевронных колес $K_a = 43,0$.

Опытными данными установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже цилиндрической. В соответствии с этим в расчетные формулы для зубьев конических передач вводят коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности по сравнению с зубьями цилиндрических передач и принимаемый равным 0,85. Формулы для расчета на прочность зубьев конических зубчатых колес аналогичны формулам для зубьев цилиндрических зубчатых колес.

Площади поперечных сечений зубьев конического зубчатого колеса и размер удельной нагрузки q на зуб пропорциональны расстояниям от вершины начального конуса, и поэтому расчет на прочность зубьев конических зубчатых колес можно производить по любому поперечному сечению. Принято расчет зубьев конических зубчатых колес производить по среднему сечению, расположенному посередине длины зубьев.

На основании формул (2.9), (2.15) и (2.16) с учетом особенности геометрии конических зубчатых колес и после соответствующих преобразований получают формулу для проверочного расчета конических колес на контактную прочность:

для прямозубых колес

$$\sigma_H = \frac{335}{R_c - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H \sqrt{(u+1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (2.18)$$

для колес с круговыми зубьями

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H \sqrt{(u+1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.19)$$

где R_e – внешнее конусное расстояние, мм;

T_2 – крутящий момент на зубчатом колесе, Н · м;

K_H – коэффициент нагрузки, принимаемый таким же, как и для цилиндрических колес;

b – ширина зубчатого венца, мм;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес, МПа.

Для проектного расчета формулу проверочного расчета преобразуют. При этом учитывают, что основным габаритным размером для конических передач является внешний делительный диаметр колеса d_{e2} (мм). После преобразования получают:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - \Psi_{bR_e})^2 \Psi_{bR_e}}}, \quad (2.20)$$

где K_d – числовой коэффициент. Для прямозубых колес $K_d = 99$; для колес с круговыми зубьями $K_d = 86$;

Ψ_{bR_e} – коэффициент ширины шестерни по внешнему конусному расстоянию.

Открытые зубчатые передачи работают при плохой смазке, а в некоторых случаях при полном отсутствии ее. Это приводит к абразивному износу зубьев. В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивания поверхности не наблюдается, так как поверхностные слои истираются раньше, чем появляются трещины усталости. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении зубьев абразивными частицами (пыль, грунт, строительные материалы). В результате износа зубьев увеличиваются зазоры в зацеплении, искажается профиль зубьев, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. Прочность изношенных зубьев понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения. При этом увеличивается вероятность поломки зубьев. На основании этого расчет открытых зубчатых передач производится по напряжениям изгиба. Наибольшие напряжения изгиба действуют у основания ножки зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель (рис. 2.3). Здесь же имеет место концентрация напряжения. Результирующие напряжения σ_F определяются на растянутой стороне

зуба, так как в большинстве случаев именно здесь возникают трещины усталостного разрушения.

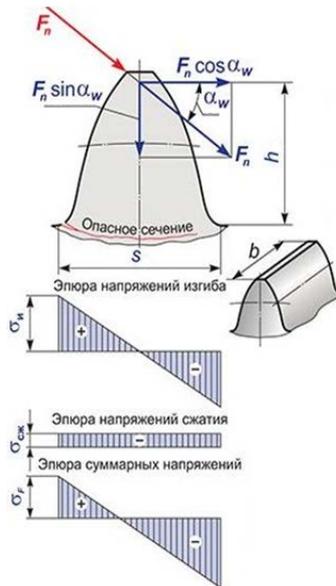


Рис. 2.3. Расчетная схема нагружения зуба прямозубого цилиндрического колеса

Результирующие напряжения σ_F (МПа) определяются по формуле

$$\sigma_F = \sigma_{из} - \sigma_{сж}, \quad (2.21)$$

где $\sigma_{из}$ – напряжения изгиба, МПа;

$\sigma_{сж}$ – напряжения сжатия, МПа.

После подстановки параметров зубьев и введения коэффициентов расчетной нагрузки получается формула для определения напряжений σ_F (МПа), которая используется для проверочного расчета цилиндрических прямозубых передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{bm} \leq [\sigma_F], \quad (2.22)$$

где F_t – окружная сила, Н;

K_F – коэффициент расчетной нагрузки;
 Y_F – коэффициент формы зуба, определяется в зависимости от числа зубьев;
 Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев;
 b – ширина зубчатого венца, мм;
 m – модуль зацепления, мм;
 $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

При проектировании открытых цилиндрических передач формулу (2.22) решают относительно модуля.

Формулу проектного расчета открытой цилиндрической передачи можно записать в следующем виде:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_F Y_\beta}{z \psi_{bm} [\sigma_F]}}, \quad (2.23)$$

где T – крутящий момент, Н · м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба;

z – число зубьев;

ψ_{bm} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля, определяемый по формуле $\psi_{bm} = b / m$;

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа.

Опыт эксплуатации зубчатых передач показывает, что усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев возникает только в закрытых передачах. Открытые передачи чаще всего выходят из строя в результате абразивного износа зубьев – истирающего действия различных посторонних частиц, попадающих в зацепление. По этой причине открытые зубчатые передачи не рассчитывают на контактную прочность, а рассчитывают лишь на изгиб зубьев.

При расчете конических зубчатых передач учитываются особенности геометрической формы зубьев и их нагружения. Размеры поперечного сечения зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса. Все поперечные сечения зуба геометрически подобны (рис. 2.4). Известно, что удельная нагрузка q распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает с вершиной делительного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба. Это позволяет вести расчет по любому се-

чению. На практике за расчетное принято среднее сечение зуба с нагрузкой q_m .

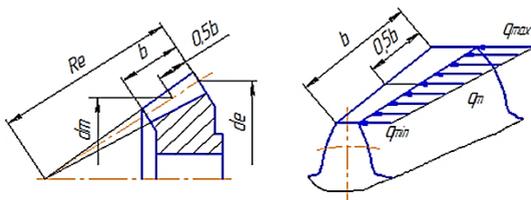


Рис. 2.4. Схема зуба конической прямозубой передачи

По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей напряжения изгиба σ_F (МПа) для конической передачи определяются по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_F], \quad (2.24)$$

где ϑ_F – коэффициент, учитывающий нагрузочную способность конической прямозубой передачи относительно цилиндрической по опытным данным. Принимается равным 0,85;

m – модуль в среднем нормальном сечении зуба, мм.

Формула (2.24) используется для проверочного расчета зубьев конической передачи по напряжениям изгиба. При проектировании открытых конических передач формулу (2.24) решают относительно модуля, производя ряд замен некоторых величин для удобства расчетов:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_F Y_\beta}{\vartheta_F z \psi_{bm} [\sigma_F]}}. \quad (2.25)$$

Литература: [4, 7, 11–13, 18].

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Последовательность расчета закрытых цилиндрических передач

1. Выбирается марка стали, вид заготовки, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса. Материалы для изготовления зубчатых колес и необходимую твердость выбирают в зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритам передачи. Основными материалами для производства колес являются термически обрабатываемые конструкционные углеродистые и легированные стали. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40X. Вид термообработки: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм. Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 3.1 и 3.2. Вид заготовки: поковка, прокат или литье. Литье следует выбирать при диаметре колеса более 500 мм.

Таблица 3.1. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес при термообработке «нормализация» и «улучшение» ($HB < 350$)

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_b , МПа	σ_t , МПа	Твердость HB	Термообработка
1	2	3	4	5	6
35	До 100	510	270	140...187	Нормализация
	100...300	490	260		
	300...500	470	240		
40	До 100	550	280	152...207	Нормализация
	100...300	530	270		
	300...500	510	260		
	100...300	700	400	192...228	Улучшение
45	До 100	590	300	170...217	Нормализация
	100...300	570	290		
	300...500	550	280		
	До 90	780	440	230...250	Улучшение
	90...120	730	390	210...220	
>130	690	340	200		
35X	До 60	940	740	190...240	Нормализация
	60...100	740	490		
	100...200	690	440		
	До 200	740	490	220...260	Улучшение
45X	До 100	850	650	230...280	Улучшение
	100...300	750	500	200...265	

1	2	3	4	5	6
40X	100...200	760	490	200...230	Нормализация
	200...300	740	490		
	До 120	930	690	250...285	Улучшение
	120...150	880	590	240...270	
150...180	830	540	230...255		
40XH	180...250	780	490	215...240	Улучшение
	До 150	930	690	265...295	
	150...180	880	590	250...280	
	180...250	835	540	235...265	

Таблица 3.2. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес при других видах термообработки

Марка стали	Твердость <i>HRC</i>	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45...55	Закалка
12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ	50...63	Цементация, закалка
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	56...63	Нитроцементация
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х	56...63	Азотирование
40Х, 40ХН, 35ХМ	45...63	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

2. Определяются допускаемые контактные напряжения.

Допускаемые контактные напряжения σ_H (МПа) определяют при проектировочном расчете по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа. Определяется по табл. 3.3;

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки. Для передач, у которых число циклов нагружения больше базового, можно принять $K_{HL} = 1,0$. Именно такой случай типичен для курсовых проектов;

$[S_H]$ – коэффициент безопасности. Для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$. Для колес при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1,2 \dots 1,3$.

Для цилиндрических прямозубых передач за расчетное значение принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Таблица 3.3. Значения предела выносливости при базовом числе циклов $\sigma_{Hlim b}$

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{Hlim b}$, МПа
Нормализация и улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2HB + 70$
Объемная закалка	$HRC 28...50$		$18HRC + 150$
Поверхностная закалка	$HRC 40...50$		$17HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$23HRC$
Азотирование	$HV 550...750$		1050

Для косозубых и шевронных передач за расчетное значение принимают условное допускаемое контактное напряжение σ_H (МПа), которое определяется по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2), \quad (3.2)$$

где $[\sigma_H]_1$ – расчетное допускаемое контактное напряжение для материала шестерни, МПа;

$[\sigma_H]_2$ – расчетное допускаемое контактное напряжение для материала колеса, МПа.

После определения условного допускаемого контактного напряжения следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{Hmin}], \quad (3.3)$$

где $[\sigma_{Hmin}]$ – минимальное допускаемое контактное напряжение для материала шестерни и колеса, МПа.

3. Определяется межосевое расстояние.

Геометрическим параметром передачи, определяемым проектным расчетом на контактную прочность, для цилиндрических передач является межосевое расстояние a_w (мм), которое определяется по формуле

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}, \quad (3.4)$$

где K_a – числовой коэффициент. Для прямозубых колес $K_a = 49,5$; для косозубых и шевронных передач $K_a = 43,0$;

u – передаточное отношение цилиндрической передачи;
 T_2 – крутящий момент на ведомом колесе, Н·м;
 $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. При проектировании закрытых зубчатых передач принимают значения $K_{H\beta}$ по табл. 3.4;
 $[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа;
 ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию.
 Знак «+» для передач внешнего зацепления, знак «-» – внутреннего зацепления.

Таблица 3.4. Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость $HВ$ поверхностей зубьев	
	≤ 350	> 350
Симметричное	1,00...1,15	1,05...1,25
Несимметричное	1,10...1,25	1,15...1,35
Консольное	1,20...1,35	1,25...1,45

Величину коэффициента ширины венца колеса ψ_{ba} выбирают из ряда стандартных чисел по ГОСТ 2185–66: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Для прямозубых колес рекомендуется ограничивать $\psi_{ba} \leq 0,25$; для косозубых предпочтительно принимать $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,63$; для шевронных передач выбирают из диапазона $\psi_{ba} = 0,40 \dots 0,63$; для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = 0,2(u + 1) / (u - 1)$.

Вычисленное значение межосевого расстояния a_w округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185–66: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 мм.

4. Определяется модуль.

Расчетный модуль зубчатого колеса или просто модуль m (мм) выбирают из интервала, согласовав его со стандартным значением по ГОСТ 9563–60 (табл. 3.5).

$$m = (0,01 \dots 0,02)a_w. \quad (3.5)$$

Для прямозубых колес стандартным модулем считают окружной модуль $m = m_i$; для косозубых колес стандартным модулем считают нормальный модуль $m = m_n$; для шевронных колес стандартным модулем

лем зацепления может быть как нормальный модуль $m = m_n$, так и окружной модуль $m = m_r$.

Таблица 3.5. Стандартные значения модулей m

1-й ряд	1,0	1,25	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0
2-й ряд	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	22,0

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

5. Определяется суммарное число зубьев.

Для прямозубых и шевронных колес со стандартным окружным модулем суммарное число зубьев определяется по формуле

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m_i}. \quad (3.6)$$

Для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем суммарное число зубьев устанавливается по формуле

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}, \quad (3.7)$$

где β – угол наклона линии зуба, град. Для косозубых колес $\beta = 8 \dots 16^\circ$; для шевронных колес $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Полученное значение суммарного числа зубьев округляют до целого числа.

6. Определяются числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни определяется по условию

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} \geq z_{1\min}, \quad (3.8)$$

где $z_{1\min}$ – минимальное число зубьев шестерни из условия отсутствия подрезания ножки зуба. Для прямозубых колес $z_{1\min} = 17$; для косозубых и шевронных колес $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Полученное значение числа зубьев шестерни округляют до ближайшего целого числа.

Число зубьев колеса определяется по формулам:

для внешнего зацепления

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1; \quad (3.9)$$

для внутреннего зацепления

$$z_2 = z_\Sigma + z_1. \quad (3.10)$$

7. Уточняется передаточное отношение.

По округленным значениям чисел зубьев шестерни и колеса уточняют передаточное отношение по формуле

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.11)$$

Отклонение уточненного передаточного отношения u_ϕ от принятого стандартного значения передаточного отношения u определяется по формуле

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100. \quad (3.12)$$

Уточненное передаточное отношение u_ϕ не должно отличаться от принятого стандартного значения передаточного отношения u более чем на 3 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.

8. Уточняется межосевое расстояние или значение угла наклона линии зуба.

Для прямозубых и шевронных колес со стандартным окружным модулем уточняется межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2)m_t. \quad (3.13)$$

Для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем уточняется значение угла наклона линии зуба:

$$\beta = \arccos \left(\frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} \right). \quad (3.14)$$

9. Определяются основные размеры шестерни и колеса.

9.1. Определяются делительные диаметры шестерни d_1 (мм) и колеса d_2 (мм):

для прямозубых и шевронных колес со стандартным окружным модулем и внешним зацеплением:

$$d_1 = m_t z_1; \quad (3.15)$$

$$d_2 = m_t z_2; \quad (3.16)$$

для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем и внешним зацеплением:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad (3.17)$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}. \quad (3.18)$$

9.2. Определяются диаметры окружностей вершин зубьев шестерни d_{a1} (мм) и колеса d_{a2} (мм):

для прямозубых колес со стандартным окружным модулем и внешним зацеплением:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t; \quad (3.19)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t; \quad (3.20)$$

для шевронных колес со стандартным окружным модулем и внешним зацеплением:

$$d_{a1} = m_t z_1 + 2m_n; \quad (3.21)$$

$$d_{a2} = m_t z_2 + 2m_n; \quad (3.22)$$

для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем и внешним зацеплением:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad (3.23)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n. \quad (3.24)$$

9.3. Определяются диаметры окружностей впадин зубьев шестерни d_{f1} (мм) и колеса d_{f2} (мм):

для прямозубых колес со стандартным окружным модулем и внешним зацеплением:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_t; \quad (3.25)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_t; \quad (3.26)$$

для шевронных колес со стандартным окружным модулем и внешним зацеплением:

$$d_{f1} = m_t z_1 - 2,5m_n; \quad (3.27)$$

$$d_{f2} = m_t z_2 - 2,5m_n; \quad (3.28)$$

для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем и внешним зацеплением:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; \quad (3.29)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n. \quad (3.30)$$

Для прямозубых колес с внутренним зацеплением диаметры (мм) шестерни и колеса определяются по следующим формулам:

– делительные диаметры:

$$d_1 = m_t z_1; \quad (3.31)$$

$$d_2 = m_t z_2; \quad (3.32)$$

– диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t; \quad (3.33)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m_t; \quad (3.34)$$

– диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_t; \quad (3.35)$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m_t. \quad (3.36)$$

9.4. Определяются ширины зубчатых колес b_1 (мм) и b_2 (мм):

$$b_2 = a_w \Psi_{ba}; \quad (3.37)$$

$$b_1 = b_2 + 5. \quad (3.38)$$

9.5. Определяется высота головки зуба h_a (мм):
для прямозубых колес

$$h_a = m_t; \quad (3.39)$$

для косозубых и шевронных колес

$$h_a = m_n. \quad (3.40)$$

9.6. Определяется высота ножки зуба h_f (мм):
для прямозубых колес

$$h_f = 1,25m_t; \quad (3.41)$$

для косозубых и шевронных колес

$$h_f = 1,25m_n. \quad (3.42)$$

9.7. Определяется высота зуба h (мм):
для прямозубых колес

$$h = h_a + h_f = 2,25m_t; \quad (3.43)$$

для косозубых и шевронных колес

$$h = h_a + h_f = 2,25m_n. \quad (3.44)$$

10. Определяется коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра:

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}. \quad (3.45)$$

11. Определяется окружная скорость v (м/с):

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.46)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, мин^{-1} .

12. Выбирается степень точности изготовления зубчатых колес (табл. 3.6).

Таблица 3.6. Степень точности изготовления зубчатых колес

Степень точности	Окружная скорость колес v , м/с			
	Прямозубая передача		Непрямозубая передача	
	цилиндрическая	коническая	цилиндрическая	коническая
6	До 20	До 12	До 30	До 20
7	До 12	До 8	До 20	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

13. Определяется коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям.

Коэффициент нагрузки определяется по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (3.47)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для цилиндрических прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,0$; для косозубых и шевронных колес выбирается в зависимости от окружной скорости v по табл. 3.7;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Выбирается в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца относительно диаметра ψ_{bd} и расположения колес по отношению к опорам по табл. 3.8;

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении. Выбирается в зависимости от окружной скорости v колес и степени точности их изготовления по табл. 3.9.

Таблица 3.7. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость колес v , м/с				
	До 1	5	10	15	20
6	1,00	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,10	1,16	–	–	–

Таблица 3.8. Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Ψ_{bd}	Твердость поверхности зубьев					
	$HB \leq 350$			$HB > 350$		
	1	2	3	1	2	3
0,4	1,15	1,04	1,00	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	–	1,21	1,06
1,0	–	1,11	1,04	–	1,29	1,09
1,2	–	1,15	1,05	–	1,36	1,12
1,4	–	1,18	1,07	–	–	1,16
1,6	–	1,22	1,09	–	–	1,21
1,8	–	1,25	1,11	–	–	–
2,0	–	1,30	1,14	–	–	–

Примечание. Данные, приведенные в столбце 1, относятся к передачам с коньковым расположением зубчатого колеса; 2 – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; 3 – к передачам с симметричным расположением.

Таблица 3.9. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Передача	Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Окружная скорость колес v , м/с						
			1	2	3	6	8	10	
Прямозубая	6	$HB \leq 350$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28	
		$HB > 350$	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18	
	7	$HB \leq 350$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36	
		$HB > 350$	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24	
	8	$HB \leq 350$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40	
		$HB > 350$	1,03	1,06	1,12	1,16	1,22	1,26	
	9	$HB \leq 350$	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	
		$HB > 350$	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32	
	Косозубая	6	$HB \leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
			$HB > 350$	1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7		$HB \leq 350$	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08	
		$HB > 350$	1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	
8		$HB \leq 350$	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08	
		$HB > 350$	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	
9		$HB \leq 350$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12	
		$HB > 350$	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	

14. Производится проверочный расчет передачи на контактную выносливость.

Действующие контактные напряжения σ_H (МПа) определяются по формулам:

для прямозубых колес

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (3.48)$$

для косозубых и шевронных колес

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.49)$$

Отклонение расчетного напряжения σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100. \quad (3.50)$$

Допускаются отклонения расчетного напряжения σ_H от допускаемого напряжения $[\sigma_H]$ от -15% до $+5\%$. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить материал, из которого изготовлены цилиндрические колеса, или их термическую обработку.

15. Определяются силы в зацеплении.

В цилиндрической передаче в зоне зацепления действует нормальная сила F_n , которая направлена по линии зацепления $N-N$. Эту силу раскладывают на составляющие. Для цилиндрической передачи с прямыми зубами составляющими нормальной силы F_n являются: окружные F_t и радиальные F_r силы (рис. 3.1, а). Для цилиндрической передачи с косозубыми колесами составляющими нормальной силы F_n являются: окружные F_t , осевые F_x и радиальные F_r силы (рис. 3.1, б).

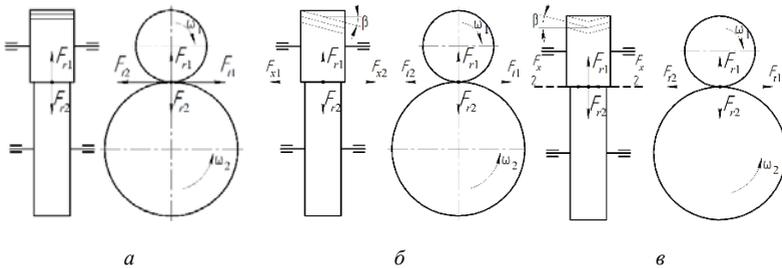


Рис. 3.1. Схема сил, действующих в цилиндрической передаче:

а – с прямыми зубами; б – с косозубыми колесами; в – с шевронными колесами

Для цилиндрической передачи с шевронными колесами составляющими нормальной силы F_n являются: окружные F_t , осевые F_x и радиальные F_r силы (рис. 3.1, в), но в передаче с шевронными колесами осевые силы F_x взаимно уравновешиваются и не передаются на валы и опоры ($F_x = 0$).

Окружные силы (Н)

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}. \quad (3.51)$$

Радиальные силы (Н)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (3.52)$$

где α – угол профиля зуборезного инструмента, град. Принимается равным 20° .

Осевые силы (Н)

$$F_{x1} = F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta. \quad (3.53)$$

В передаче с шевронными колесами осевая сила $F_x = 0$.

16. Производится проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующие напряжения изгиба σ_F (МПа) определяют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{bm} \leq [\sigma_F], \quad (3.54)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

Y_β – коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев;

b – ширина зубчатого венца, мм;

m – модуль зацепления, мм. Для прямозубых и шевронных колес со стандартным окружным модулем $m = m_t$; для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем $m = m_n$;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

Коэффициент нагрузки K_F определяют по следующей формуле:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (3.55)$$

где K_{Fa} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{Fa} = 1$; для косозубых и шевронных передач K_{Fa} определяют по формуле

$$K_{Fa} = \frac{4 + (k - 5)(\varepsilon_\alpha - 1)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (3.56)$$

здесь k – степень точности;

ε_α – коэффициент торцового перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.57)$$

Знак «+» для передач внешнего зацепления, знак «-» – внутреннего зацепления;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (табл. 3.10);

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении (табл. 3.11).

Таблица 3.10. Значения коэффициента $K_{F\beta}$

Ψ_{bd}	Твердость поверхности зубьев							
	$HB \leq 350$				$HB > 350$			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–
1,2	1,13	1,30	–	–	1,30	1,53	–	–
1,4	1,19	1,38	–	–	1,40	–	–	–
1,6	1,25	1,45	–	–	–	–	–	–
1,8	1,32	1,53	–	–	–	–	–	–

Примечание. Данные, приведенные в столбце 1, относятся к передачам с симметричным расположением зубчатого колеса относительно опор; 2 – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; 3 – к передачам с консольным расположением и установкой валов на шариковые подшипники; 4 – к передачам с консольным расположением и установкой валов на роликовые подшипники.

Таблица 3.11. Значения коэффициента $K_{F\beta}$

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Окружная скорость колес v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	$HB \leq 350$	1,06	1,18	1,32	1,50	1,64
	$HB > 350$	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20
7	$HB \leq 350$	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
	$HB > 350$	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
8	$HB \leq 350$	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
	$HB > 350$	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
9	$HB \leq 350$	1,11	1,33	1,56	1,90	–
	$HB > 350$	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35

Коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F , выбирают по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

Таблица 3.12. Значения коэффициента, учитывающего форму зуба Y_F

$z_{\text{эkv}}$	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяют по формулам:

$$z_{\text{эkv1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad (3.58)$$

$$z_{\text{эkv2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (3.59)$$

Коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев, определяется по следующей формуле:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}, \quad (3.60)$$

где β – угол наклона зубьев, град.

Методику выбора допускаемых напряжений изгиба, изложенную в ГОСТ 21354–75, для учебных целей можно существенно упростить и определять допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b}^0}{[S_F]}, \quad (3.61)$$

где $\sigma_{F\text{lim}b}^0$ – предел выносливости по напряжениям изгиба, МПа (табл. 3.13);

$[S_F]$ – коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности определяется по формуле

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'', \quad (3.62)$$

где $[S_F]'$ – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес (табл. 3.13);

$[S_F]''$ – коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес. Для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$; для проката $[S_F]'' = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]'' = 1,3$.

Таблица 3.13. Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{F\text{lim}b}^0$ и коэффициента безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F\text{lim}b}^0$	$[S_F]'$
		на поверхности	в сердцеvine		
35, 40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	HB 180...350		1,8HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	HRC 38...50		500...550	1,80
40XH, 40XH2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48...58	HRC 25...30	700	1,75
20XH, 20XH2М, 12XH2, 12XH3А	Цементация	HRC 57...63	–	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700...950	HRC 24...40	300 + 1,2HRC сердцевины	1,75

Расчет действующего напряжения изгиба следует вести для зубьев того из колес, для которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше. При одинаковых материалах и их механических характеристиках Y_F больше для шестерни, поэтому в этих случаях именно для зубьев шестерни и ведут расчет.

При проверочном расчете напряжения изгиба σ_F могут быть значительно меньше допускаемых $[\sigma_F]$, что допустимо, так как нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач ограничивается

контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma_F]$ свыше 5 %, то необходимо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и повторить проверочный расчет на выносливость при изгибе. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

3.2. Пример расчета закрытой цилиндрической прямозубой передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 131,5$ Н·м, крутящий момент на колесе $T_2 = 500$ Н·м, частота вращения шестерни $n_1 = 191,1$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 4,0$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 230$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 = 200$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (МПа) для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}.$$

Принимаем коэффициент безопасности для колес с термообработкой «улучшение» $[S_H] = 1,1$ (см. с. 34).

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{H \lim b1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{H \lim b2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{530 \cdot 1,0}{1,1} = 481,8 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{470 \cdot 1,0}{1,1} = 427,3 \text{ МПа}.$$

Для цилиндрических прямозубых передач за расчетное значение принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$. В данном расчете $[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = 427,3 \text{ МПа}$.

3. Определяем межосевое расстояние.

Геометрическим параметром передачи, определяемым проектным расчетом на контактную прочность, для цилиндрических передач является межосевое расстояние a_w (мм), которое вычисляем по формуле

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

Принимаем числовой коэффициент для прямозубых передач $K_a = 49,5$ (см. с. 35).

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,15$ (см. табл. 3.4).

Принимаем коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию из стандартного ряда с учетом рекомендаций $\psi_{ba} = 0,25$ (см. с. 36).

Тогда межосевое расстояние будет равно:

$$a_w = 49,5 \cdot (4,0 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{500 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{427,3^2 \cdot 4,0^2 \cdot 0,25}} = 228,5 \text{ мм}.$$

Вычисленное значение межосевого расстояния округляем до ближайшего стандартного значения (см. с. 36). Принимаем $a_w = 224 \text{ мм}$.

4. Определяем модуль.

Расчетный модуль зубчатого колеса или просто модуль m выбираем из интервала

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 224 = 2,24 \dots 4,48 \text{ мм}.$$

Согласовав его со стандартным рядом (см. табл. 3.5), принимаем окружной модуль зацепления $m = m_t = 4$ мм.

5. Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m_t} = \frac{2 \cdot 224}{4} = 112.$$

Полученное значение суммарного числа зубьев округляем до целого числа. Принимаем $z_{\Sigma} = 112$.

6. Определяем числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни определяем по условию

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} \geq z_{1 \min}.$$

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{112}{4+1} = 22,4 \geq z_{1 \min} = 17.$$

Полученное значение числа зубьев шестерни округляем до ближайшего целого числа. Принимаем $z_1 = 22$.

Число зубьев колеса определяем по формуле

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 112 - 22 = 90.$$

7. Уточняем передаточное отношение.

По округленным значениям чисел зубьев шестерни и колеса уточняем передаточное отношение по формуле

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{22} = 4,09.$$

Отклонение уточненного передаточного отношения u_{ϕ} от принятого стандартного значения передаточного отношения u определяем по формуле

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 = \frac{|4,09 - 4,0|}{4,0} \cdot 100 = 2,25 \% < 3 \%.$$

Условие выполнено.

8. Уточняем межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2)m_t = 0,5 \cdot (22 + 90) \cdot 4,0 = 224 \text{ мм.}$$

9. Определяем основные размеры шестерни и колеса.

9.1. Определяем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = m_t z_1 = 4,0 \cdot 22 = 88 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_t z_2 = 4,0 \cdot 90 = 360 \text{ мм.}$$

9.2. Определяем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t = 88 + 2 \cdot 4,0 = 96 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t = 360 + 2 \cdot 4,0 = 368 \text{ мм.}$$

9.3. Определяем диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_t = 80 - 2,5 \cdot 4,0 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_t = 360 - 2,5 \cdot 4,0 = 350 \text{ мм.}$$

9.4. Определяем ширины зубчатых шестерни и колеса:

$$b_2 = a_w \Psi_{ba} = 224 \cdot 0,25 = 56 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 56 + 5 = 61 \text{ мм.}$$

9.5. Определяем высоту головки зуба:

$$h_a = m_t = 4,0 \text{ мм.}$$

9.6. Определяем высоту ножки зуба:

$$h_f = 1,25m_t = 1,25 \cdot 4,0 = 5,0 \text{ мм.}$$

9.7. Определяем высоту зуба:

$$h = h_a + h_f = 4,0 + 5,0 = 9,0 \text{ мм.}$$

10. Определяем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{61}{88} = 0,69.$$

11. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 88 \cdot 191,1}{60 \cdot 10^3} = 0,88 \text{ м/с.}$$

12. Выбираем степень точности изготовления зубчатых колес.

Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 9$ (см. табл. 3.6).

13. Определяем коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,0$ (см. с. 42).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,025$ (см. табл. 3.8).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{H\nu} = 1,05$ (см. табл. 3.9).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_H = 1,0 \cdot 1,025 \cdot 1,05 = 1,076.$$

14. Производим проверочный расчет передачи на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi^2}} \leq [\sigma_H].$$

$$\sigma_H = \frac{310}{224} \cdot \sqrt{\frac{500 \cdot 10^3 \cdot 1,076 \cdot (4,09 + 1)^3}{56 \cdot 4,09^2}} = 380,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 427,3 \text{ МПа.}$$

Отклонение расчетного напряжения σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ определяется следующим образом:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{380,9 - 427,3}{427,3} \cdot 100 = -10,86 \%$$

Недогрузка составляет 10,86 %, что меньше допустимой недогрузки в 15 %. Условие выполнено.

15. Определяем силы, действующие в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи (см. рис. 3.1, *a*):

– окружные:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 500 \cdot 10^3}{360} = 2777,8 \text{ Н};$$

– радиальные:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 2777,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1011,0 \text{ Н}.$$

16. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующие напряжения изгиба определяем по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{bm} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки вычисляем по следующей формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha} = 1$ (см. с. 46).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,065$ (см. табл. 3.10).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,11$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 1,0 \cdot 1,065 \cdot 1,11 = 1,182.$$

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяем по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3 0} = 22;$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{90}{\cos^3 0} = 90.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба методом линейной интерполяции:

– для шестерни $Y_{F1} = 4,01$;

– для колеса $Y_{F2} = 3,605$.

Определяем коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев:

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

Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для принятой марки стали и термообработки определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности определяем по зависимости

$$[S_F] = [S_F]^{'} \cdot [S_F]^{''}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]' = 1,75$ (см. табл. 3.13).

Принимаем коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$ (см. с. 48).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{414}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{360}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

Определим соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{4,01} = 59,0 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,605} = 57,1 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, так как для него соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше, чем для шестерни.

Тогда действующее напряжение изгиба равняется:

$$\sigma_F = \frac{2777,8 \cdot 1,182 \cdot 3,605 \cdot 1,0}{56 \cdot 4,0} = 52,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 205,7 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

3.3. Пример расчета закрытой цилиндрической косозубой передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 49,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 119,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 967 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 2,5$, угол наклона линии зуба $\beta = 14^\circ$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 230$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 = 200$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые контактные напряжения для материала зубчатых колес.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ (МПа) определяем при проектировочном расчете по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL}}{[S_H]}.$$

Принимаем коэффициент безопасности для колес с термообработкой «улучшение» $[S_H] = 1,1$ (см. с. 34).

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{H \text{ limb1}} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{H \text{ limb2}} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{530 \cdot 1,0}{1,1} = 481,8 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{470 \cdot 1,0}{1,1} = 427,3 \text{ МПа.}$$

Для косозубых передач за расчетное значение принимаем условное допускаемое контактное напряжение, которое определяем по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (481,8 + 427,3) = 409,1 \text{ МПа.}$$

После определения условного допускаемого контактного напряжения следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot [\sigma_{H \min}].$$

$$409,1 \text{ МПа} \leq 1,23 \cdot 427,3 = 525,6 \text{ МПа.}$$

Условие выполнено.

3. Определяем межосевое расстояние.

Геометрическим параметром передачи, определяемым проектным расчетом на контактную прочность, для цилиндрических передач является межосевое расстояние a_w (мм), которое определяем по формуле

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

Принимаем числовой коэффициент для косозубых передач $K_a = 43,0$ (см. с. 35).

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,15$ (см. табл. 3.4).

Принимаем коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию из стандартного ряда с учетом рекомендаций $\psi_{ba} = 0,25$ (см. с. 36).

Тогда межосевое расстояние будет равно:

$$a_w = 43 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{119,5 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{409,1^2 \cdot 2,5^2 \cdot 0,25}} = 121,5 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение межосевого расстояния округляем до ближайшего стандартного значения (см. с. 36). Принимаем $a_w = 125$ мм.

4. Определяем модуль m .

Расчетный модуль зубчатого колеса или просто модуль m выбираем из интервала

$$m = (0,01...0,02)a_w = (0,01...0,02) \cdot 125 = 1,25...2,5 \text{ мм.}$$

Согласовав его со стандартным рядом (см. табл. 3.5), принимаем нормальный модуль зацепления $m = m_n = 2,0$ мм.

5. Определяем суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 14^\circ}{2,0} = 121,3.$$

Полученное значение суммарного числа зубьев округляем до целого числа. Принимаем $z_\Sigma = 121$.

6. Определяем числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни определяем по условию

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} \geq z_{1 \min}.$$

Минимальное число зубьев шестерни из условия отсутствия подрезания ножки зуба для косозубых колес определяем по формуле

$$z_{1 \min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 14^\circ = 15,53.$$

Принимаем $z_{1 \min} = 16$.

Тогда число зубьев шестерни будет равно:

$$z_1 = \frac{121}{2,5 + 1} = 34,57 \geq z_{1 \min} = 16.$$

Полученное значение числа зубьев шестерни округляем до ближайшего целого числа. Принимаем $z_1 = 35$.

Число зубьев колеса определяем по формуле

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 121 - 35 = 86.$$

7. Уточняем передаточное отношение.

По округленным значениям чисел зубьев шестерни и колеса уточняем передаточное отношение по формуле

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{86}{35} = 2,46.$$

Отклонение уточненного передаточного отношения u_{ϕ} от принятого стандартного значения передаточного отношения u определяем по формуле

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100 = \frac{|2,46 - 2,5|}{2,5} \cdot 100 = 1,6 \% < 3 \%.$$

Условие выполнено.

8. Уточняем значение угла наклона линии зуба:

$$\beta = \arccos \left(\frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{(35 + 86) \cdot 2}{2 \cdot 125} \right) = 14,53^{\circ}.$$

9. Определяем основные размеры шестерни и колеса.

9.1. Определяем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 35}{\cos 14,53^{\circ}} = 72,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 86}{\cos 14,53^{\circ}} = 177,7 \text{ мм}.$$

9.2. Определяем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 72,3 + 2 \cdot 2,0 = 76,3 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 177,7 + 2 \cdot 2,0 = 181,7 \text{ мм}.$$

9.3. Определяем диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 72,3 - 2,5 \cdot 2,0 = 67,3 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 177,7 - 2,5 \cdot 2,0 = 172,7 \text{ мм}.$$

9.4. Определяем ширины зубчатых колес b_1 и b_2 :

$$b_2 = a_w \Psi_{ba} = 125 \cdot 0,25 = 31,25 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 31,25 + 5 = 36,25 \text{ мм}.$$

9.5. Определяем высоту головки зуба:

$$h_a = m_n = 2,0 \text{ мм}.$$

9.6. Определяем высоту ножки зуба:

$$h_f = 1,25m_n = 1,25 \cdot 2,0 = 2,5 \text{ мм}.$$

9.7. Определяем высоту зуба:

$$h = h_a + h_f = 2,0 + 2,5 = 4,5 \text{ мм}.$$

10. Определяем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра:

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{36,25}{72,3} = 0,50.$$

11. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 72,3 \cdot 967}{60 \cdot 10^3} = 3,67 \text{ м/с}.$$

12. Выбираем степень точности изготовления зубчатых колес.

Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 9$ (см. табл. 3.6).

13. Определяем коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,16$ (см. табл. 3.7).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,01$ (см. табл. 3.8).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{H\nu} = 1,03$ (см. табл. 3.9).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_H = 1,16 \cdot 1,01 \cdot 1,03 = 1,207.$$

14. Производим проверочный расчет передачи на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi^2}} \leq [\sigma_H].$$

$$\sigma_H = \frac{270}{125} \cdot \sqrt{\frac{119,5 \cdot 10^3 \cdot 1,207 \cdot (2,46 + 1)^3}{31,25 \cdot 2,46^2}} = 383,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 409,1 \text{ МПа}.$$

Отклонение расчетного напряжения σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ определяем по формуле

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{383,9 - 409,1}{409,1} \cdot 100 = -6,2 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 6,2 %, что меньше допустимой недогрузки в 15 %. Условие выполнено.

15. Определяем силы, действующие в зацеплении цилиндрической косозубой передачи (см. рис. 3.1, б):

– окружные:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 119,5 \cdot 10^3}{177,7} = 1345,0 \text{ Н};$$

– радиальные:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1345,0 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14,53^\circ} = 505,7 \text{ Н};$$

– осевые:

$$F_{x1} = F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 1345,0 \cdot \operatorname{tg} 14,53^\circ = 348,6 \text{ Н}.$$

16. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующие напряжения изгиба определяем по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{bm} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки вычисляем по следующей формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Для косозубых колес коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, определяем по формуле

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

где k – степень точности, $k = 9$ (см. табл. 3.6);

ε_α – коэффициент торцового перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{35} + \frac{1}{86} \right) \right] \cdot \cos 14,53^\circ = 1,70.$$

Тогда коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, будет равен:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (9 - 5) \cdot (1,70 - 1)}{4 \cdot 1,70} = 1,0.$$

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,015$ (см. табл. 3.10).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,56$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 1,0 \cdot 1,015 \cdot 1,56 = 1,583.$$

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяем по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{35}{\cos^3 14,53^\circ} = 38,6;$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{86}{\cos^3 14,53^\circ} = 94,8.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба методом линейной интерполяции:

- для шестерни $Y_{F1} = 3,71$;
- для колеса $Y_{F2} = 3,605$.

Коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев, определяем по следующей формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{14,53}{140} = 0,896.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для выбранной стали и термообработки определяем по табл. 3.3:

- для шестерни

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности определяем по зависимости

$$[S_F] = [S_F]^{'} \cdot [S_F]^{''}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]^{'} = 1,75$ (см. табл. 3.13).

Принимаем коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]^{''} = 1,0$ (см. с. 48).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:
– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{414}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{360}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

Определим соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:
– для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,71} = 63,8 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,605} = 57,1 \text{ МПа}.$$

Расчет действующего напряжения изгиба следует вести для зубьев того из колес, для которого соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше. Дальнейший расчет ведем по колесу, так как для него данное соотношение меньше.

Тогда действующее напряжение изгиба будет равняться:

$$\sigma_F = \frac{1345,0 \cdot 1,583 \cdot 3,605 \cdot 0,896}{31,25 \cdot 2,0} = 110,0 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 205,7 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

3.4. Пример расчета закрытой цилиндрической шевронной передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 36,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 172,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 949 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 5,0$, угол наклона линии зуба $\beta = 30^\circ$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса:

– для шестерни принимаем материал сталь 40ХН, термообработка – поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, твердость зубьев шестерни $HRC_1 - 48$, вид заготовки – поковка (см. табл. 3.2);

– для колеса принимаем материал сталь 40ХН, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 - 260$, вид заготовки – поковка (см. табл. 3.1).

2. Определяем допускаемые контактные напряжения для материала зубчатых колес.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ (МПа) определяем при проектировочном расчете по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL}}{[S_H]}.$$

Принимаем коэффициент безопасности для шестерни с термообработкой «поверхностная закалка с нагревом ТВЧ» $[S_H] = 1,2$, а для колеса с термообработкой «улучшение» $[S_H] = 1,1$ (см. с. 34).

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{H \text{ limb1}} = 17HRC_1 + 200 = 17 \cdot 47 + 200 = 999 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{H \text{ limb2}} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{999 \cdot 1,0}{1,2} = 832,5 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{590 \cdot 1,0}{1,1} = 536,4 \text{ МПа}.$$

Для шевронных передач за расчетное значение принимаем условное допускаемое контактное напряжение, которое определяем по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (832,5 + 536,4) = 616,0 \text{ МПа.}$$

После определения условного допускаемого контактного напряжения следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot [\sigma_{H \min}].$$

$$616,0 \text{ МПа} \leq 1,23 \cdot 536,4 = 659,8 \text{ МПа.}$$

Условие выполнено.

3. Определяем межосевое расстояние.

Геометрическим параметром передачи, определяемым проектным расчетом на контактную прочность, для цилиндрических передач является межосевое расстояние a_w (мм), которое определяем по формуле

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

Принимаем числовой коэффициент для шевронных передач $K_a = 43,0$ (см. с. 35).

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,15$ (см. табл. 3.4).

Принимаем коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию из стандартного ряда с учетом рекомендаций $\psi_{ba} = 0,4$ (см. с. 36).

Тогда межосевое расстояние будет равно:

$$a_w = 43,0 \cdot (5,0 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{172,8 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{616,0^2 \cdot 5,0^2 \cdot 0,40}} = 96,5 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение межосевого расстояния округляем до ближайшего стандартного значения (см. с. 36). Принимаем $a_w = 100$ мм.

4. Определяем модуль m .

Расчетный модуль зубчатого колеса или просто модуль m выбираем из интервала

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100 = 1,0 \dots 2,0 \text{ мм.}$$

Согласовав его со стандартным рядом (см. табл. 3.5), принимаем нормальный модуль зацепления $m = m_n = 2,0$ мм.

5. Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 30^\circ}{2,0} = 86,6.$$

Полученное значение суммарного числа зубьев округляем до целого числа. Принимаем $z_{\Sigma} = 87$.

6. Определяем числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни определяем по условию

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} \geq z_{1 \min}.$$

Минимальное число зубьев шестерни из условия отсутствия подрезания ножки зуба для шевронных колес определяем по формуле

$$z_{1 \min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 30^\circ = 11,04.$$

Принимаем $z_{1 \min} = 11$.

Тогда число зубьев шестерни будет равно:

$$z_1 = \frac{87}{5,0 + 1} = 14,5 \geq z_{1 \min} = 11.$$

Полученное значение числа зубьев шестерни округляем до ближайшего целого числа. Принимаем $z_1 = 15$.

Число зубьев колеса определяем по формуле

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 87 - 15 = 72.$$

7. Уточняем передаточное отношение.

По округленным значениям чисел зубьев шестерни и колеса уточняем передаточное отношение по формуле

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{15} = 4,8.$$

Отклонение уточненного передаточного отношения u_{ϕ} от принятого стандартного значения передаточного отношения u определяем по формуле

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100 = \frac{|4,8 - 5,0|}{5,0} \cdot 100 = 4 \% \leq 4 \%$$

Условие выполнено.

8. Уточняем значение угла наклона линии зуба:

$$\beta = \arccos \left(\frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{(15 + 72) \cdot 2,0}{2 \cdot 100} \right) = 29,54^\circ.$$

9. Определяем основные размеры шестерни и колеса.

9.1. Определяем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 15}{\cos 29,54^\circ} = 34,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 72}{\cos 29,54^\circ} = 165,5 \text{ мм}.$$

9.2. Определяем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 34,5 + 2 \cdot 2,0 = 38,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 165,5 + 2 \cdot 2,0 = 169,5 \text{ мм}.$$

9.3. Определяем диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 34,5 - 2,5 \cdot 2,0 = 29,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 165,5 - 2,5 \cdot 2,0 = 160,5 \text{ мм}.$$

9.4. Определяем ширины зубчатых колес:

$$b_2 = a_w \psi_{ba} = 100 \cdot 0,40 = 40 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}.$$

9.5. Определяем высоту головки зуба:

$$h_a = m_n = 2,0 \text{ мм}.$$

9.6. Определяем высоту ножки зуба:

$$h_f = 1,25m_n = 1,25 \cdot 2,0 = 2,5 \text{ мм.}$$

9.7. Определяем высоту зуба:

$$h = h_a + h_f = 2,0 + 2,5 = 4,5 \text{ мм.}$$

10. Определяем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45}{34,5} = 1,30.$$

11. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 34,5 \cdot 949}{60 \cdot 10^3} = 1,71 \text{ м/с.}$$

12. Выбираем степень точности изготовления зубчатых колес.

Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 9$ (см. табл. 3.6).

13. Определяем коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,16$ (см. табл. 3.7).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,06$ (см. табл. 3.8).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{H\nu} = 1,03$ (см. табл. 3.9).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_H = 1,16 \cdot 1,06 \cdot 1,03 = 1,266.$$

14. Производим проверочный расчет передачи на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi^2}} \leq [\sigma_H].$$

$$\sigma_H = \frac{270}{100} \sqrt{\frac{172,8 \cdot 10^3 \cdot 1,266 \cdot (4,8 + 1)^3}{40 \cdot 4,8^2}} = 581,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 616 \text{ МПа}.$$

Отклонение расчетного напряжения σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ определяем по формуле

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{581,1 - 616,0}{616,0} \cdot 100 = -5,67 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 5,67 %, что меньше допустимой недогрузки в 15 %. Условие выполнено.

15. Определяем силы, действующие в зацеплении цилиндрической шевронной передачи (см. рис. 3.1, в):

– окружные:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 172,8 \cdot 10^3}{165,5} = 2088,2 \text{ Н};$$

– радиальные:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2088,2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 29,54^\circ} = 873,6 \text{ Н}.$$

В передаче с шевронными колесами осевая сила $F_x = 0$.

16. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующие напряжения изгиба определяем по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки вычисляем по следующей формуле:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Для косозубых колес коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, определяем по формуле

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

где k – степень точности, $k = 9$ (см. табл. 3.6);

ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{72} \right) \right] \cdot \cos 29,54^{\circ} = 1,41.$$

Тогда коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, будет равен:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (9 - 5) \cdot (1,41 - 1)}{4 \cdot 1,41} = 1,0.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,16$ (см. табл. 3.10).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,33$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 1,0 \cdot 1,16 \cdot 1,33 = 1,543.$$

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяем по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 29,54^{\circ}} = 22,8;$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{72}{\cos^3 29,54^{\circ}} = 109,3.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба:

– для шестерни методом линейной интерполяции $Y_{F1} = 3,98$;

– для колеса $Y_{F2} = 3,60$.

Коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев, определяем по следующей формуле:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{29,54}{140} = 0,789.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для данной стали и термообработки определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ lim } b1} = 700 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F \text{ lim } b2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности определяем по следующей зависимости:

$$[S_F] = [S_F]^{'} \cdot [S_F]^{''}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]^{'} = 1,75$ (см. табл. 3.13).

Принимаем коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]^{''} = 1,0$ (см. с. 48).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{700}{1,75} = 400 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{468}{1,75} = 267,4 \text{ МПа}.$$

Определим соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{400}{3,98} = 100,5 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{267,4}{3,6} = 74,3 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, так как для него данное соотношение меньше.

Тогда действующее напряжение изгиба будет равняться:

$$\sigma_F = \frac{2088,2 \cdot 1,543 \cdot 3,6 \cdot 0,789}{40 \cdot 2,0} = 114,4 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 267,4 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

3.5. Последовательность расчета открытых цилиндрических передач

1. Выбирается марка стали, вид заготовки, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40Х. Вид термообработки: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм. Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 3.1 и 3.2. Вид заготовки: поковка, прокат или литье. Литье следует выбирать при диаметре колеса более 500 мм.

2. Определяются допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для шестерни (при одинаковом виде термообработки шестерни и колеса и разности твердости зубьев их на 15...30 единиц *НВ* наименее прочным на изгиб является зуб шестерни):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]}, \quad (3.63)$$

где $\sigma_{F \text{ lim } b}$ – предел выносливости по напряжениям изгиба (см. табл. 3.3), МПа;

K_{FL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки. Для передач, у которых число циклов нагружения больше базового, можно принять $K_{FL} = 1$;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи. Для реверсивных передач $K_{FC} = 0,75$, а для нереверсивных – $K_{FC} = 1$;

$[S_F]$ – коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности вычисляется по формуле (3.62).

3. Определяются числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни z_1 принимается из условия $z_1 > z_{\min}$. Для прямозубых передач $z_{\min} = 17$; для косозубых – $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$. Рекомендуется принимать $z_1 = 18 \dots 24$.

Число зубьев колеса определяется по формуле

$$z_2 = z_1 u, \quad (3.64)$$

где u – передаточное отношение.

4. Определяется модуль m (мм):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_F Y_\beta}{z \psi_{bm} [\sigma_F]}}, \quad (3.65)$$

где T – крутящий момент, Н · м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. На предварительном этапе следует принимать $K_{F\beta} = 1,25 \dots 1,35$;

Y_F – коэффициент формы зуба;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

z – число зубьев;

ψ_{bm} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля, определяемый по формуле $\psi_{bm} = b / m$. Следует принимать из диапазона $\psi_{bm} = 6 \dots 15$;

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа.

Коэффициент, учитывающий форму зуба, Y_F выбирают по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяют по формулам (3.58) и (3.59).

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев, определяется по формуле (3.60).

Расчет формулы (3.65) ведется по тому элементу зубчатого зацепления, у которого соотношение $[\sigma]_F / Y_F$ меньше.

Для прямозубых колес стандартным модулем считают окружной модуль $m = m_s$; для косозубых колес – нормальный модуль $m = m_n$.

Величину модуля m следует выбирать по ГОСТ из табл. 3.5.

5. Определяются основные размеры шестерни и колеса.

5.1. Определяются делительные диаметры шестерни и колеса:

для прямозубых колес – по формулам (3.15) и (3.16);

для косозубых колес – по формулам (3.17) и (3.18).

5.2. Определяются диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых колес – по формулам (3.19) и (3.20);

для косозубых колес – по формулам (3.23) и (3.24).

5.3. Определяются диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых колес – по формулам (3.25) и (3.26);

для косозубых колес – по формулам (3.29) и (3.30).

5.4. Определяются ширины зубчатых колеса b_2 (мм) и шестерни b_1 (мм):

$$b_2 = m\psi_{bm}; \quad (3.66)$$

$$b_1 = b_2 + 5. \quad (3.67)$$

5.5. Определяется высота головки зуба:

для прямозубых колес – по формуле (3.39);

для косозубых колес – по формуле (3.40).

5.6. Определяется высота ножки зуба:

для прямозубых колес – по формуле (3.41);

для косозубых колес – по формуле (3.42).

5.7. Определяется высота зуба:

для прямозубых колес – по формуле (3.43);

для косозубых колес – по формуле (3.44).

6. Определяется межосевое расстояние a (мм):

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (3.68)$$

7. Определяется коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра ψ_{bd} по формуле (3.45).

8. Определяется окружная скорость v по формуле (3.46).
9. Выбирается степень точности изготовления зубчатых колес по табл. 3.6.
10. Определяется действующее напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot 10^3 K_F Y_F Y_{\beta}}{dbm} \leq [\sigma_F], \quad (3.69)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба, определяемый по формуле (3.55).

При расчете действующего напряжения изгиба допускаются отклонения расчетного напряжения σ_F от допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ от -15% до $+5\%$.

11. Определяются силы в зацеплении:

для прямозубых колес (см. рис. 3.1, *a*) – окружные и радиальные силы по формулам (3.51) и (3.52) соответственно;

для косозубых колес (см. рис. 3.1, *б*) – окружные, радиальные и осевые силы по формулам (3.51), (3.52) и (3.53) соответственно.

3.6. Пример расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 201,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 594,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 212,5 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 3,15$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 280$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 = 260$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для выбранной стали и термообработки «улучшение» определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки, $K_{FL} = 1$ (см. с. 75).

Принимаем для неререверсивных передач коэффициент, учитывающий реверсивность передачи, $K_{FC} = 1$ (см. с. 75).

Коэффициент безопасности определяем по зависимости

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]' = 1,75$ (см. табл. 3.13).

Принимаем коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$ (см. с. 48).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 288 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 267,4 \text{ МПа}.$$

3. Находим числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни, согласно рекомендациям (см. с. 75), принимаем равным $z_1 = 20$.

Число зубьев колеса определяем по формуле

$$z_2 = 20 \cdot 3,15 = 63.$$

Полученное значение числа зубьев колеса округляем до ближайшего целого числа. Принимаем $z_2 = 63$.

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяем по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 0} = 20;$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{63}{\cos^3 0} = 63.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба:

– для шестерни $Y_{F1} = 4,09$;

– для колеса методом линейной интерполяции $Y_{F2} = 3,62$.

Определяем соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{288}{4,09} = 70,4 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{267,4}{3,62} = 73,9 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем по шестерне, так как для нее данное соотношение меньше.

4. Определяем модуль зацепления m (мм):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_{F1} Y_{\beta}}{z_1 \psi_{bm} [\sigma_F]_1}}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба для консольного расположения колес, $K_{F\beta} = 1,35$ (см. с. 75).

Принимаем коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля $\psi_{bm} = 6$ (см. с. 75).

Определяем коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев:

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

Тогда модуль зацепления будет равен:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 201,2 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 4,09}{20 \cdot 6 \cdot 288}} = 4,0 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (см. табл. 3.5), принимаем окружной модуль зацепления $m = m_t = 4,0$ мм.

5. Определяем основные размеры шестерни и колеса.

5.1. Определяем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = m_t z_1 = 4,0 \cdot 20 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_t z_2 = 4,0 \cdot 63 = 252 \text{ мм.}$$

5.2. Определяем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t = 80 + 2 \cdot 4,0 = 88 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t = 252 + 2 \cdot 4,0 = 260 \text{ мм.}$$

5.3. Определяем диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_t = 80 - 2,5 \cdot 4,0 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_t = 252 - 2,5 \cdot 4,0 = 242 \text{ мм.}$$

5.4. Определяем ширины зубчатых шестерни и колеса:

$$b_2 = m\psi_{bm} = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 24 + 5 = 29 \text{ мм.}$$

5.5. Определяем высоту головки зуба:

$$h_a = m_t = 4,0 \text{ мм.}$$

5.6. Определяем высоту ножки зуба:

$$h_f = 1,25m_t = 1,25 \cdot 4,0 = 5,0 \text{ мм.}$$

5.7. Определяем высоту зуба:

$$h = h_a + h_f = 4,0 + 5,0 = 9,0 \text{ мм.}$$

6. Рассчитываем межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 252}{2} = 166 \text{ мм.}$$

7. Вычисляем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{29}{80} = 0,36.$$

8. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 212,5}{60 \cdot 10^3} = 0,89 \text{ м/с.}$$

9. Выбираем степень точности изготовления зубчатых колес.

Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 9$ (см. табл. 3.6).

10. Производим проверку по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F Y_{F1} Y_\beta}{d_1 b_1 m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент расчетной нагрузки K_F определяем по формуле

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{Fa} = 1$ (см. с. 46).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба с консольным расположением шестерни относительно опор и установкой валов на шариковые подшипники, $K_{F\beta} = 1,33$ (см. табл. 3.10).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,11$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 1,0 \cdot 1,33 \cdot 1,11 = 1,476.$$

Рабочее напряжение изгиба составляет:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 201,2 \cdot 10^3 \cdot 1,476 \cdot 4,09 \cdot 1,0}{80 \cdot 29 \cdot 4,0} = 261,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 288 \text{ МПа}.$$

Определяем отклонение рабочего напряжения изгиба σ_F от допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]$:

$$\delta = \frac{\sigma_F - [\sigma_F]_1}{[\sigma_F]_1} \cdot 100 = \frac{261,8 - 288}{288} \cdot 100 = -9,1 \%$$

Недогрузка составляет 9,1 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \%$. Следовательно, материал передачи принят верно.

11. Определяем силы в зацеплении (см. рис. 3.1, а):

– окружные:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 594,9 \cdot 10^3}{252} = 4721,4 \text{ Н};$$

– радиальные:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha = 4721,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1718,5 \text{ Н}.$$

3.7. Пример расчета открытой цилиндрической косозубой передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 136,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 523,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 738 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 4,0$, угол наклона зубьев $\beta = 12^\circ$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 280$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 = 260$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для выбранной стали и термообработки «улучшение» определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки, $K_{FL} = 1$ (см. с. 75).

Принимаем для нереверсивных передач коэффициент, учитывающий реверсивность передачи, $K_{FC} = 1$ (см. с. 75).

Коэффициент безопасности определяем по зависимости

$$[S_F] = [S_F]^{I'} \cdot [S_F]^{II'}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]^{I'} = 1,75$ (см. табл. 3.13).

Принимаем коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]^{II'} = 1,0$ (см. с. 48).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 288 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 267,4 \text{ МПа}.$$

3. Находим числа зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев шестерни, согласно рекомендациям (см. с. 75), принимаем равным $z_1 = 20$.

Число зубьев колеса определяем по формуле

$$z_2 = 22 \cdot 4,0 = 88.$$

Полученное значение числа зубьев колеса округляем до ближайшего целого числа. Принимаем $z_2 = 88$.

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяем по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 12^\circ} = 23,5;$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{88}{\cos^3 12^\circ} = 94,0.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба методом линейной интерполяции:

– для шестерни $Y_{F1} = 3,96$;

– для колеса $Y_{F2} = 3,604$.

Определяем соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{288}{3,96} = 72,9 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{267,4}{3,604} = 74,2 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем по шестерне, так как для нее данное соотношение меньше.

4. Определяем модуль зацепления m (мм):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_{F1} Y_\beta}{z_1 \Psi_{bm} [\sigma_F]_1}}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба для консольного расположения колес, $K_{F\beta} = 1,35$ (см. с. 75).

Принимаем коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля $\psi_{bm} = 8$ (см. с. 75).

Определяем коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{12}{140} = 0,91.$$

Тогда модуль зацепления будет равен:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 136,2 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,96 \cdot 0,91}{22 \cdot 8 \cdot 288}} = 2,97 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (см. табл. 3.5), принимаем нормальный модуль зацепления $m = m_n = 3,0$ мм.

5. Определяем основные размеры шестерни и колеса.

5.1. Определяем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3,0 \cdot 22}{\cos 12^\circ} = 67,5 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3,0 \cdot 88}{\cos 12^\circ} = 269,9 \text{ мм.}$$

5.2. Определяем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 67,5 + 2 \cdot 3,0 = 73,5 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 269,9 + 2 \cdot 3,0 = 275,9 \text{ мм.}$$

5.3. Определяем диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 67,5 - 2,5 \cdot 3,0 = 60,0 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 269,9 - 2,5 \cdot 3,0 = 262,4 \text{ мм.}$$

5.4. Определяем ширины зубчатых шестерни и колеса:

$$b_2 = m\psi_{bm} = 3,0 \cdot 8 = 24 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 24 + 5 = 29 \text{ мм}.$$

5.5. Определяем высоту головки зуба:

$$h_a = m_n = 3,0 \text{ мм}.$$

5.6. Определяем высоту ножки зуба:

$$h_f = 1,25m_n = 1,25 \cdot 3,0 = 3,75 \text{ мм}.$$

5.7. Определяем высоту зуба:

$$h = h_a + h_f = 3,0 + 3,75 = 6,75 \text{ мм}.$$

6. Рассчитываем межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{67,5 + 269,9}{2} = 168,7 \text{ мм}.$$

7. Определяем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{29}{67,5} = 0,43.$$

8. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 67,5 \cdot 738}{60 \cdot 10^3} = 2,61 \text{ м/с}.$$

9. Выбираем степень точности изготовления зубчатых колес.

Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 9$ (см. табл. 3.6).

10. Производим проверку по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F Y_{F1} Y_\beta}{d_1 b_1 m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент расчетной нагрузки K_F определяем по формуле

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$$

Для косозубых колес коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, определяем по формуле

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

где k – степень точности, $k = 9$ (см. табл. 3.6);

ε_α – коэффициент торцового перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{88} \right) \right] \cdot \cos 12^\circ = 1,66.$$

Тогда коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, будет равен:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (9 - 5) \cdot (1,66 - 1)}{4 \cdot 1,66} = 1,0.$$

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба с консольным расположением шестерни относительно опор и установкой валов на роликовые подшипники, $K_{F\beta} = 1,24$ (см. табл. 3.10).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,29$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент расчетной нагрузки будет равен:

$$K_F = 1,0 \cdot 1,24 \cdot 1,29 = 1,60.$$

Рабочее напряжение изгиба составляет:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 136,2 \cdot 10^3 \cdot 1,60 \cdot 3,96 \cdot 0,91}{67,5 \cdot 29 \cdot 3,0} = 267,4 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 288 \text{ МПа}.$$

Определяем отклонение рабочего напряжения изгиба σ_F от допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]$:

$$\delta = \frac{\sigma_F - [\sigma_F]_1}{[\sigma_F]_1} \cdot 100 = \frac{267,4 - 288}{288} \cdot 100 = -7,1 \%$$

Недогрузка составляет 7,1 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \%$. Следовательно, материал передачи принят верно.

11. Определяем силы в зацеплении (см. рис. 3.1, б):

– окружные:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 523,2 \cdot 10^3}{269,9} = 3877,0 \text{ Н};$$

– радиальные:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3877,0 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ} = 1442,6 \text{ Н};$$

– осевые:

$$F_{x_1} = F_{x_2} = F_t \operatorname{tg} \beta = 3877,0 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 824,1 \text{ Н}.$$

Литература: [4, 7, 11, 13, 14, 18].

4. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Последовательность расчета закрытых конических передач

1. Выбирается марка стали, вид заготовки, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса. Материалы для изготовления зубчатых колес и необходимую твердость выбирают в зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритам передачи. Основными материалами для производства колес являются термически обрабатываемые конструкционные углеродистые и легированные стали. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40X. Вид термообработки: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм. Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 3.1 и 3.2. Вид заготовки: поковка, прокат или литье. Литье следует выбирать при диаметре колеса более 500 мм.

2. Определяются допускаемые контактные напряжения.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (МПа) определяют при проектировочном расчете по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (4.1)$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа. Определяется по табл. 3.3;

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки. Для передач, у которых число циклов нагружения больше базового, можно принять $K_{HL} = 1,0$. Именно такой случай типичен для курсовых проектов;

$[S_H]$ – коэффициент безопасности. Для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$. Для колес при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1,2 \dots 1,3$.

Для конических прямозубых передач за расчетное значение принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Для передач с круговыми зубьями за расчетное значение принимают условное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ (МПа), которое определяется по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2), \quad (4.2)$$

где $[\sigma_H]_1$ – расчетное допускаемое контактное напряжение для материала шестерни, МПа;

$[\sigma_H]_2$ – расчетное допускаемое контактное напряжение для материала колеса, МПа.

После определения условного допускаемого контактного напряжения следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H \min}], \quad (4.3)$$

где $[\sigma_{H \min}]$ – минимальное допускаемое контактное напряжение для материала шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа.

3. Определяется внешний делительный диаметр колеса d_{e2} (мм):

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}, \quad (4.4)$$

где K_d – числовой коэффициент. Для прямозубых колес $K_d = 99$; для колес с круговыми зубьями $K_d = 86$;

T_2 – крутящий момент на ведомом колесе, Н · м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. При проектировании закрытых зубчатых передач принимают значения $K_{H\beta}$ по табл. 3.4;

u – передаточное отношение конической передачи;

$[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа;

ψ_{bRe} – коэффициент ширины зубчатого венца. При проектировании редукторов со стандартными параметрами рекомендуется принимать $\psi_{bRe} \leq 0,3$.

Вычисленное значение внешнего делительного диаметра колеса округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 12289–76, мм: 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.

4. Находим углы делительных конусов конических колес:

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (4.5)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (4.6)$$

5. Определяются числа зубьев шестерни и колеса. Минимальное число зубьев шестерни для конических прямозубых колес определяют по формуле

$$z_{1 \min} \geq 17 \cos \delta_1. \quad (4.7)$$

Минимальное число зубьев шестерни для конических колес с круговым зубом определяют по формуле

$$z_{1 \min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta, \quad (4.8)$$

где β – средний угол наклона зуба. Рекомендуется для конических передач с круговыми зубьями принимать средний угол наклона зуба от 30° до 40° .

Рекомендуется выбирать число зубьев шестерни $z_1 \approx 18 \dots 32$.

Число зубьев колеса определяют по зависимости

$$z_2 = z_1 u. \quad (4.9)$$

6. Уточняется передаточное отношение. По округленным значениям чисел зубьев шестерни и колеса уточняют передаточное отношение по формуле

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.10)$$

Отклонение уточненного передаточного отношения от принятого стандартного значения его определяется по формуле

$$u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100. \quad (4.11)$$

Уточненное передаточное отношение u_ϕ не должно отличаться от принятого стандартного значения передаточного отношения u более чем на 3 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.

7. Определяются основные геометрические размеры шестерни и колеса.

7.1. Определяется модуль зацепления:

для колес с прямыми зубьями – окружной модуль m_e (мм):

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}; \quad (4.12)$$

для колес с круговыми зубьями – внешний торцовый модуль m_e (мм):

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}. \quad (4.13)$$

По технологическому процессу нарезания конических колес стандартизация окружного модуля и внешнего торцового модуля не обязательна.

7.2. Определяется внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} (мм):
для колес с прямыми зубьями

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad (4.14)$$

для колес с круговыми зубьями

$$d_{e1} = m_{te} z_1. \quad (4.15)$$

7.3. Определяется внешнее конусное расстояние R_e (мм):
для колес с прямыми зубьями

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (4.16)$$

для колес с круговыми зубьями

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (4.17)$$

7.4. Находится длина зуба b (мм):

$$b = \Psi_{bR_e} R_e. \quad (4.18)$$

Для колес с круговыми зубьями необходимо, чтобы выполнялось условие

$$b \leq 10m_{te}. \quad (4.19)$$

7.5. Определяется средний делительный диаметр шестерни d_1 (мм):

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1. \quad (4.20)$$

7.6. Определяется коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра Ψ_{bd} (мм):

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_1}. \quad (4.21)$$

7.7. Находится среднее конусное расстояние R (мм):

$$R = R_e - 0,5b. \quad (4.22)$$

7.8. Находится средний окружной модуль (мм):
для колес с прямыми зубьями

$$m = \frac{d_1}{z_1}; \quad (4.23)$$

для колес с круговыми зубьями

$$m_n = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right) \cos \beta. \quad (4.24)$$

7.9. Определяется средний делительный диаметр колеса d_2 (мм):
для колес с прямыми зубьями

$$d_2 = m z_2; \quad (4.25)$$

для колес с круговыми зубьями

$$d_2 = m_n z_2. \quad (4.26)$$

7.10. Определяется внешняя высота зуба шестерни h_{e1} (мм) и колеса h_{e2} (мм):

для колес с прямыми зубьями

$$h_{e1} = h_{e2} = 2,2m_e; \quad (4.27)$$

для колес с круговыми зубьями

$$h_{e1} = h_{e2} = 2m_{te} (\cos \beta + 0,1). \quad (4.28)$$

7.11. Определяется внешняя высота головки зуба шестерни h_{ae1} (мм) и колеса h_{ae2} (мм):

для колес с прямыми зубьями

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_e; \quad (4.29)$$

для колес с круговыми зубьями:

– для шестерни

$$h_{ae1} = m_{te} \cos \beta (1 + x_1), \quad (4.30)$$

где x_1 – коэффициент радиального смещения у шестерни, определяемый по формуле

$$x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta}{z_1}}; \quad (4.31)$$

– для колеса

$$h_{ae2} = 2m_{te} \cos \beta - h_{ae1}. \quad (4.32)$$

7.12. Определяется внешняя высота ножки зуба шестерни h_{fe1} (мм) и колеса h_{fe2} (мм):

для колес с прямыми зубьями

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2m_e; \quad (4.33)$$

для колес с круговыми зубьями:

– для шестерни

$$h_{fe1} = h_{e1} - h_{ae1}; \quad (4.34)$$

– для колеса

$$h_{fe2} = h_{e2} - h_{ae2}. \quad (4.35)$$

7.13. Определяется угол ножки зуба:

для колес с прямыми зубьями

$$\theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e}; \quad (4.36)$$

для колес с круговыми зубьями:

– для шестерни

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e}; \quad (4.37)$$

– для колеса

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e}. \quad (4.38)$$

7.14. Определяются внешние диаметры (по вершинам зубьев) шестерни d_{ae1} (мм) и колеса d_{ae2} (мм):

для колес с прямыми зубьями:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1; \quad (4.39)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2; \quad (4.40)$$

для колес с круговыми зубьями:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1; \quad (4.41)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2. \quad (4.42)$$

8. Определяется средняя окружная скорость колес v (м/с) и назначается степень точности изготовления зубчатых колес:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (4.43)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, мин^{-1} .

В зависимости от средней окружной скорости колес по табл. 3.6 назначают степень точности изготовления зубчатых колес.

9. Определяется коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (4.44)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для конических прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$; для конических колес с круговыми зубьями принимается по табл. 3.7 так же, как и для цилиндрических косозубых колес;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Выбирается в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца относительно диаметра ψ_{bd} и расположения колес по отношению к опорам по табл. 3.8;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении. Выбирается в зависимости от окружной скорости колес и степени точности их изготовления по табл. 3.9. Для конической передачи с круговыми зубьями выбирается так же, как и для цилиндрической косозубой передачи.

10. Производится проверочный расчет передачи на контактную выносливость:

для передачи с прямыми зубьями – по формуле

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H \sqrt{(u_\phi^2 + 1)^3}}{bu_\phi^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (4.45)$$

для передачи с круговыми зубьями – по формуле

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H \sqrt{(u_\phi^2 + 1)^3}}{bu_\phi^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.46)$$

Затем определяется отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений по формуле

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100. \quad (4.47)$$

Допускаются отклонения расчетного напряжения от допускаемого напряжения от –15 % до +5 %. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить материал, из которого изготовлены конические колеса, или их термическую обработку.

11. Определяются силы, действующие в зацеплении конической передачи:

для передачи с прямыми зубьями (рис. 4.1):

– окружные силы (H)

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \quad (4.48)$$

– радиальная на шестерне, равная осевой на колесе (H),

$$F_{r1} = F_{x2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (4.49)$$

– осевая на шестерне, равная радиальной на колесе (H),

$$F_{x1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad (4.50)$$

для передачи с круговыми зубьями (рис. 4.2):

– окружные силы (H)

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \quad (4.51)$$

– осевая на шестерне (H)

$$F_{x1} = F_{t1} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} + \operatorname{tg} \beta \cos \delta_1 \right); \quad (4.52)$$

– осевая на колесе (H)

$$F_{x2} = F_{t2} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \cos \delta_2 \right); \quad (4.53)$$

– радиальная на шестерне (H)

$$F_{r1} = F_{t1} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} + \operatorname{tg} \beta \sin \delta_1 \right); \quad (4.54)$$

– радиальная на колесе (H)

$$F_{r2} = F_{t2} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \delta_2}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \sin \delta_2 \right). \quad (4.55)$$

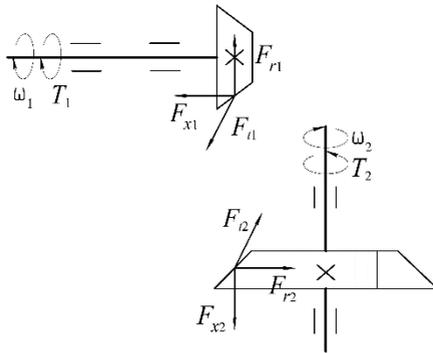


Рис. 4.1. Схема сил, действующих в зацеплении конической прямозубой передачи

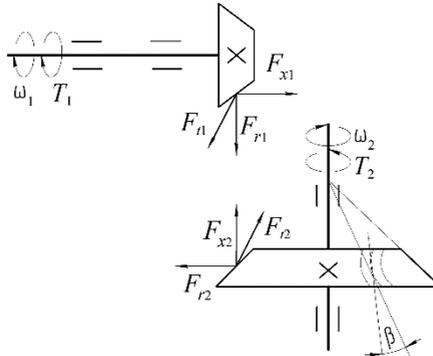


Рис. 4.2. Схема сил, действующих в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями

12. Производится проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующее напряжение изгиба σ_F (МПа) для конической передачи с прямыми зубьями определяется по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_F], \quad (4.56)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

ϑ_F – опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической. Принимается равным 0,85;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

Коэффициент расчетной нагрузки определяется по следующей формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (4.57)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес принимается $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Принимается по табл. 3.10;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении. Принимается по табл. 3.11.

Коэффициент, учитывающий форму зуба, Y_F выбирают по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяется по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad (4.58)$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos \delta_1}. \quad (4.59)$$

Определяются допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b}^0}{[S_F]}, \quad (4.60)$$

где $\sigma_{F\text{lim}b}^0$ – предел выносливости по напряжениям изгиба, МПа;

$[S_F]$ – коэффициент безопасности.

Предел выносливости по напряжениям изгиба для данной стали и термообработки находится по табл. 3.13.

Коэффициент безопасности определяется по зависимости

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' , \quad (4.61)$$

где $[S_F]'$ – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес. Принимается по табл. 3.13;

$[S_F]''$ – коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес. Для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$; для проката $[S_F]'' = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]'' = 1,3$.

Расчет действующего напряжения изгиба следует вести для зубьев того из колес, для которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше. При одинаковых материалах и их механических характеристиках Y_F больше для шестерни, поэтому в этих случаях именно для зубьев шестерни и ведут расчет.

Действующее напряжение изгиба для конической передачи с круговыми зубьями определяется по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m_n} \leq [\sigma_F] , \quad (4.62)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;

Y_β – коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

Коэффициент действующей нагрузки K_F определяется по следующей формуле:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} , \quad (4.63)$$

где K_{Fa} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для конических колес с круговым зубом K_{Fa} определяют по формуле

$$K_{Fa} = \frac{4 + (k - 5)(\varepsilon_\alpha - 1)}{4\varepsilon_\alpha} , \quad (4.64)$$

здесь k – степень точности;

ε_α – коэффициент торцового перекрытия, определяемый по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta; \quad (4.65)$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Принимается по табл. 3.10;

$K_{F\sigma}$ – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении. Принимается по табл. 3.11.

Коэффициент, учитывающий форму зуба, Y_F выбирается по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяется по формулам:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad (4.66)$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (4.67)$$

Коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев, определяется по формуле

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}. \quad (4.68)$$

Определяются допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для материала зубчатых колес по формуле (4.60).

Расчет действующего напряжения изгиба следует вести для зубьев того из колес, для которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше. При одинаковых материалах и их механических характеристиках Y_F больше для шестерни, поэтому в этих случаях именно для зубьев шестерни и ведут расчет.

4.2. Пример расчета закрытой конической прямозубой передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 66,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 249,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 237,3 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 4$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 230$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 = 200$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые контактные напряжения для материала зубчатых колес:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}.$$

В учебных целях коэффициент долговечности K_{HL} принимаем равным 1 и для колес с термообработкой «улучшение» коэффициент безопасности $[S_H] = 1,15$ (см. с. 89).

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{H \lim b1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{H \lim b2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{530 \cdot 1}{1,15} = 460,9 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{470 \cdot 1}{1,15} = 408,7 \text{ МПа}.$$

Для конических прямозубых передач за расчетное значение принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни и колеса. В данном расчете $[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = 408,7 \text{ МПа}$.

3. Определяем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}.$$

Принимаем для прямозубых колес $K_d = 99$ (см. с. 90), коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, – по табл. 3.4, с учетом консольного расположения колес $K_{H\beta} = 1,25$ и коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bRe} = 0,285$ (см. с. 90).

Тогда внешний делительный диаметр колеса равен:

$$d_{e2} = 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{249,6 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot 4}{408,7^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 325,8 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение внешнего делительного диаметра колеса округляем до ближайшего стандартного значения (см. с. 90). Принимаем $d_{e2} = 315$ мм.

4. Находим углы делительных конусов конических колес:

– для колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 4 = 76^\circ;$$

– для шестерни

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 76^\circ = 14^\circ.$$

5. Определяем числа зубьев шестерни и колеса. Минимальное число зубьев шестерни для конических прямозубых колес

$$z_{1 \min} \geq 17 \cos \delta_1 = 17 \cdot \cos 14^\circ = 16,49.$$

Принимаем для дальнейших расчетов $z_1 = 24$ (см. с. 91).

Число зубьев колеса определяем следующим образом:

$$z_2 = z_1 u = 24 \cdot 4 = 96.$$

6. Уточняем передаточное отношение:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{96}{24} = 4.$$

Определяем отклонение уточненного передаточного отношения от принятого стандартного значения передаточного отношения:

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100 = \frac{|4 - 4|}{4} \cdot 100 = 0 \% \leq 4 \%$$

Условие выполнено.

7. Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса.

7.1. Находим окружной модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{315}{96} = 3,28 \text{ мм.}$$

По технологическому процессу нарезания колес с круговыми зубьями стандартизация внешнего торцового модуля не обязательна.

7.2. Определяем внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,28 \cdot 24 = 78,7 \text{ мм.}$$

7.3. Определяем внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,28 \cdot \sqrt{24^2 + 96^2} = 162,3 \text{ мм.}$$

7.4. Находим длину зуба:

$$b = \psi_{bRe} R_e = 0,285 \cdot 162,3 = 46,3 \text{ мм.}$$

7.5. Определяем средний делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2 \cdot (162,3 - 0,5 \cdot 46,3) \cdot \sin 14^\circ = 67,3 \text{ мм.}$$

7.6. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{46,3}{67,3} = 0,69 \text{ мм.}$$

7.7. Находим среднее конусное расстояние:

$$R = R_e - 0,5b = 162,3 - 0,5 \cdot 46,3 = 139,2 \text{ мм.}$$

7.8. Находим средний окружной модуль:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{67,3}{24} = 2,8 \text{ мм.}$$

7.9. Определяем средний делительный диаметр колеса:

$$d_2 = mz_2 = 2,8 \cdot 96 = 268,8 \text{ мм.}$$

7.10. Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{e2} = 2,2m_e = 2,2 \cdot 3,28 = 7,2 \text{ мм.}$$

7.11. Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_e = 3,28 \text{ мм.}$$

7.12. Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2m_e = 1,2 \cdot 3,28 = 3,9 \text{ мм.}$$

7.13. Определяем угол ножки зуба:

$$\theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e} = \arctg \frac{3,9}{162,3} = 1,38^\circ.$$

7.14. Определяем внешние диаметры (по вершинам зубьев) шестерни и колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 78,7 + 2 \cdot 3,28 \cdot \cos 14^\circ = 85,1 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 315 + 2 \cdot 3,28 \cdot \cos 76^\circ = 316,6 \text{ мм.}$$

8. Определяем среднюю окружную скорость колес и назначаем степень точности изготовления зубчатых колес:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 67,3 \cdot 237,3}{60 \cdot 10^3} = 0,84 \text{ м/с.}$$

По табл. 3.6 принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 9$.

9. Определяем коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1$ (см. табл. 3.7).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,27$ (см. табл. 3.8).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{H\nu} = 1,05$ (см. табл. 3.9).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_H = 1 \cdot 1,27 \cdot 1,05 = 1,334.$$

10. Производим проверочный расчет передачи на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H \sqrt{(u_{\Phi}^2 + 1)^3}}{b u_{\Phi}^2}} \leq [\sigma_H].$$

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{335}{162,3 - 0,5 \cdot 46,3} \cdot \sqrt{\frac{249,6 \cdot 10^3 \cdot 1,334 \cdot \sqrt{(4^2 + 1)^3}}{46,3 \cdot 4^2}} = \\ &= 427,2 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 408,7 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений определяется следующим образом:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{427,2 - 408,7}{408,7} \cdot 100 = 4,53 \ %.$$

Перегрузка составляет 4,53 %, что меньше допустимой перегрузки в 5 %. Условие выполнено.

11. Определяем силы, действующие в зацеплении конической прямозубой передачи (см. рис. 4.1):

– окружные:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 249,6 \cdot 10^3}{268,8} = 1857,1 \text{ Н};$$

– радиальную на шестерне, равную осевой на колесе:

$$F_{r1} = F_{x2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 1857,1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 14^\circ = 655,9 \text{ Н};$$

– осевую на шестерне, равную радиальной на колесе:

$$F_{x1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1857,1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 14^\circ = 163,5 \text{ Н}.$$

12. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующие напряжения изгиба определяем по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{v_F b m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки определяем по следующей формуле:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{Fa} = 1$ (см. с. 99).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,5$ (см. табл. 3.10).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,11$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 1 \cdot 1,5 \cdot 1,11 = 1,665.$$

Определяем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:

$$z_{\text{экв1}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{24}{\cos 14^\circ} = 24,7;$$

$$z_{\text{экв2}} = \frac{z_2}{\cos \delta_1} = \frac{96}{\cos 76^\circ} = 396,8.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба:

– для шестерни методом линейной интерполяции $Y_{F1} = 3,91$;

– для колеса $Y_{F2} = 3,6$.

Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для данной стали и термообработки находим по табл. 3.13:

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент безопасности:

$$[S_F] = [S_F]^{'} \cdot [S_F]^{''}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]^{'} = 1,75$ (см. табл. 3.13) и коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]^{''} = 1$ (см. с. 100).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{414}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{360}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

Определим соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,91} = 60,5 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,6} = 57,1 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, так как для него данное соотношение меньше.

Тогда действующее напряжение изгиба равняется:

$$\sigma_F = \frac{1857,1 \cdot 1,665 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 46,3 \cdot 2,8} = 101 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 205,7 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

4.3. Пример расчета закрытой конической передачи с круговыми зубьями

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 376,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 968 \text{ мин}^{-1}$, средний угол наклона зуба $\beta = 35^\circ$, передаточное отношение передачи $u = 5$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 45, термообработка – нормализация, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 210$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 45, термообработка – нормализация, твердость зубьев колеса $HB_2 = 180$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые контактные напряжения для материала зубчатых колес:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL}}{[S_H]}.$$

В учебных целях коэффициент долговечности K_{HL} принимаем равным 1 и для колес с термообработкой «улучшение» коэффициент безопасности $[S_H] = 1,2$ (см. с. 89).

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов определяем по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{H \lim b1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{H \lim b2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{490 \cdot 1}{1,2} = 408,3 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{430 \cdot 1}{1,2} = 358,3 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач за расчетное значение принимаем условное допускаемое контактное напряжение, которое определяем следующим образом:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (408,3 + 358,3) = 345 \text{ МПа}.$$

После определения условного допускаемого контактного напряжения следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot [\sigma_{H \min}].$$

$$345 \text{ МПа} < 1,23 \cdot 358,3 = 440,7 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

3. Определяем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}$$

Принимаем для прямозубых колес $K_d = 86$ (см. с. 90), коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, – по табл. 3.4, с учетом консольного расположения колес $K_{H\beta} = 1,2$ и коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bRe} = 0,15$ (см. с. 90).

Тогда внешний делительный диаметр колеса будет равен:

$$d_{e2} = 86 \cdot \sqrt[3]{\frac{376,4 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 5}{345^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,15)^2 \cdot 0,15}} = 454,7 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение внешнего делительного диаметра колеса округляем до ближайшего стандартного значения (см. с. 90). Принимаем $d_{e2} = 450$ мм.

4. Находим углы делительных конусов конических колес:

– для колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 5 = 78,7^\circ;$$

– для шестерни

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 78,7^\circ = 11,3^\circ.$$

5. Определяем числа зубьев шестерни и колеса.

Минимальное число зубьев шестерни для конических колес с круговыми зубьями

$$z_{1 \min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos 11,3^\circ \cdot \cos^3 35^\circ = 9,16.$$

Принимаем для дальнейших расчетов $z_1 = 20$ (см. с. 91).

Число зубьев колеса определяем следующим образом:

$$z_2 = z_1 u = 20 \cdot 5 = 100.$$

6. Уточняем передаточное отношение:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{20} = 5.$$

Определяем отклонение уточненного передаточного отношения от принятого стандартного значения передаточного отношения:

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{ф}} - u|}{u} 100 = \frac{|5 - 5|}{5} \cdot 100 = 0 \% \leq 4 \%.$$

Условие выполнено.

7. Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса.

7.1. Находим внешний торцовый модуль:

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{450}{100} = 4,5 \text{ мм.}$$

По технологическому процессу нарезания колес с круговыми зубьями стандартизация внешнего торцового модуля не обязательна.

7.2. Определяем внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 4,5 \cdot 20 = 90 \text{ мм.}$$

7.3. Определяем внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4,5 \cdot \sqrt{20^2 + 100^2} = 229,5 \text{ мм.}$$

7.4. Находим длину зуба:

$$b = \psi_{bRe} R_e = 0,15 \cdot 229,5 = 34,4 \text{ мм.}$$

Также необходимо, чтобы выполнялось условие

$$b \leq 10 m_{te}.$$

$$34,4 \text{ мм} < 10 \cdot 4,5 = 45 \text{ мм.}$$

7.5. Определяем средний делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2 \cdot (229,5 - 0,5 \cdot 34,4) \cdot \sin 11,3^\circ = 83,2 \text{ мм.}$$

7.6. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{34,4}{83,2} = 0,41 \text{ мм.}$$

7.7. Определяем среднее конусное расстояние:

$$R = R_e - 0,5b = 229,5 - 0,5 \cdot 34,4 = 212,3 \text{ мм.}$$

7.8. Определяем средний нормальный модуль:

$$m_n = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right) \cos \beta = 4,5 \cdot \left(1 - 0,5 \cdot \frac{34,4}{229,5}\right) \cdot \cos 35^\circ = 3,41 \text{ мм.}$$

7.9. Определяем средний делительный диаметр колеса:

$$d_2 = m_n z_2 = 3,41 \cdot 100 = 341 \text{ мм.}$$

7.10. Определяем внешнюю высоту зуба:

$$h_{e1} = h_{e2} = 2m_{te} (\cos \beta + 0,1) = 2 \cdot 4,5 \cdot (\cos 35^\circ + 0,1) = 8,27 \text{ мм.}$$

7.11. Определяем внешнюю высоту головки зуба для шестерни:

$$h_{ae1} = m_{te} \cos \beta (1 + x_1).$$

Коэффициент радиального смещения у шестерни

$$x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta}{z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{5^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{20}} = 0,32 \text{ мм.}$$

Тогда внешняя высота головки зуба:

– для шестерни

$$h_{ae1} = 4,5 \cdot \cos 35^\circ \cdot (1 - 0,32) = 2,51 \text{ мм;}$$

– для колеса

$$h_{ae2} = 2m_{te} \cos \beta - h_{ae1} = 2 \cdot 4,5 \cdot \cos 35^\circ - 2,51 = 4,86 \text{ мм.}$$

7.12. Определяем внешнюю высоту ножки зуба:

– для шестерни

$$h_{fe1} = h_{e1} - h_{ae1} = 8,27 - 2,51 = 5,76 \text{ мм;}$$

– для колеса

$$h_{fe2} = h_{e2} - h_{ae2} = 8,27 - 4,86 = 3,41 \text{ мм.}$$

7.13. Определяем угол ножки зуба:

– для шестерни

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e} = \arctg \frac{5,76}{229,5} = 1,44^\circ;$$

– для колеса

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e} = \arctg \frac{3,41}{229,5} = 0,85^\circ.$$

7.14. Определяем внешние диаметры (по вершинам зубьев) шестерни и колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 90 + 2 \cdot 2,51 \cdot \cos 11,3^\circ = 94,9 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 450 + 2 \cdot 2,51 \cdot \cos 78,7^\circ = 451 \text{ мм}.$$

8. Определяем среднюю окружную скорость колес и назначаем степень точности изготовления зубчатых колес:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 83,2 \cdot 968}{60 \cdot 10^3} = 4,21 \text{ м/с}.$$

По табл. 3.6 принимаем 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес, $k = 8$.

9. Определяем коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям:

$$K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{Ha} = 1,09$ (см. табл. 3.7).

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,15$ (см. табл. 3.8).

Принимаем методом линейной интерполяции коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{H\alpha} = 1,05$ (см. табл. 3.9).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_H = 1,09 \cdot 1,15 \cdot 1,05 = 1,316.$$

10. Производим проверочный расчет передачи на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H \sqrt{(u_{\Phi}^2 + 1)^3}}{b u_{\Phi}^2}} \leq [\sigma_H].$$

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{270}{229,5 - 0,5 \cdot 34,4} \cdot \sqrt{\frac{376,4 \cdot 10^3 \cdot 1,316 \cdot \sqrt{(5^2 + 1)^3}}{34,4 \cdot 5^2}} = \\ &= 351,4 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 345 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений определяется следующим образом:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{351,4 - 345}{345} \cdot 100 = 1,87 \ %.$$

Перегрузка составляет 1,87 %, что меньше допустимой перегрузки в 5 %.

11. Определяем силы, действующие в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями (см. рис. 4.2):

– окружные:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 376,4 \cdot 10^3}{341} = 2207,6 \text{ Н};$$

– осевую на шестерне:

$$\begin{aligned} F_{x1} &= F_{t1} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} + \operatorname{tg} \beta \cos \delta_1 \right) = \\ &= 2207,6 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\sin 11,3^\circ}{\cos 35^\circ} + \operatorname{tg} 35^\circ \cdot \cos 11,3^\circ \right) = 1708,2 \text{ Н}; \end{aligned}$$

– осевую на колесе:

$$\begin{aligned}
 F_{x2} &= F_{t2} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \cos \delta_2 \right) = \\
 &= 2207,6 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\sin 78,7^\circ}{\cos 35^\circ} - \operatorname{tg} 35^\circ \cdot \cos 78,7^\circ \right) = 659,6 \text{ Н};
 \end{aligned}$$

– радиальную на шестерне:

$$\begin{aligned}
 F_{r1} &= F_{t1} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} + \operatorname{tg} \beta \sin \delta_1 \right) = \\
 &= 2207,6 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\sin 11,3^\circ}{\cos 35^\circ} + \operatorname{tg} 35^\circ \cdot \sin 11,3^\circ \right) = 495,2 \text{ Н};
 \end{aligned}$$

– радиальную на колесе:

$$\begin{aligned}
 F_{r2} &= F_{t2} \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \delta_2}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \sin \delta_2 \right) = \\
 &= 2207,6 \cdot \left(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \frac{\cos 78,7^\circ}{\cos 35^\circ} - \operatorname{tg} 35^\circ \cdot \sin 78,7^\circ \right) = 659,6 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

12. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.

Действующие напряжения изгиба определяем по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки определяем по следующей формуле:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями для конических колес с круговым зубом:

$$K_{Fa} = \frac{4 + (k - 5)(\varepsilon_\alpha - 1)}{4\varepsilon_\alpha}.$$

Коэффициент торцового перекрытия определяем следующим образом:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{100} \right) \right] \cdot \cos 35^{\circ} = 1,38.$$

Тогда коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, будет равен:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (8-5) \cdot (1,38-1)}{4 \cdot 1,38} = 0,93.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,37$ (см. табл. 3.10).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,4$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 0,93 \cdot 1,37 \cdot 1,4 = 1,784.$$

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса определяем следующим образом:

$$z_{\text{эkv1}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 35^{\circ}} = 36,4;$$

$$z_{\text{эkv2}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{\cos^3 35^{\circ}} = 181,9.$$

Принимаем по табл. 3.12 коэффициент формы зуба:

– для шестерни методом линейного интерполирования $Y_{F1} = 3,74$;

– для колеса $Y_{F2} = 3,6$.

Определяем коэффициент для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы, что и для прямых зубьев:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{35}{140} = 0,75.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для данной стали и термообработки составляет (см. табл. 3.3):

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F \text{ limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 180 = 324 \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент безопасности:

$$[S_F] = [S_F]^{'} \cdot [S_F]^{''}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F]^{'} = 1,75$ (см. табл. 3.13) и коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]^{''} = 1,0$ (см. с. 100).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Допускаемое напряжение изгиба составляет:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{378}{1,75} = 216 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{324}{1,75} = 185,1 \text{ МПа}.$$

Определим соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{216}{3,74} = 57,8 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{185,1}{3,6} = 51,4 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, так как для него данное соотношение меньше. Тогда действующее напряжение изгиба равняется:

$$\sigma_F = \frac{2207,6 \cdot 1,784 \cdot 3,6 \cdot 0,75}{34,4 \cdot 3,41} = 90,65 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 185,1 \text{ МПа.}$$

Условие выполнено.

4.4. Последовательность расчета открытой конической прямозубой передачи

1. Выбирается марка стали, вид заготовки, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40Х. Термообработка: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм. Заготовка: поковка или литье (при диаметре колеса >500 мм). Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 3.1 и 3.2.

2. Определяются допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для шестерни (при одинаковом виде термообработки шестерни и колеса и разности твердости зубьев их на 15...30 единиц *HB* наименее прочным на изгиб является зуб шестерни):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]}. \quad (4.69)$$

Методика определения составляющих формулы (4.69) аналогична методике для открытых цилиндрических прямозубых передач (подраздел 3.5).

3. Определяются углы делительных конусов конических колес по формулам (4.5) и (4.6).

4. Определяются числа зубьев конической шестерни z_1 и конического колеса z_2 . Число зубьев шестерни z_1 принимается из условия

$z_1 > z_{\min}$. Для прямозубых некоррегированных передач $z_{\min} = 17$. Рекомендуется принимать $z_1 = 17 \dots 22$.

Число зубьев колеса определяется по формуле (4.9).

5. Определяется средний окружной модуль m (мм):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_F}{9_F z \Psi_{bm} [\sigma_F]}}, \quad (4.70)$$

где ϑ_F – коэффициент, учитывающий нагрузочную способность конической прямозубой передачи относительно цилиндрической по опытным данным. Принимается равным 0,85.

Коэффициент $K_{F\beta}$ на предварительном этапе следует принимать для колес с твердостью поверхности зубьев $HB \leq 350$ равным 1,2...1,35; при твердости $HB > 350$ $K_{F\beta} = 1,25 \dots 1,45$.

Коэффициент формы зуба Y_F принимается по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса, которые определяются по формулам (4.58) и (4.59).

Коэффициент ширины венца по отношению к среднему модулю определяется по следующей зависимости:

$$\Psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{z_1}{6 \sin \delta_1} = \frac{z_2}{6 \sin \delta_2}. \quad (4.71)$$

Расчет формулы (4.70) ведется по тому элементу зубчатого зацепления, у которого соотношение $[\sigma]_F / Y_F$ меньше.

6. Определяются основные геометрические размеры шестерни и колеса.

6.1. Определяется внешний окружной модуль m_e (мм):

$$m_e = m + \frac{b \sin \delta_1}{z_1} = \frac{m}{0,857}. \quad (4.72)$$

Величину модуля m_e не обязательно округлять до стандартной, так как технология изготовления конических колес позволяет нарезать зубья с любой величиной внешнего модуля m_e . Однако для получения значений внешних делительных диаметров в виде целых чисел или дробных, но кратных 5, m_e следует выбрать по ГОСТ 12289–76 (в мм) из следующего ряда: 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10.

6.2. Уточняется средний модуль m (мм):

$$m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1} = 0,857 m_e. \quad (4.73)$$

6.3. Определяется длина зуба b , мм:

$$b = m \Psi_{bm}. \quad (4.74)$$

6.4. Определяются внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} (мм) и колеса d_{e2} (мм):

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad (4.75)$$

$$d_{e2} = m_e z_2. \quad (4.76)$$

6.5. Определяется внешнее конусное расстояние по формуле (4.17).

6.6. Определяется коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра по формуле (4.21).

6.7. Определяются средние делительные диаметры шестерни d_1 (мм) и колеса d_2 (мм):

$$d_1 = m z_1; \quad (4.77)$$

$$d_2 = m z_2. \quad (4.78)$$

6.8. Находится среднее конусное расстояние по формуле (4.22).

6.9. Определяется высота зуба по формуле (4.27).

6.10. Определяются внешние делительные диаметры шестерни и колеса по вершинам зубьев по формулам (4.39) и (4.40).

7. Определяется средняя окружная скорость колес по формуле (4.43). В зависимости от средней окружной скорости колес по табл. 3.6 назначают степень точности изготовления зубчатых колес.

8. Определяются действующие напряжения изгиба σ_F (МПа):

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F Y_F}{9_F d_1 b m} \leq [\sigma_F]. \quad (4.79)$$

Коэффициент расчетной нагрузки K_F определяется по формуле (3.55).

При расчете формулы (4.79) допускаются отклонения действующего напряжения σ_F от допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ от -15% до $+5\%$.

9. Определяются силы в зацеплении конической открытой передачи (см. рис. 4.1) по формулам (4.48)–(4.50).

4.5. Пример расчета открытой конической прямозубой передачи

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 80,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе $T_2 = 485,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерни $n_1 = 362,63 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 6,3$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса по табл. 3.1:

– для шестерни принимаем материал сталь 45Х, термообработка – улучшение, твердость зубьев шестерни $HB_1 = 270$, вид заготовки – поковка;

– для колеса принимаем материал сталь 45Х, термообработка – улучшение, твердость зубьев колеса $HB_2 = 240$, вид заготовки – поковка.

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба для выбранной стали и термообработки «улучшение» определяется по табл. 3.3:

– для шестерни

$$\sigma_{F\text{limb1}} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F\text{limb2}} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки, $K_{FL} = 1$ (см. с. 75).

Принимаем для неревверсивных передач коэффициент, учитывающий реверсивность передачи, $K_{FC} = 1$ (см. с. 75).

Коэффициент безопасности определяем по зависимости:

$$[S_F] = [S_F]^I \cdot [S_F]^{II}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес, $[S_F] = 1,75$ (см. табл. 3.13).

Принимаем коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес, для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$ (см. с. 48).

Тогда коэффициент безопасности будет равен:

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба составляют:

– для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{486 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 277,7 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{432 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 246,9 \text{ МПа}.$$

3. Определяем углы делительных конусов шестерни и колеса:

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 6,3 = 80,9^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 80,9^\circ = 9,1^\circ.$$

4. Находим число зубьев конической шестерни и конического колеса.

Принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 18$ (см. с. 120).

Определяем число зубьев колеса:

$$z_2 = 18 \cdot 6,3 = 113,4.$$

Полученное значение числа зубьев колеса округляем до ближайшего целого числа. Принимаем $z_2 = 113$.

5. Определяем средний окружной модуль m (мм) по формуле

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_F}{9_F z_1 \psi_{bm} [\sigma_F]}}.$$

Принимаем коэффициент $K_{F\beta} = 1,3$, так как твердость поверхности зубьев колес $HB \leq 350$ (см. с. 120).

Вычисляем коэффициент формы зуба Y_F для шестерни и колеса.

Данный коэффициент принимается по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{\text{эkv}}$ шестерни и колеса, которые определяются по следующим формулам:

– для шестерни

$$z_{\text{эkv1}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{18}{\cos 9,1^\circ} = 18,2;$$

– для колеса

$$z_{\text{эkv2}} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{113}{\cos 80,9^\circ} = 714,5.$$

Тогда коэффициенты формы зуба $Y_{F1} = 4,28$ и $Y_{F2} = 3,6$.

Коэффициент ширины венца по отношению к среднему модулю определяется по следующей зависимости:

$$\Psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{z_1}{6 \sin \delta_1} = \frac{18}{6 \cdot \sin 9,1^\circ} = 19.$$

Определяем соотношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{277,7}{4,28} = 64,9 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{246,9}{3,6} = 68,6 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем по шестерне, так как для нее данное соотношение меньше.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 80,3 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 4,28}{0,85 \cdot 18 \cdot 19 \cdot 277,7}} = 2,23 \text{ мм}.$$

6. Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса.

6.1. Вычисляем внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{m}{0,857} = \frac{2,23}{0,857} = 2,6 \text{ мм}.$$

Согласовав со стандартным рядом (см. с. 120), принимаем $m_e = 3$ мм.

6.2. Уточняем средний модуль:

$$m = 0,857m_e = 0,857 \cdot 3 = 2,57 \text{ мм.}$$

6.3. Определяем длину зуба:

$$b = m\psi_{bm} = 2,57 \cdot 19 = 48,8 \text{ мм.}$$

6.4. Определяем внешние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3 \cdot 113 = 339 \text{ мм.}$$

6.5. Находим внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3 \cdot \sqrt{18^2 + 113^2} = 294,8 \text{ мм.}$$

6.6. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{48,8}{46,3} = 1,1.$$

6.7. Рассчитываем средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = mz_1 = 2,57 \cdot 18 = 46,3 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 2,57 \cdot 113 = 290,4 \text{ мм.}$$

6.8. Вычисляем среднее конусное расстояние:

$$R = R_e - 0,5b = 294,8 - 0,5 \cdot 48,8 = 270,4 \text{ мм.}$$

6.9. Определяем высоту зуба:

$$h_e = 2,2m_e = 2,2 \cdot 3 = 6,6 \text{ мм.}$$

6.10. Вычисляем внешние делительные диаметры шестерни и колеса по вершинам зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 54 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 9,1^\circ = 59,9 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 339 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 80,9^\circ = 400 \text{ мм}.$$

7. Находим окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 46,3 \cdot 362,63}{60 \cdot 10^3} = 0,88 \text{ м/с}.$$

По табл. 3.6 принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

8. Определяем действующие напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F Y_F}{\vartheta_F d_1 b m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для конической прямозубой передачи $K_{F\alpha} = 1,0$ (см. с. 99).

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,62$ (см. табл. 3.10).

Коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{Fv} = 1,11$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = 1,0 \cdot 1,62 \cdot 1,11 = 1,8.$$

Определяем действующее напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 80,3 \cdot 10^3 \cdot 1,8 \cdot 4,28}{0,85 \cdot 46,3 \cdot 48,8 \cdot 2,63} = 250 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 277,7 \text{ МПа}.$$

Определяем отклонение действующего напряжения изгиба от допускаемого напряжения изгиба:

$$\delta = \frac{\sigma_F - [\sigma_F]}{[\sigma_F]} 100 = \frac{250 - 277,7}{277,7} \cdot 100 = -10 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 10 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \text{ \%}$. Следовательно, материал передачи принят верно.

9. Вычисляем силы в зацеплении передачи (см. рис. 4.1):

– окружные:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 485,7 \cdot 10^3}{290,4} = 3345 \text{ Н};$$

– радиальную силу на шестерне, равную осевой силе на колесе:

$$F_{r_1} = F_{x_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 3345 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 9,1^\circ = 1202,2 \text{ Н};$$

– осевую силу на шестерне, равную радиальной силе на колесе:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 = 3345 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 80,9^\circ = 192,6 \text{ Н}.$$

Литература: [1, 3, 13–16, 18].

5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Общие сведения

Червячная передача (рис 5.1) относится к передачам зацеплением с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы, отличные от 90° , однако такие передачи применяют редко. Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары или по принципу наклонной плоскости.

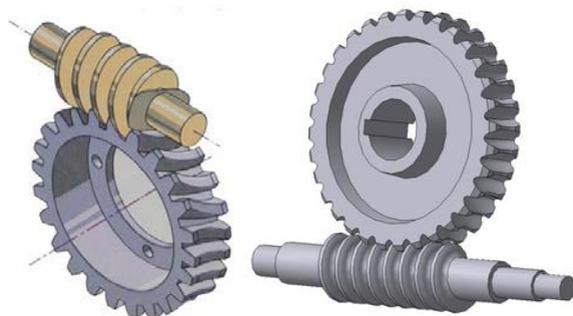


Рис. 5.1. Червячная передача

Основными преимуществами червячной передачи являются: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре; плавность и бесшумность работы; повышенная кинематическая точность; возможность самоторможения (при низком КПД).

Недостатки данной передачи: сравнительно низкий КПД; повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов (бронза); повышенные требования к точности сборки (точное межосевое расстояние, расположение оси червяка в средней плоскости колеса).

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися валами, а также в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения и высокая кинематическая точность, например делительные устройства, механизмы наведения и т. п. Червячные пе-

редачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и др.

Пониженный КПД и склонность червячных передач к заеданию ограничивают их применение областью низких и средних мощностей при периодической кратковременной работе. Мощность червячных передач обычно не превышает 50...60 кВт. При больших мощностях и длительной работе потери в червячной передаче столь существенны, что ее применение становится невыгодным.

Червяки различают по следующим признакам: форме поверхности, на которой образуются витки, – *цилиндрические* (рис. 5.2, а) и *глобoidные* (рис. 5.2, б); форме профиля витков – с *прямолинейным* (рис. 5.3, а) и *криволинейным* (рис. 5.3, б) профилем в осевом сечении.

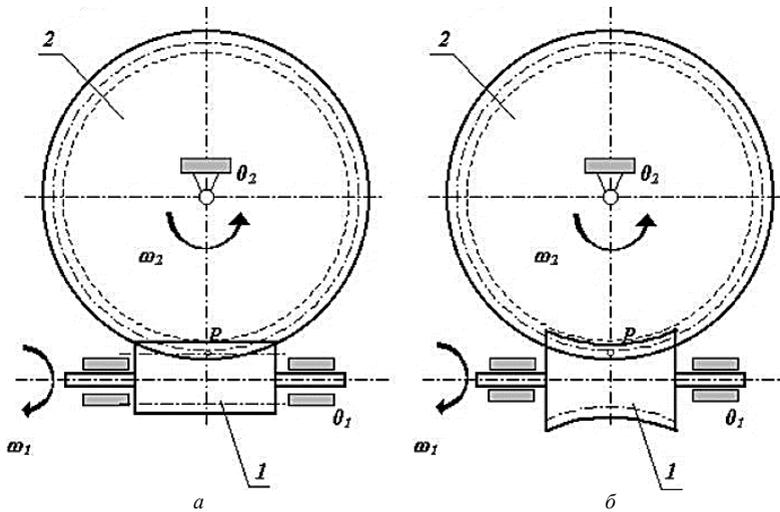


Рис. 5.2. Формы поверхности червяков: а – цилиндрическая; б – глобoidная;
1 – вал-червяк; 2 – червячное колесо

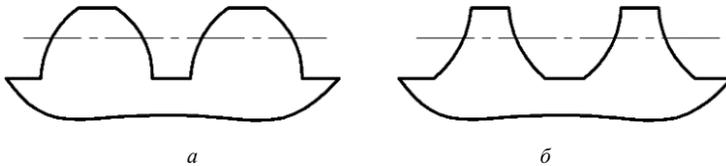


Рис. 5.3. Формы профиля витков червяков: а – прямолинейная; б – криволинейная

Наиболее распространены цилиндрические червяки. У червяков с прямолинейным профилем в осевом сечении в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, отсюда название – *архимедов червяк*. Архимедов червяк подобен винту с трапецидальной резьбой. Его можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках. Поэтому первые червячные передачи выполняли с архимедовыми червяками, которые применяют и в настоящее время. Стандартное обозначение архимедовых червяков – *ZA*.

Исследования показали, что работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости витков червяка. Поэтому целесообразно применять шлифованные высокотвердые червяки при твердости $\geq 45 HRC$. Для шлифования архимедовых червяков требуются специальные шлифовальные круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Поэтому архимедовы червяки изготавливают в основном с нешлифованными витками при $HB \geq 350$. Для высокотвердых шлифуемых витков применяют эвольвентные червяки.

Эвольвентные червяки (ZI) имеют эвольвентный профиль в торцовом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу витков червяка. Основное преимущество эвольвентных червяков, имеющих выпуклый профиль витка (см. рис. 5.3, *a*) в осевом сечении, – возможность шлифования витков плоской стороной круга. Однако для этого требуются специальные червячно-шлифовальные станки.

Получают распространение червяки с вогнутым профилем витка в осевом сечении (см. рис. 5.3, *б*) – *ZK* и *ZT*, которые нарезаются фрезой с конусными или тороидными режущими кромками соответственно. После закалки с твердостью $\geq 45 HRC$ витки шлифуют.

Способ изготовления является решающим при выборе профиля витка червяка, так как при одинаковом качестве изготовления форма профиля мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля витка червяка связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

В настоящее время наибольшее применение в силовых передачах находят эвольвентные червяки (*ZI*). Передачи с червяками *ZK* и *ZT*, как показали исследования, обладают более высокой нагрузочной способностью.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей. Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до

высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием.

Червячное колесо нарезают червячными фрезами. Червячная фреза для нарезки червячного колеса является копией червяка. Только фреза имеет режущие кромки и увеличенный на удвоенный размер радиального зазора в зацеплении наружный диаметр. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое имеют червячное колесо и червяк в передаче. Такой метод нарезания колеса автоматически обеспечивает сопряженность профилей червяка и червячного колеса и в то же время обуславливает введение стандарта на основные геометрические параметры червяка для того, чтобы иметь ограниченный ряд стандартного инструмента.

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых венцов червячных колес, в зависимости от их антифрикционных свойств в паре со стальным червяком условно можно разделить на три группы.

I группа – оловянные бронзы типа БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1 дороги и дефицитны. Их применение ограничивают передачами, работающими при больших скоростях скольжения ($v_s = 5...25$ м/с).

II группа – безоловянные бронзы, например алюминиево-железистые типа БрФ9Ж4, БрФ9Ж3Л, а также латуни, например ЛЦ23А6Ж3Мц2 и др., обладают повышенными механическими характеристиками, но имеют пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми (≥ 45 HRC) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых $v_s = 2...5$ м/с.

III группа – чугун серый (СЧ15, СЧ20) применяют при $v_s \leq 2$ м/с, а также в передачах с ручным приводом. Таким образом, при проектном расчете передачи выбору материала червячного колеса обычно предшествует оценка величины скорости скольжения.

5.2. Последовательность расчета закрытой червячной передачи

1. Выбор материала червяка и червячного колеса.

Материал червяка и твердость витков, подвергнутых термообработке, можно принять из табл. 5.1.

Таблица 5.1. Стали, применяемые для изготовления червяков

Марка стали	Твердость HRC	Термообработка
1	2	3
40, 45X, 40X	18...35	Нормализация, улучшение
40X, 40XH, 45XЦ, 30XM	45...55	Объемная закалка

1	2	3
40X, 40XH, 35XM, 58	56...63	Закалка ТВЧ по всему контуру
35, 40, 45, 30X, 40X	55...63	Цементация и закалка

Материал червячного колеса принимается по табл. 5.2 в зависимости от предварительно оцениваемой скорости скольжения v (м/с), которая определяется по формуле

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (5.1)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ;

T_2 – крутящий момент на червячном колесе, Н · м.

Таблица 5.2. Материалы для изготовления червячных колес

Группа	Материал	Марка	Способ отливки	σ_B , МПа σ_H (для СЧ)	σ_T , МПа	v_s , м/с
I	Оловянные бронзы	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
		БрО10Ф1	К/3	275/230	200/140	
		БрО5Ц5С5	К/3	200/145	90/80	
II	Безоловянные бронзы и латуни	БрФ9Ж3Л	Ц/К	700/650	460/430	2...5
		БрФ10Ж4Н4	К/3	550/450	360/300	
		БрФ10Ж3Мц1,5	Ц/К/3	530/500/425	245/230/195	
		ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц/К/3	500/450/400	330/295/260	
III	Чугуны серые	СЧ15	3	355	–	<2
		СЧ18	3	315	–	

Примечание. Здесь и далее условное обозначение способа литья: 3 – литье в землю; К – литье в кокиль; Ц – центробежное литье.

2. Определяются допускаемые напряжения.

2.1. Допускаемые контактные напряжения.

При твердости червяка $\leq 35 HRC$ допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (МПа) определяются по следующим зависимостям:

для материалов I группы

$$[\sigma_H] = 0,75 \sigma_B C_v K_{HL}; \quad (5.2)$$

для материалов II группы

$$[\sigma_H] = 250 - 25v_s; \quad (5.3)$$

для материалов III группы

$$[\sigma_H] = 175 - 35v_s \quad (5.4)$$

При твердости червяка $\geq 45 HRC$ допускаемые контактные напряжения определяются по следующим зависимостям:

для материалов I группы

$$[\sigma_H] = 0,9\sigma_B C_v K_{HL}; \quad (5.5)$$

для материалов II группы

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_s; \quad (5.6)$$

для материалов III группы

$$[\sigma_H] = 200 - 35v_s, \quad (5.7)$$

где C_v – коэффициент, учитывающий износ материала колеса (табл. 5.3);
 K_{HL} – коэффициент долговечности.

Таблица 5.3. Значения коэффициента C_v

$v_s, \text{ м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Коэффициент долговечности можно определить по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{T_2 \omega_2 L_h}}, \quad (5.8)$$

где ω_2 – угловая скорость червячного колеса, с^{-1} ;

L_h – планируемая долговечность, ч. В учебных целях рекомендуется принимать $L_h = 10000 \dots 25000$ ч.

2.2. Допускаемые напряжения изгиба.

При реверсивной передаче допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) определяются по следующим зависимостям:

для материалов I и II групп

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_B Y_N; \quad (5.9)$$

для материалов III группы

$$[\sigma_F] = 0,06\sigma_H Y_N. \quad (5.10)$$

При нереверсивной передаче допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) определяются по следующим зависимостям:
для материалов I и II групп

$$[\sigma_F] = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) Y_N; \quad (5.11)$$

для материалов III группы

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_H Y_N, \quad (5.12)$$

где Y_N – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{T_2 \omega_2 L_h}}. \quad (5.13)$$

3. Определяется число заходов червяка и число зубьев червячного колеса.

При передаточном отношении передачи $u = 8 \dots 15$ принимают число заходов червяка $z_1 = 4$.

При передаточном отношении передачи $u = 15 \dots 30$ принимают число заходов червяка $z_1 = 2$.

При передаточном отношении передачи $u > 30$ принимают число заходов червяка $z_1 = 1$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u. \quad (5.14)$$

4. Предварительно определяется значение коэффициента диаметра червяка:

$$q = 0,25 z_2. \quad (5.15)$$

Полученное значение округляют до ближайшего стандартного в соответствии с ГОСТ 2144–93 (табл. 5.4).

Таблица 5.4. Значения коэффициента q диаметра червяка

q	1-й ряд	6,3	8	10	12,5	16	20	25
	2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14	18	22,5	

5. Определяется расчетное значение межосевого расстояния a'_w (мм):

$$a'_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}}\right)^2 T_2 \cdot 10^3 K}, \quad (5.16)$$

где K – коэффициент нагрузки.

Значение коэффициента нагрузки определяется по формуле

$$K = K_\beta K_v, \quad (5.17)$$

где K_β – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. При постоянной нагрузке $K_\beta = 1,0$;

K_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, и зависящий от степени точности передачи и скорости скольжения (табл. 5.5). Для редукторов общего назначения применяют в основном 7-ю и 8-ю степени точности.

Таблица 5.5. Значения коэффициента K_v , учитывающего динамическую нагрузку

Степень точности	Скорость скольжения v_s , м/с			
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–

6. Определяется расчетный осевой модуль m' (мм):

$$m' = \frac{2a'_w}{z_2 + q}. \quad (5.18)$$

По табл. 5.6 в соответствии с ГОСТ 2144–93 принимаем стандартный модуль m , наиболее близкий к расчетному m' .

Таблица 5.6. Стандартные значения модуля m

m	1-й ряд	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
	2-й ряд	1,5		3		3,5		6		7		12	
	3-й ряд	1,75	2,25	2,75		4,5	9	11		14	18	22	

7. Уточняется значение межосевого расстояния a_w (мм):

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2}. \quad (5.19)$$

Полученное значение округляют до ближайшего стандартного в соответствии с ГОСТ 2144–93 (табл. 5.7).

Таблица 5.7. Значения межосевых расстояний a_w

a_w	1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
	2-й ряд	45	56	71	90	112	140	180	224	280	355	450	

8. Определяются основные геометрические размеры червяка и червячного колеса (рис. 5.4).

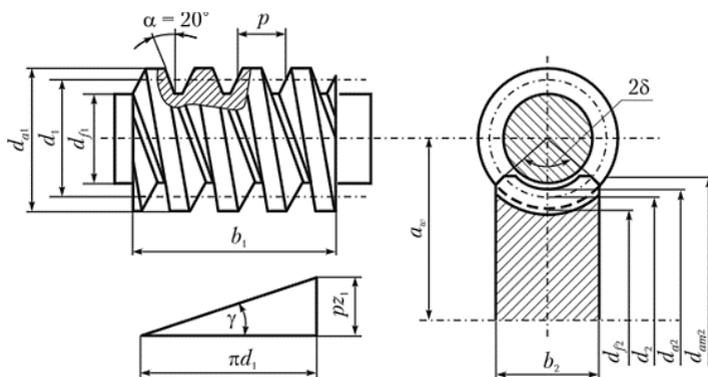


Рис. 5.4. Параметры червячной передачи

8.1. Основные геометрические размеры червяка:
делительный диаметр (мм)

$$d_1 = qm; \quad (5.20)$$

диаметр вершин витков (мм)

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (5.21)$$

диаметр впадин витков (мм)

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (5.22)$$

длина нарезанной части шлифованного червяка:
при $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m; \quad (5.23)$$

при $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m; \quad (5.24)$$

делительный угол подъема витка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (5.25)$$

8.2. Основные геометрические размеры червячного колеса:
делительный диаметр (мм)

$$d_2 = z_2m; \quad (5.26)$$

диаметр вершин зубьев (мм)

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (5.27)$$

диаметр впадин зубьев (мм)

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m; \quad (5.28)$$

ширина венца (мм):

при $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}; \quad (5.29)$$

при $z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}; \quad (5.30)$$

наибольший диаметр (мм):

при $z_1 = 1$

$$d_{aM2} = d_{a2} + 2m; \quad (5.31)$$

при $z_1 = 2$

$$d_{aM2} = d_{a2} + 1,5m; \quad (5.32)$$

при $z_1 = 4$

$$d_{aM2} = d_{a2} + m. \quad (5.33)$$

9. Определяется окружная скорость червяка v_1 (м/с):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (5.34)$$

10. Определяется окружная скорость червячного колеса v_2 (м/с):

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}. \quad (5.35)$$

11. Уточняется скорость скольжения v_s (м/с):

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma}. \quad (5.36)$$

Направление скоростей, определенных по формулам (5.34)–(5.36), показано на рис. 5.5.

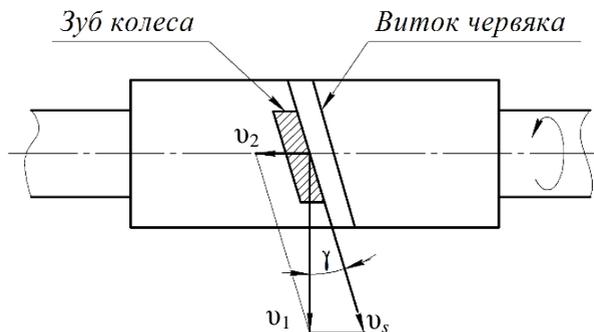


Рис. 5.5. Направления скоростей в червячной передаче

Полученное значение сравнивается с найденным по формуле (5.1), и при необходимости изменяется группа материала для изготовления червячного колеса с соответствующим изменением характеристик заново выбранного материала (см. табл. 5.2) и пересчетом допустимых контактных напряжений и допустимых напряжений изгиба по формулам (5.2)–(5.10). Например, значение скорости скольжения, найденное

по формуле (5.1), равно 1,9 м/с, что соответствует III группе материалов (чугуны серые), по формуле (5.33) получено значение скорости скольжения 2,1 м/с, которое соответствует II группе материалов (безоловянные бронзы и латуни).

12. Определяется КПД передачи:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (5.37)$$

где ρ' – приведенный угол трения, который выбирается по табл. 5.8.

Таблица 5.8. Значения приведенного угла трения ρ' при работе червячного колеса из оловянной бронзы по стальному червяку

$v_s, \text{ м/с}$	ρ'	$v_s, \text{ м/с}$	ρ'
0,1	$4^\circ 30' \dots 5^\circ 10'$	2,5	$1^\circ 40' \dots 2^\circ 20'$
0,25	$3^\circ 40' \dots 4^\circ 20'$	3	$1^\circ 30' \dots 2^\circ 00'$
0,5	$3^\circ 10' \dots 4^\circ 0'$	4	$1^\circ 20' \dots 1^\circ 40'$
1	$2^\circ 30' \dots 3^\circ 10'$	7	$1^\circ 00' \dots 1^\circ 30'$
1,5	$2^\circ 20' \dots 2^\circ 50'$	10	$0^\circ 55' \dots 1^\circ 20'$
2	$2^\circ 00' \dots 2^\circ 30'$	15	$0^\circ 50' \dots 1^\circ 10'$

Примечание. При венце из безоловянной бронзы или латуни табличные значения следует увеличивать на 30...50 %.

13. Определяются силы в зацеплении. На рис. 5.6 показаны направления действующих в зацеплении усилий.

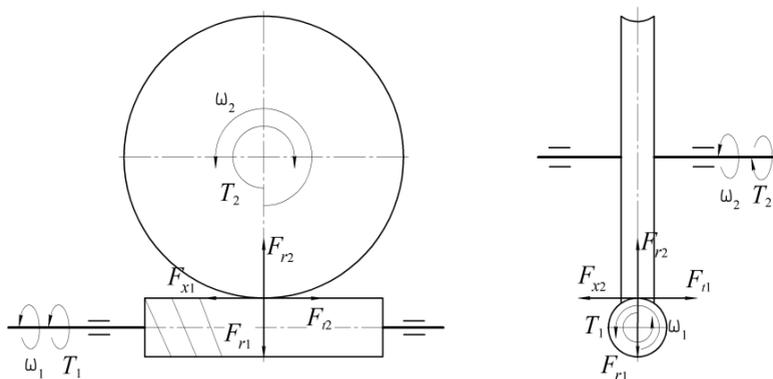


Рис. 5.6. Направления действия сил в зацеплении червячной передачи

Окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке (Н),

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}. \quad (5.38)$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на червячном колесе (Н),

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}, \quad (5.39)$$

или

$$F_{t1} = F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho'). \quad (5.40)$$

Радиальные силы на червяке и червячном колесе (Н)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.41)$$

где α – угол профиля зуборезного инструмента, равный 20° .

14. Проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} \leq [\sigma_H]. \quad (5.42)$$

При расчете формулы (5.42) допускаются отклонения расчетного напряжения σ_H от допускаемого напряжения $[\sigma_H]$ от -15% до $+5\%$.

15. Производится проверка зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{0,6F_{t2}Y_F K}{mb_2} \leq [\sigma_F], \quad (5.43)$$

где Y_F – коэффициент, учитывающий форму зубьев, который выбирается по табл. 5.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

Таблица 5.9. Значения коэффициента Y_F , учитывающего форму зуба

$z_{\text{экв}}$	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Определяется эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$z_{\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (5.44)$$

16. Тепловой расчет червячной передачи.

16.1. Определяется количество теплоты Q_1 (Вт), выделяющейся в передаче, или тепловая мощность:

$$Q_1 = (1 - \eta)P_1, \quad (5.45)$$

где P_1 – мощность на червяке, Вт.

16.2. Определяется количество теплоты Q_2 (Вт), отданной в окружающую среду, или тепловая мощность:

$$Q_2 = k_t (t_p - t_b)S, \quad (5.46)$$

где k_t – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С). В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции $k_t = 8 \dots 10$ Вт/(м² · °С), в помещениях с интенсивной вентиляцией $k_t = 14 \dots 17$ Вт/(м² · °С);

t_p – внутренняя температура редуктора или температура масла, °С.

Для обычных редукторных масел $t_p = 60 \dots 70$ °С;

t_b – температура окружающей среды (воздуха), °С, обычно $t_b \approx 20$ °С;

S – площадь поверхности охлаждения, м², определяемая по формуле

$$S = \frac{20a_w^2}{10^6}. \quad (5.47)$$

Если $Q_1 \leq Q_2$, то это означает, что естественного охлаждения редуктора достаточно. В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

16.3. Определяется расчетная температура масла внутри редуктора:

$$t_m = \frac{(1 - \eta)P_1}{k_t S} + t_b \leq [t_m] = 85 \dots 90 \text{ °С}. \quad (5.48)$$

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1) корпус выполняют ребристым, увеличивая площадь поверхности охлаждения;

2) обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора. При этом k_t повышается до $20 \dots 28$ Вт/(м² · °С);

3) устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой (рис. 5.7, а). При этом k_t повышается до 90...200 Вт/(м²·°С) при скорости воды в трубе до 1 м/с;

4) применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 5.7, б).

В первых трех случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка (рис. 5.7, а) в масляную ванну. В червячные редукторы общемашиностроительного применения, а также в редукторы, работающие в режиме частых остановов, масло заливают при $a_w \leq 80$ мм до оси колеса, при $a_w > 80$ мм до оси червяка независимо от его положения (сверху или снизу) относительно колеса. Рекомендуемое количество масла в ванне – 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности.

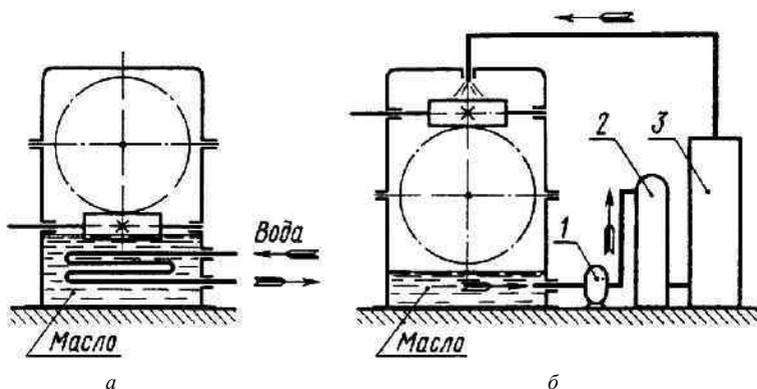


Рис. 5.7. Схемы искусственного охлаждения червячных передач:
 а – с проточным охлаждением; б – с циркуляционной системой смазки;
 1 – насос; 2 – фильтр; 3 – холодильник

При циркуляционной смазке (рис. 5.7, б) масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно прогоняется через фильтр и холодильник.

5.3. Пример расчета закрытой червячной передачи

Исходные данные: крутящий момент на червяке $T_1 = 71,7$ Н·м, крутящий момент на червячном колесе $T_2 = 478,5$ Н·м, частота вращения червяка $n_1 = 611,3$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 8$, частота

та вращения червячного колеса $n_2 = 76,4 \text{ мин}^{-1}$, угловая скорость червячного колеса $\omega_2 = 7,9 \text{ рад/с}$, мощность на червяке $P_1 = 4548,7 \text{ Вт}$.

1. Выбираем материал червяка и червячного колеса.

Для длительно работающей передачи принимаем материал для червяка сталь 45, термообработка – цементация и закалка до твердости не менее 55 HRC с последующим шлифованием (см. табл. 5.1).

Предварительно оцениваем скорость скольжения:

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 611,3 \cdot \sqrt[3]{478,5} = 2,2 \text{ м/с}.$$

По полученному значению принимаем материал II группы – безоловянную бронзу БрФ10Ж4Н4 (литье в землю), для которой предел прочности $\sigma_B = 450 \text{ МПа}$ и предел текучести $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$ (см. табл. 5.2).

2. Определяем допускаемые напряжения.

2.1. Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2,2 = 245 \text{ МПа}.$$

2.2. Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_B Y_N = 0,12 \cdot 450 \cdot 0,67 = 36,2 \text{ МПа}.$$

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{T_2 \omega_2 L_h}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{478,5 \cdot 7,9 \cdot 10000}} = 0,67.$$

3. Определяем число заходов червяка и число зубьев червячного колеса.

При передаточном отношении передачи $u = 8$ принимаем число заходов червяка $z_1 = 4$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u = 4 \cdot 8 = 32.$$

4. Предварительно определяем значение коэффициента диаметра червяка:

$$q = 0,25z_2 = 0,25 \cdot 32 = 8.$$

В соответствии с ГОСТ 2144–93 (см. табл. 5.4) принимаем стандартное значение $q = 8$.

5. Определяем расчетное значение межосевого расстояния:

$$a'_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}}\right)^2 T_2 \cdot 10^3 K} =$$

$$= a'_w \geq \left(\frac{32}{8} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{245 \cdot \frac{32}{8}}\right)^2 \cdot 478,5 \cdot 10^3 \cdot 1,25} = 131,1 \text{ мм.}$$

Коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta K_v = 1 \cdot 1,25 = 1,25.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, K_v по табл. 5.5 принимаем 1,25, выбрав 8-ю степень точности.

6. Определяем расчетный осевой модуль:

$$m' = \frac{2a'_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 131,1}{32 + 8} = 6,55 \text{ мм.}$$

По табл. 5.6 в соответствии с ГОСТ 2144–93 принимаем стандартный модуль $m = 7$ мм.

7. Уточняем значение межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = \frac{7 \cdot (32 + 8)}{2} = 140 \text{ мм.}$$

В соответствии с ГОСТ 2144–93 (см. табл. 5.7) принимаем стандартное значение $a_w = 140$ мм.

8. Определяем основные геометрические размеры червяка и червячного колеса.

8.1. Основные геометрические размеры червяка:
делительный диаметр

$$d_1 = qm = 8 \cdot 7 = 56 \text{ мм;}$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 56 + 2 \cdot 7 = 70 \text{ мм;}$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 56 - 2,4 \cdot 7 = 39,2 \text{ мм};$$

длина нарезанной части шлифованного червяка

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \geq (12,5 + 0,09 \cdot 32) \cdot 7 = 107,7 \text{ мм};$$

делительный угол подъема витка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{4}{8} = 26^\circ.$$

8.2. Основные геометрические размеры червячного колеса:

делительный диаметр

$$d_2 = z_2m = 32 \cdot 7 = 224 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 224 + 2 \cdot 7 = 238 \text{ мм};$$

диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 224 - 2,4 \cdot 7 = 207,2 \text{ мм};$$

ширина венца

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \leq 0,67 \cdot 70 \leq 46,9 \text{ мм};$$

наибольший диаметр

$$d_{aM2} = d_{a2} + m = 238 + 7 = 245 \text{ мм}.$$

9. Определяем окружную скорость червяка:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 611,3}{60 \cdot 10^3} = 2,05 \text{ м/с}.$$

10. Определяем окружную скорость червячного колеса:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 256 \cdot 76,4}{60 \cdot 10^3} = 1,02 \text{ м/с}.$$

11. Уточняем скорость скольжения:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{2,05}{\cos 26^\circ} = 2,29 \text{ м/с.}$$

Следовательно, изменять материал для червячного колеса не нужно.

12. Определяем КПД передачи. Приведенный угол трения $\rho' = 2$ принимаем по табл. 5.8:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = 0,96 \cdot \frac{\operatorname{tg} 26^\circ}{\operatorname{tg}(26^\circ + 2^\circ)} = 0,88.$$

13. Определяем силы в зацеплении:

окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 478,5 \cdot 10^3}{224} = 4272,3 \text{ Н;}$$

окружная сила на червяке, равная осевой силе на червячном колесе,

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 71,7 \cdot 10^3}{56} = 2560,7 \text{ Н;}$$

радиальные силы на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 4272,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1555 \text{ Н.}$$

14. Проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} \leq [\sigma_H].$$

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{32}{8}} \cdot \sqrt{\frac{478,5 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot \left(\frac{32}{8} + 1 \right)^3}{140^3}} = 221 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 245 \text{ МПа.}$$

Определяем отклонение расчетных контактных напряжений σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$:

$$\delta = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{221 - 245}{245} \cdot 100 = -9,8 \%$$

Недогрузка составляет 9,8 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \%$. Следовательно, материал передачи принят верно.

15. Производим проверку зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{0,6 F_{t2} Y_F K}{m b_2} \leq [\sigma_F].$$

Определяем эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$z_{\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 26^\circ} = 44,1.$$

Коэффициент формы зуба $Y_F = 2,23$ принимаем по табл. 5.9.

$$\sigma_F = \frac{0,6 \cdot 4272,3 \cdot 2,23 \cdot 1,25}{7 \cdot 46,9} = 21,8 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 36,2 \text{ МПа}.$$

16. Тепловой расчет червячной передачи.

16.1. Определяем количество теплоты, выделяющейся в передаче, или тепловую мощность:

$$Q_1 = (1 - \eta) P_1 = (1 - 0,88) \cdot 4548,7 = 544,8 \text{ Вт}.$$

16.2. Определяем количество теплоты, отданной в окружающую среду, или тепловую мощность:

$$Q_2 = k_t (t_p - t_b) S = 15 \cdot (65 - 20) \cdot 0,39 = 263,25 \text{ Вт}.$$

Коэффициент теплоотдачи принимаем для помещений с интенсивной вентиляцией $k_t = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Внутреннюю температуру редуктора примем $t_p = 65 \text{ }^\circ\text{C}$. Температуру воздуха принимаем $t_b \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Площадь поверхности охлаждения

$$S = \frac{20 a_w^2}{10^6} = \frac{20 \cdot 140^2}{10^6} = 0,39 \text{ м}^2.$$

16.3. Определяем расчетную температуру масла внутри редуктора:

$$t_m = \frac{(1-\eta)P_1}{k_t S} + t_b = \frac{(1-0,88) \cdot 4548,7}{15 \cdot 0,39} + 20 = 113 \text{ } ^\circ\text{C} > [t_m] = 85 \dots 90 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Выполненные расчеты ($Q_1 > Q_2$ и $t_m > [t_m]$) показывают, что необходимо применять один из способов искусственного охлаждения передачи.

5.4. Последовательность расчета закрытой глобоидной червячной передачи

Червячная глобоидная передача (рис. 5.8) используется при передаче вращательного движения между скрещивающимися валами в случае необходимости осуществления больших передаточных чисел и при ограниченных габаритных размерах.

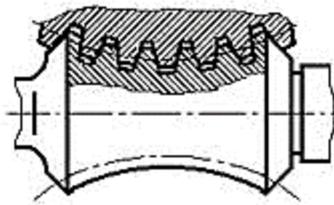


Рис. 5.8. Зацепление в глобоидной червячной передаче

Червяк и колесо имеют взаимно охватывающую глобоидную форму. По сравнению с обычными червячными передачами глобоидные передачи обладают в 2–3 раза большей нагрузочной способностью при одинаковых габаритных размерах. Объясняется это следующими особенностями глобоидной передачи:

- 1) выгодное расположение контактных линий по отношению к вектору скорости скольжения. Угол между ними близок к 90° , и это способствует интенсивному поступлению смазки в зону контакта;
- 2) небольшая разница в кривизне поверхностей витка червяка и зуба колеса в месте контакта, что обеспечивает выгодную форму масляного клина и низкие контактные напряжения;

3) одновременный контакт витков червяка с 4–7 зубьями колеса, что увеличивает суммарную длину контактных линий.

Недостатком глобоидных передач по сравнению с обычными червячными является более сложное изготовление и сборка.

Глобоидные передачи успешно применяют в троллейбусах, лифтовых и автомобильных лебедках, горном и металлургическом оборудовании и других объектах.

1. Выбор материала червяка и червячного колеса.

Для обеспечения нормальной работы передачи должны быть созданы условия граничного трения, дающие минимальный коэффициент трения и отсутствие заедания, а также полное прилегание витков червяка и зубьев колеса, что достигается приработкой. Поэтому поверхность зубьев колеса должна быть более мягкой, чем у витков червяка, а твердость поверхности витков не должна быть слишком малой ввиду опасности увеличения износа.

Лучшие эксплуатационные качества показывают глобоидные передачи с улучшенным червяком изготовленные из стали 40X или 40XH с твердостью 30...35 HRC, а в ответственных случаях – из объемно-закаленных сталей 35XMA, 38XГН при твердости поверхности 40...52 HRC (табл. 5.10).

Таблица 5.10. Механические характеристики материалов глобоидных червяков

Марка стали	Термообработка	Твердость HRC	σ_B , МПа	σ_T , МПа
40X	Улучшение	30...35	800	650
40XH			820	650
35XMA	Объемная закалка	40...52	800	650
38XГН			900	700

Материал червячного колеса принимается по табл. 5.11 в зависимости от предварительно оцениваемой скорости скольжения v_s (м/с), которая определяется по формуле

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (5.49)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹;

T_2 – крутящий момент на червячном колесе, Н · м.

Таблица 5.11. Механические характеристики материалов червячных глобоидных колес

Материал	Способ отливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Коэффициент материалов k_m	u , м/с
БрО10НФ1	Ц	285	165	1	>5
БрО10Ф1	З	216...294	137...147		
	К	245...431	196...225		
БрО6Ц6С3	З	147...196	108	0,9	
	К	176...216	78...98		
БрО5Ц5С5	З	147...196	78...98	0,8	
	К	176...216	78...122		
БрФ9ЖЗЛ	З	392...490	196...225	0,8	≤ 5
	К	490...588	196...343		
	Ц	490...588	196...343		
БрФ10Ж4Н4Л	З	587	196...225	0,8	
	К, Ц	588...755	398...588		

2. Значение фактического передаточного числа u_f должно быть согласовано с номинальным $u_{ном}$, приведенным в стандартном ряду в соответствии с ГОСТ 9369–77: 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80. Фактическое значение передаточных чисел не должно отличаться от номинальных более чем на 4 %.

3. В передаче нагрузки глобоидной парой участвует не менее четырех зубьев колеса, что делает задачу определения максимальной нагрузки на один зуб статически неопределенной, к тому же осложненной влиянием неизбежных погрешностей изготовления и монтажа. Поэтому расчет нагрузочной способности передачи основывают не на использовании формулы Герца – Беляева, а производят по графику зависимости номинальной мощности $P_{ном}$ от межосевого расстояния a_w , передаточного числа u и частоты вращения n_1 , обобщающему опыт эксплуатации и экспериментальных данных. С помощью этого графика при проекционном расчете устанавливается главный параметр – межосевое расстояние передачи a_w (мм), определяемое по эмпирической зависимости

$$a_w' \geq 12,2 \sqrt{\frac{T_2}{k_k k_s k_T k_m k_p}}, \quad (5.50)$$

где k_k – кинематический коэффициент, определяемый по формуле

$$k_k = \frac{2170 - u_{ном}}{n_1 + 900}; \quad (5.51)$$

k_3 – коэффициент зацепления при модификации, рассчитываемый по зависимости

$$k_3 = 1,06 + \frac{\sqrt{u_{\text{ном}} - 6}}{42}; \quad (5.52)$$

k_T – коэффициент точности изготовления. При нормальной точности $k_T = 1,0$, при пониженной точности $k_T = 0,85$;

k_M – коэффициент материалов, принимаемый по табл. 5.11;

k_p – коэффициент режима работы, принимаемый по табл. 5.12.

Таблица 5.12. Значения коэффициента режима работы k_p

Режим работы	k_p
Непрерывная работа в течение 8 или 10 ч с кратковременными перегрузками, %, не более:	
200	0,75
125	0,85
Круглосуточная спокойная работа без толчков	1
Периодическая работа в течение 15 мин с перерывом 2 ч при спокойной нагрузке	1,4

Полученное значение межосевого расстояния округляется до ближайшего стандартного (a_w) в соответствии с ГОСТ 9369–77 из ряда: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 мм.

4. Определяется число заходов червяка и число зубьев червячного колеса.

При передаточном отношении передачи $u_{\text{ном}} = 10 \dots 15$ принимают число заходов червяка $z_1 = 4$.

При передаточном отношении передачи $u_{\text{ном}} = 15 \dots 30$ принимают число заходов червяка $z_1 = 2$.

При передаточном отношении передачи $u_{\text{ном}} > 30$ принимают число заходов червяка $z_1 = 1$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u_{\text{ном}}. \quad (5.53)$$

В передачах с числом заходов червяка два и более значение z_2 рекомендуется принимать не кратным числу заходов червяка z_1 .

5. Выбирается коэффициент диаметра червяка q по табл. 5.13. в зависимости от числа зубьев червячного колеса для получения стандартного делительного диаметра червяка d_1 или наиболее близкого к нему.

Таблица 5.13. Значения коэффициента q диаметра червяка

z_2	<40	41...50	51...60	>60
q	6...8	7...10	8...11	9...13

6. Определяются основные геометрические размеры червяка и червячного колеса (рис. 5.9).

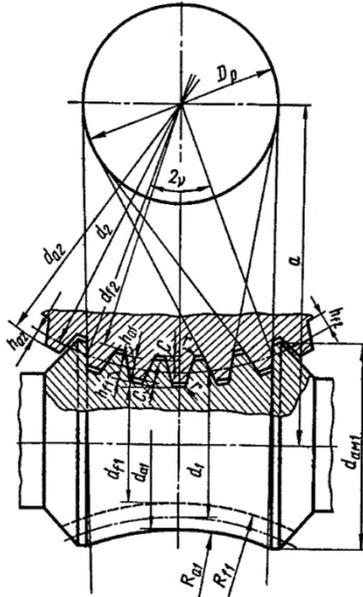


Рис. 5.9. Параметры глобоидной червячной передачи

6.1. Делительный диаметр червяка (мм)

$$d_1 = \frac{2a_w q}{q + z_2}. \quad (5.54)$$

Полученное значение округляется до ближайшего стандартного (табл. 5.14) в соответствии с ГОСТ 9369–77.

Таблица 5.14. Стандартные значения делительного диаметра d_1 червяка и ширины венца b_2 червячного колеса

a_w	d_1			b_2
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
40	–	16	18	10
50	–	20	22,4	12
63	–	25	28	16
80	–	31	35	20
100	–	40	45	25
125	–	50	56	32
140	50	56	–	36
160	56	63	–	40
180	63	71	–	45
200	71	80	–	50
224	80	90	–	56
250	90	100	–	63
280	100	112	–	71
315	112	125	–	80
355	125	140	–	90
400	140	160	–	100
450	160	180	–	112
500	180	200	–	125
560	200	224	–	140
630	224	250	–	160
710	250	280	–	180
800	280	315	–	200
900	315	355	–	224
1000	355	400	–	250
1120	400	450	–	280
1200	450	500	–	315
1400	500	560	–	355
1600	560	630	–	400

6.2. Делительный диаметр червячного колеса (мм)

$$d_2 = 2a_w - d_1. \quad (5.55)$$

6.3. Ширина венца червячного колеса (мм)

$$b_2 = \psi a_w, \quad (5.56)$$

где ψ – коэффициент ширины, который определяют из ряда: 0,16; 0,20; 0,25; 0,315. Значение коэффициента ширины $\psi = 0,25$ является предпочтительным.

Полученное числовое значение ширины венца, в соответствии с ГОСТ 9369–77, округляется до ближайшего числа из ряда Ra20 (табл. 5.14).

6.4. Модуль зацепления (мм)

$$m = \frac{d_2}{z_2}. \quad (5.57)$$

6.5. Радиальный зазор у поверхности впадин глобоидного червяка (мм)

$$C_1 = c_1^* m, \quad (5.58)$$

где c_1^* – коэффициент радиального зазора у поверхности впадины глобоидного червяка. В соответствии с ГОСТ 24438–80 $c_1^* = 0,2$.

6.6. Радиальный зазор у поверхности впадин колеса (мм)

$$C_2 = c_2^* m, \quad (5.59)$$

где c_2^* – коэффициент радиального зазора у поверхности впадины колеса глобоидной передачи. В соответствии с ГОСТ 24438–80 $c_2^* = 0,2$.

Полученные по формулам (5.58) и (5.59) значения в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляются до ближайшего числа из ряда Ra20: 1; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90.

6.7. Высота витка червяка (мм)

$$h_1 = h_1^* m, \quad (5.60)$$

где h_1^* – коэффициент высоты витка, определяемый по формуле

$$h_1^* = 1,8 + c_1^*. \quad (5.61)$$

Полученное значение в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляется до ближайшего числа из ряда Ra40: 2,0; 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,0; 4,2; 4,4; 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95.

6.8. Глубина захода (мм)

$$h_w = h_1 - C_1. \quad (5.62)$$

6.9. Высота делительной головки витка червяка (мм)

$$h_{a1} = h_{a1}^* m, \quad (5.63)$$

где h_{a1}^* – коэффициент высоты делительной головки витка. В соответствии с ГОСТ 24438–80 $h_{a1}^* = 0,9$.

6.10. Высота делительной ножки витка червяка (мм)

$$h_{f1} = h_1 - h_{a1}. \quad (5.64)$$

6.11. Диаметр вершин витков червяка (мм)

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}. \quad (5.65)$$

6.12. Диаметр впадин витков червяка (мм)

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}. \quad (5.66)$$

6.13. Радиус кривизны переходной кривой витка червяка (мм)

$$\rho_{f1} = \rho_{f1}^* m, \quad (5.67)$$

где ρ_{f1}^* – коэффициент высоты делительной головки витка. В соответствии с ГОСТ 24438–80 $\rho_{f1}^* = 0,3$.

6.14. Радиус кривизны переходной кривой зуба колеса (мм)

$$\rho_{f2} = \rho_{k01}^* m, \quad (5.68)$$

где ρ_{k01}^* – коэффициент радиуса скругления кромки исходного производящего глобоидного червяка. Принимается в соответствии с ГОСТ 24438–80 $\rho_{k01}^* = 0,15$.

Полученные по формулам (5.67) и (5.68) значения в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляются до ближайшего числа из ряда Ra20: 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50.

6.15. Высота зуба колеса (мм)

$$h_2 = h_w + C_2. \quad (5.69)$$

6.16. Высота делительной головки зуба колеса (мм)

$$h_{a2} = h_w - h_{a1}. \quad (5.70)$$

6.17. Высота делительной ножки зуба колеса (мм)

$$h_{f2} = h_2 - h_{a2}. \quad (5.71)$$

6.18. Диаметр вершин зубьев колеса (мм)

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}. \quad (5.72)$$

6.19. Диаметр впадин зубьев колеса (мм)

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}. \quad (5.73)$$

6.20. Половина угла расчетного обхвата линейчатого глобоидного червяка

$$v_c = 180^\circ \frac{K_{об}}{z_2}, \quad (5.74)$$

где $K_{об}$ – рабочий обхват исходного глобоидного червяка. Принимают по табл. 5.15 в зависимости от числа зубьев z_2 червячного колеса в соответствии с ГОСТ 2443–80.

Таблица 5.15. Значения рабочего обхвата $K_{об}$ глобоидного червяка

z_2	31...37	38...45	46...53	54...61	62...69	70...78	>79
$K_{об}$	3,55	4,55	5,55	6,55	7,55	8,55	9,55

6.21. Диаметр профильной окружности (мм)

$$D_p = d_2 \sin v_c. \quad (5.75)$$

6.22. Длина нарезанной части червяка по впадинам (мм)

$$b_{f1} = 2d_2 h_{f1} \frac{\sin(\alpha_\chi - v_c)}{\cos \alpha_\chi} \sin v_c, \quad (5.76)$$

где α_χ – делительный осевой угол профиля витка, равный 25° .

6.23. Радиус образующей глобоиду вершин витка червяка (мм)

$$R_{a1} = \frac{2a_w - d_{a1}}{2}. \quad (5.77)$$

6.24. Радиус образующей глобоиду впадин витка червяка (мм)

$$R_{f1} = \frac{2a_w - d_{f1}}{2}. \quad (5.78)$$

6.25. Радиус выемки (мм)

$$r_k = 0,7d_{f1}. \quad (5.79)$$

Полученное значение в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляется до ближайшего числа из ряда Ra20: 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

6.26. Наибольший диаметр червячного колеса (мм)

$$d_{aM2} = d_{a2} + 0,1b_2. \quad (5.80)$$

7. Глубина модификации на входе червяка (мм)

$$\Delta = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} u_{\text{ном}}) a_w. \quad (5.81)$$

8. Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (5.82)$$

9. Определяется окружная скорость червяка v_1 (м/с):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (5.83)$$

10. Уточняется скорость скольжения v_s (м/с):

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma}. \quad (5.84)$$

Полученное значение сравнивается с найденным по формуле (5.49) и при необходимости изменяется материал для изготовления червячного

колеса с соответствующим изменением характеристик заново выбранного материала (см. табл. 5.11).

11. Определяется КПД передачи:

$$\eta = 0,98 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (5.85)$$

где ρ' – приведенный угол трения, который выбирается по табл. 5.8.

12. Определяются силы в зацеплении. Направления действующих в зацеплении усилий показаны на рис. 5.6.

Окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке (Н),

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}. \quad (5.86)$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на червячном колесе (Н),

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}. \quad (5.87)$$

Радиальные силы на червяке и червячном колесе (Н)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_r, \quad (5.88)$$

где α_r – угол профиля зуба в средней плоскости колеса, определяемый по формуле

$$\alpha_r = \arcsin \frac{D_p}{d_2}. \quad (5.89)$$

13. Глобоидная передача со стандартными параметрами зацепления, полученными на базе проектировочного расчета, проведенного по предельной нагрузке, требует проверки только на срез зуба колеса.

Напряжения среза в опасном сечении зуба колеса определяются по следующей зависимости:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4T_2 \cdot 10^3}{d_2 A_{\text{ср}} \cos \gamma} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (5.90)$$

где $A_{\text{ср}}$ – площадь среза опасного сечения зуба колеса, мм^2 , определяемая по зависимости

$$A_{\text{cp}} = 0,5\pi b_2 m + 1,8b_2 m \frac{1,1K_{\text{об}} - 1}{\cos \gamma} \frac{z_2}{\gamma}. \quad (5.91)$$

Допускаемое напряжение среза

$$[\tau_{\text{cp}}] = 0,5\sigma_B. \quad (5.92)$$

14. Тепловой расчет передачи.

14.1. Определяется количество теплоты, выделяющейся в передаче, или тепловая мощность Q_1 (Вт), по формуле (5.45).

14.2. Определяется количество теплоты, отданной в окружающую среду, или тепловая мощность Q_2 (Вт), по формуле (5.46).

Если $Q_1 \leq Q_2$, то это означает, что естественного охлаждения редуктора достаточно. В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

14.3. Определяется расчетная температура масла внутри редуктора по формуле (5.48).

5.5. Пример расчета закрытой глобоидной червячной передачи

Исходные данные: крутящий момент на червяке $T_1 = 30,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на червячном колесе $T_2 = 400,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения червяка $n_1 = 1444,5 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 16$, частота вращения червячного колеса $n_2 = 90,3 \text{ мин}^{-1}$, мощность на червяке $P_1 = 4542,7 \text{ Вт}$.

1. Выбираем материал червяка и червячного колеса.

По табл. 5.10 принимаем для изготовления червяка сталь 40ХН с термообработкой «улучшение» до твердости 30...35 HRC с пределом прочности $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$.

Материал червячного колеса принимаем в зависимости от предварительно оцениваемой скорости скольжения, которая определяется следующим образом:

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1444,5 \cdot \sqrt[3]{400,5} = 4,8 \text{ м/с}.$$

По полученному значению принимаем безоловянную бронзу БрФ9ЖЗЛ (литье в кокиль), для которой предел прочности $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$ и предел текучести $\sigma_T = 250 \text{ МПа}$ (см. табл. 5.11).

2. Значение фактического передаточного числа u согласовываем с номинальным ($u_{\text{ном}}$) по стандартном ряду в соответствии с ГОСТ 9369–77. Таким образом, $u_{\text{ном}} = 16$.

3. Определяем значение расчетного межосевого расстояния передачи:

$$a_w' \geq 12,2 \sqrt{\frac{T_2}{k_k k_3 k_T k_M k_p}}$$

Определяем кинематический коэффициент:

$$k_k = \frac{2170 - u_{\text{ном}}}{n_1 + 900} = \frac{2170 - 16}{1444,5 + 900} = 1,4.$$

Определяем коэффициент зацепления при модификации:

$$k_3 = 1,06 + \frac{\sqrt{u_{\text{ном}} - 6}}{42} = 1,06 + \frac{\sqrt{16 - 6}}{42} = 1,13.$$

Коэффициент точности изготовления k_T принимаем при нормальной точности равным 1,0. Коэффициент материалов k_M в соответствии с рекомендациями табл. 5.11 принимаем равным 0,8. Коэффициент режима работы k_p принимаем по табл. 5.12 для непрерывной работы в течение 8 или 10 ч с кратковременными перегрузками не более 125 % равным 0,85.

Тогда

$$a_w' \geq 12,2 \sqrt{\frac{T_2}{k_k k_3 k_T k_M k_p}} \geq 12,2 \cdot \sqrt{\frac{400,5}{1,4 \cdot 1,13 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,85}} \geq 235,4 \text{ мм.}$$

Полученное значение межосевого расстояния округляем до ближайшего стандартного $a_w = 250$ мм (см. табл. 5.7).

4. Определяем число заходов червяка и число зубьев червячного колеса.

При передаточном отношении передачи $u_{\text{ном}} = 16$ принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u_{\text{ном}} = 2 \cdot 16 = 32.$$

5. Выбираем коэффициент диаметра червяка $q = 7$ по табл. 5.13.

6. Определяем основные геометрические размеры червяка и червячного колеса.

6.1. Делительный диаметр червяка

$$d_1 = \frac{2a_w q}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 7}{7 + 32} = 89,7 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного в соответствии с ГОСТ 9369–77 (см. табл. 5.14). Таким образом, $d_1 = 90$ мм.

6.2. Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = 2a_w - d_1 = 2 \cdot 250 - 90 = 410 \text{ мм.}$$

6.3. Ширина венца червячного колеса

$$b_2 = \psi a_w = 0,25 \cdot 250 = 62,5 \text{ мм.}$$

Полученное значение ширины венца округляем до ближайшего числа из ряда Ra20 (см. табл. 5.14) в соответствии с ГОСТ 6636–69. Таким образом, $b_2 = 63$ мм.

6.4. Модуль зацепления

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{410}{32} = 12,8 \text{ мм.}$$

6.5. Радиальный зазор у поверхности впадин глобоидного червяка

$$C_1 = c_1^* m = 0,2 \cdot 12,8 = 2,6 \text{ мм.}$$

6.6. Радиальный зазор у поверхности впадин колеса

$$C_2 = c_2^* m = 0,2 \cdot 12,8 = 2,6 \text{ мм.}$$

Полученные в пунктах 6.5 и 6.6 значения в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляем до ближайшего числа из ряда Ra20: $C_1 = C_2 = 2,5$ мм (см. с. 154).

6.7. Высота витка червяка

$$h_1 = h_1^* m.$$

Коэффициент высоты витка

$$h_1^* = 1,8 + c_1^* = 1,8 + 0,2 = 2.$$

Тогда

$$h_1 = 2 \cdot 12,8 = 25,6 \text{ мм.}$$

Полученное значение высоты витка червяка в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляем до ближайшего из стандартного ряда. Таким образом, $h_1 = 26$ мм (см. с. 155).

6.8. Глубина захода

$$h_w = h_1 - C_1 = 26 - 2,5 = 24,5 \text{ мм.}$$

6.9. Высота делительной головки витка червяка

$$h_{a1} = h_{a1}^* m = 0,9 \cdot 12,8 = 11,5 \text{ мм.}$$

6.10. Высота делительной ножки витка червяка

$$h_{f1} = h_1 - h_{a1} = 26 - 11,5 = 14,5 \text{ мм.}$$

6.11. Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 90 + 2 \cdot 11,5 = 113 \text{ мм.}$$

6.12. Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 90 - 2 \cdot 14,5 = 61 \text{ мм.}$$

6.13. Радиус кривизны переходной кривой витка червяка

$$\rho_{f1} = \rho_{f1}^* m = 0,3 \cdot 12,8 = 3,84 \text{ мм.}$$

Полученное значение в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляем до ближайшего числа из ряда Ra20. Таким образом, $\rho_{f1} = 4,0$ (см. с. 156).

6.14. Радиус кривизны переходной кривой зуба колеса

$$\rho_{f2} = \rho_{k01}^* m = 0,15 \cdot 12,8 = 1,92 \text{ мм.}$$

Полученное значение в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляем до ближайшего числа из ряда Ra20. Таким образом, $\rho_{f2} = 2,0$ (см. с. 156).

6.15. Высота зуба колеса

$$h_2 = h_w + C_2 = 24,5 + 2,5 = 27 \text{ мм.}$$

6.16. Высота делительной головки зуба колеса

$$h_{a2} = h_w - h_{a1} = 24,5 - 11,5 = 13 \text{ мм.}$$

6.17. Высота делительной ножки зуба колеса

$$h_{f2} = h_2 - h_{a2} = 27 - 13 = 14 \text{ мм.}$$

6.18. Диаметр вершин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 410 + 2 \cdot 13 = 436 \text{ мм.}$$

6.19. Диаметр впадин зубьев колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 410 - 2 \cdot 14 = 382 \text{ мм.}$$

6.20. Половина угла расчетного обхвата линейчатого глобоидного червяка

$$v_c = 180^\circ \frac{K_{об}}{z_2} = 180^\circ \cdot \frac{3,55}{32} = 20^\circ.$$

Рабочий обхват исходного глобоидного червяка $K_{об}$ в соответствии с ГОСТ 2443–80 принимаем по табл. 5.15 равным 3,55.

6.21. Диаметр профильной окружности

$$D_p = d_2 \sin v_c = 410 \cdot \sin 20^\circ = 140,2 \text{ мм.}$$

6.22. Длина нарезанной части червяка по впадинам

$$b_{f1} = 2d_2 h_{f1} \frac{\sin(\alpha_\chi - v_c)}{\cos \alpha_\chi} \sin v_c = 2 \cdot 410 \cdot 14,5 \cdot \frac{\sin(25^\circ - 20^\circ)}{\cos 25^\circ} \cdot \sin 20^\circ = 390,4 \text{ мм.}$$

6.23. Радиус образующей глобоиду вершин витка червяка

$$R_{a1} = \frac{2a_w - d_{a1}}{2} = 193,5 \text{ мм.}$$

6.24. Радиус образующей глобоиду впадин витка червяка

$$R_{f1} = \frac{2a_w - d_{f1}}{2} = \frac{2 \cdot 250 - 61}{2} = 219,5 \text{ мм.}$$

6.25. Радиус выемки

$$r_k = 0,7d_{f1} = 0,7 \cdot 61 = 42,7 \text{ мм.}$$

Полученное значение в соответствии с ГОСТ 6636–69 округляем до ближайшего числа из ряда Ra20. Таким образом, $r_k = 45 \text{ мм}$ (см. с. 157).

6.26. Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} = d_{a2} + 0,1b_2 = 436 + 0,1 \cdot 63 = 442,3 \text{ мм.}$$

7. Глубина модификации на входе червяка

$$\Delta = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} u_{\text{ном}}) a_w = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} \cdot 16) \cdot 250 = 0,21 \text{ мм.}$$

8. Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{7} = 16^\circ.$$

9. Определяем окружную скорость червяка:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 1444,5}{60 \cdot 10^3} = 6,8 \text{ м/с.}$$

10. Уточняем скорость скольжения:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{6,8}{\cos 16^\circ} = 7,1 \text{ м/с.}$$

Так как уточненная скорость скольжения более 5 м/с, то по табл. 5.11 принимаем оловянную бронзу БрО6Ц6С3 (литье в землю), для которой предел прочности $\sigma_B = 150 \text{ МПа}$ и предел текучести $\sigma_T = 108 \text{ МПа}$.

11. Определяем КПД передачи:

$$\eta = 0,98 \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho')}.$$

Приведенный угол трения ρ' по табл. 5.8 принимаем равным 1° . Тогда

$$\eta = 0,98 \cdot \frac{\text{tg } 16^\circ}{\text{tg } (16^\circ + 1^\circ)} = 0,92.$$

12. Определяем силы в зацеплении:

окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 400,5 \cdot 10^3}{410} = 1953,6 \text{ Н};$$

окружная сила на червяке, равная осевой силе на червячном колесе,

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 30,5 \cdot 10^3}{90} = 677,8 \text{ Н};$$

радиальные силы на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_r,$$

где α_r – угол профиля зуба в средней плоскости колеса, определяемый следующим образом:

$$\alpha_r = \arcsin \frac{D_p}{d_2} = \arcsin \frac{140,2}{410} = 20^\circ.$$

Тогда

$$F_{r1} = 1953,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 711,1 \text{ Н}.$$

13. Определяем напряжения среза в опасном сечении зуба колеса:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4T_2 \cdot 10^3}{d_2 K_{\text{об}} A_{\text{ср}} \cos \gamma} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

Площадь среза опасного сечения зуба колеса

$$\begin{aligned} A_{\text{ср}} &= 0,5\pi b_2 m + 1,8b_2 m \frac{z_2}{\cos \gamma} = \\ &= 0,5 \cdot 3,14 \cdot 63 \cdot 12,8 + 1,8 \cdot 63 \cdot 12,8 \cdot \frac{1,1 \cdot 3,55 - 1}{\cos 16^\circ} = 1403,5 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Допускаемое напряжение среза

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,5\sigma_B = 0,5 \cdot 150 = 75 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$\tau_{\text{сп}} = \frac{4T_2 \cdot 10^3}{d_2 A_{\text{сп}} \cos \gamma} = \frac{4 \cdot 400,5 \cdot 10^3}{410 \cdot 1403,3 \cdot \cos 16^\circ} = 3 \text{ МПа} < [\tau_{\text{сп}}] = 75 \text{ МПа}.$$

14. Тепловой расчет передачи.

14.1. Определяем количество теплоты, выделяющейся в передаче, или тепловую мощность:

$$Q_1 = (1 - \eta)P_1 = (1 - 0,92) \cdot 4542,7 = 363,4 \text{ Вт}.$$

14.2. Определяем количество теплоты, отданной в окружающую среду, или тепловую мощность:

$$Q_2 = k_r(t_p - t_b)S.$$

Коэффициент теплоотдачи принимаем для помещений с интенсивной вентиляцией $k_r = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (см. с. 141). Внутреннюю температуру редуктора примем $t_p = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. с. 141). Температуру воздуха принимаем $t_b \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. с. 141).

Тогда

$$Q_2 = 15 \cdot (65 - 20) \cdot 1,25 = 843,7 \text{ Вт}.$$

Площадь поверхности охлаждения

$$S = \frac{20a_w^2}{10^6} = \frac{20 \cdot 250^2}{10^6} = 1,25 \text{ м}^2.$$

Так как $Q_1 < Q_2$, то естественного охлаждения редуктора достаточно.

14.3. Определяем расчетную температуру масла внутри редуктора:

$$t_m = \frac{(1 - \eta)P_1}{k_r S} + t_b = \frac{(1 - 0,92) \cdot 4542,7}{15 \cdot 1,25} + 20 = 36 \text{ }^\circ\text{C} \leq [t_m] = 85 \dots 90 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Условие соблюдается, что свидетельствует о том, что собственной теплоотдающей способности редуктора достаточно.

Литература: [2, 5, 8–10, 13, 15, 18].

6. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Общие сведения

Планетарными называют передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися осями (рис. 6.1, А). Передача состоит из центрального колеса a с наружными зубьями, центрального колеса b с внутренними зубьями, водила h и сателлитов g . Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Отсюда название – *планетарные передачи*.

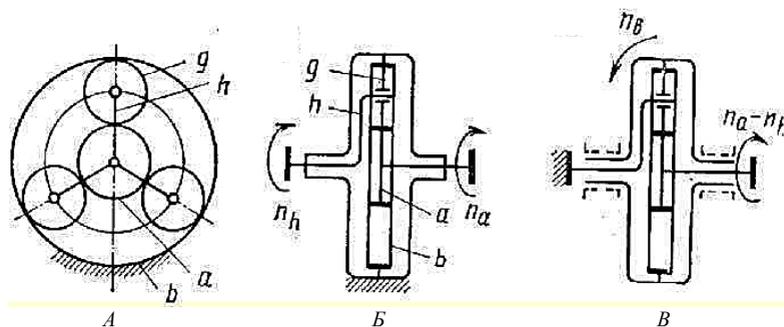


Рис. 6.1. Схемы планетарной передачи:

a – центральное колесо с наружными зубьями;

b – центральное колесо с внутренними зубьями; h – водило; g – сателлиты

При неподвижном колесе b (рис. 6.1, Б) движение может передаваться от a к h или от h к a ; при неподвижном водиле h (рис. 6.1, В) – от a к b или от b к a . При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два или два соединять в одно, например от b к a и h , от a и h к b и т. п. В этом случае передачу называют *дифференциальной*.

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяют путем очередного торможения различных звеньев; как дифференциальный механизм. Вторым достоинством планетарной передачи является компактность, а также малая масса. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить массу в 2–4 раза и более.

Это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу спутников. При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз; внутреннее зацепление (g и b) обладает повышенной нагрузочной способностью, так как у него больше приведенный радиус кривизны в зацеплении; планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения (до тысячи и более) без применения многоступенчатых передач; отмечается малая нагрузка на опоры, так как при симметричном расположении спутников силы в передаче взаимно уравновешиваются. Это снижает потери и упрощает конструкцию опор (кроме опор спутников).

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

Планетарные передачи широко применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и т. д.

При исследовании кинематики планетарных передач широко используют *метод остановки водила – метод Виллиса*. Всей планетарной передаче мысленно сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило как бы затормаживается, а все другие звенья освобождаются. Получаем так называемый *обращенный механизм* (рис. 6.1, В), представляющий собой простую передачу, в которой движение передается от a к b через паразитные колеса g . Частоты вращения зубчатых колес обращенного механизма равны разности прежних частот вращения и частоты вращения водила.

6.2. Последовательность расчета планетарной передачи

1. Определяется передаточное отношение:

$$u = \frac{n_1}{n_H}. \quad (6.1)$$

Полученное значение согласовывается со стандартными номинальными передаточными числами по ГОСТ 2185–66:

1-й ряд – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5;

2-й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

2. Выбирается кинематическая схема передачи (рис. 6.2).

4. Выбирается число зубьев солнечной шестерни. Во избежание подрезания ножки зуба солнечной шестерни рекомендуется принимать $z_1 > 12$. Предпочтительно принимать z_1 кратным числу спутников.

5. Определяется число зубьев коронной шестерни:

$$z_3 = z_1(u - 1). \quad (6.2)$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего числа, кратного числу спутников.

6. Из условия соосности определяется число зубьев спутников:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \Rightarrow z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (6.3)$$

7. Проверяется выполнение условия вхождения зубьев в зацепление:

$$\frac{z_3 + z_1}{n_c} = \frac{2(z_1 + z_2)}{n_c} = \text{целое число}. \quad (6.4)$$

8. Проверяется выполнение условия соседства:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n_c} \geq z_1 + 2. \quad (6.5)$$

9. При выполнении условий соседства и вхождения зубьев в зацепление окончательно принимается число спутников n_c .

10. Определяются относительные частоты вращения (мин^{-1}): для солнечной шестерни

$$n_1' = n_1 - n_H; \quad (6.6)$$

для водила

$$n_H' = \frac{z_1 n_1'}{z_2}. \quad (6.7)$$

11. Выбирается материал зубчатых колес по табл. 3.1 и 3.2.

12. Определяются допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (МПа):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{limb}} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (8)$$

где $\sigma_{Hlim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа. Определяется по табл. 3.3;

K_{HL} – коэффициент долговечности, который учитывает влияние срока службы и режима нагрузки. Для передач, у которых число циклов нагружения больше базового, можно принять $K_{HL} = 1,0$. Именно такой случай типичен для курсовых проектов;

$[S_H]$ – коэффициент безопасности. Для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$. Для колес при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1,2 \dots 1,3$.

13. Определяется передаточное отношение зацепления «солнечная шестерня – сателлиты»:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.9)$$

14. Определяется межосевое расстояние a_{12} (мм):

$$a_{12} = 49,5(u_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_c}{n_c \psi_{ba} [\sigma_H]^2 u_{12}}}, \quad (6.10)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. При проектировании закрытых зубчатых передач принимают значения $K_{H\beta}$ по табл. 3.4;

K_c – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами. В передачах с самоустанавливающимся колесом и тремя сателлитами $k_c = 1,1 \dots 1,2$;

ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию.

Для прямозубых колес рекомендуется ограничивать $\psi_{ba} \leq 0,25$.

15. Определяется предварительное значение диаметра солнечной шестерни d_1' (мм):

$$d_1' = \frac{2a_{12}}{u_{12} + 1}. \quad (6.11)$$

16. Определяется модуль зацепления m_t (мм):

$$m_t = \frac{d'_1}{z_1}. \quad (6.12)$$

Полученное значение согласовывается со стандартным значением по ГОСТ 9563–60 (см. табл. 3.5).

17. Определяются геометрические размеры зубчатых колес.

17.1. Диаметры солнечной шестерни (мм):

делительный диаметр

$$d_1 = m_t z_1; \quad (6.13)$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t; \quad (6.14)$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_t. \quad (6.15)$$

17.2. Диаметры сателлитов (мм):

делительный диаметр

$$d_2 = m_t z_2; \quad (6.16)$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t; \quad (6.17)$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_t. \quad (6.18)$$

17.3. Диаметры коронной шестерни (мм):

делительный диаметр

$$d_3 = m_t z_3; \quad (6.19)$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a3} = d_3 - 2m_t; \quad (6.20)$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f3} = d_3 + 2,5m_t. \quad (6.21)$$

17.4. Ширина зубчатых колес (мм):

$$b = a_{12}\Psi_{ba}. \quad (6.22)$$

18. Проверяется выполнение условия соседства, предусматривающего наличие гарантированного зазора между спутниками:

$$(d_1 + d_2) \sin\left(\frac{\pi}{n_c}\right) \geq d_1 + 2m_t. \quad (6.23)$$

19. Определяются силы в зацеплении (рис. 6.4):
окружная сила на солнечной и коронной шестернях (Н)

$$F_{t1} = F_{t3} = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_c}{d_1 n_c}; \quad (6.24)$$

окружная сила на водиле (Н)

$$F_{tH} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha; \quad (6.25)$$

радиальная сила (Н)

$$F_r = 2F_{t1} K_c \cos \alpha. \quad (6.26)$$

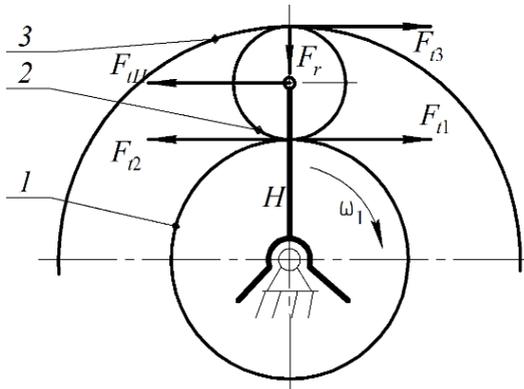


Рис. 6.4. Схема усилий, действующих в планетарной передаче

20. Определяется окружная скорость v (м/с):

$$v = \frac{\pi d_1 n_1'}{60 \cdot 10^3}, \quad (6.27)$$

21. Проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_{t1}(u_{12} + 1) K_H}{b d_2}} \leq [\sigma_H], \quad (6.28)$$

где K_H – коэффициент нагрузки.

Коэффициент нагрузки определяется по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (6.29)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для цилиндрических прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,0$;

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении. Выбирается в зависимости от окружной скорости v колес и степени точности их изготовления по табл. 3.9.

22. Производится проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m_t} \leq [\sigma_F], \quad (6.30)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба. Выбирается по табл. 3.12 в зависимости от числа зубьев;

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

Коэффициент нагрузки определяется по следующей формуле:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{F\nu}, \quad (6.31)$$

где K_{Fa} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{Fa} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (см. табл. 3.10);

K_{F0} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении (см. табл. 3.11).

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) для материала зубчатых колес находят по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}, \quad (6.32)$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}^0$ – предел выносливости по напряжениям изгиба (см. табл. 3.13); $[S_F]$ – коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности определяется по следующей зависимости:

$$[S_F] = [S_F]^\prime \cdot [S_F]^\prime\prime, \quad (6.33)$$

где $[S_F]^\prime$ – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес (см. табл. 3.13);

$[S_F]^\prime\prime$ – коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес. Для поковок и штамповок $[S_F]^\prime\prime = 1,0$; для проката $[S_F]^\prime\prime = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]^\prime\prime = 1,3$.

6.3. Пример расчета планетарной передачи

Исходные данные: крутящий момент на солнечной шестерне $T_1 = 49,6$ Н·м, крутящий момент на водиле $T_H = 500,5$ Н·м, частота вращения солнечной шестерни $n_1 = 1445$ мин⁻¹, частота вращения водила $n_H = 143$ мин⁻¹.

1. Определяем передаточное отношение:

$$u = \frac{n_1}{n_H} = \frac{1445}{143} = 10,1.$$

В соответствии с ГОСТ 2185–66 (см. с. 169) принимаем стандартное номинальное передаточное число $u = 10$.

2. Принимаем наиболее распространенную на практике простейшую схему планетарной передачи с одной степенью свободы ($2k - h$), которая изображена на рис. 6.3.

3. Предварительно принимаем число сателлитов из условия уравновешивания сил в зацеплении. Предпочтительно принимать $n_c = 3$.

4. Принимаем число зубьев солнечной шестерни $z_1 = 18$.

5. Определяем число зубьев коронной шестерни:

$$z_3 = z_1(u - 1) = 18 \cdot (10 - 1) = 162.$$

6. Из условия соосности определяем число зубьев сателлитов:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{162 - 18}{2} = 72.$$

7. Проверяем выполнение условия вхождения зубьев в зацепление:

$$\frac{z_3 + z_1}{n_c} = \frac{162 + 18}{3} = 60 - \text{целое число.}$$

8. Проверяем выполнение условия соседства:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n_c} \geq z_1 + 2;$$

$$(18 + 72) \cdot \sin \frac{180^\circ}{3} \geq 18 + 2;$$

$$78 > 20.$$

9. Так как условия соседства и вхождения зубьев в зацепление соблюдаются, то окончательно принимаем число сателлитов $n_c = 3$.

10. Определяем относительные частоты вращения:
для солнечной шестерни

$$n'_1 = n_1 - n_H = 1445 - 143 = 1302 \text{ мин}^{-1};$$

для водила

$$n'_H = \frac{z_1 n'_1}{z_2} = \frac{18 \cdot 1302}{72} = 325,5 \text{ мин}^{-1}.$$

11. По табл. 3.1 выбираем материал зубчатых колес. Принимаем для изготовления зубчатых колес сталь 40Х с термообработкой «улучшение» при твердости поверхности зубьев 250...285 НВ.

12. Определяем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}.$$

Определяем предел контактной выносливости при базовом числе циклов в соответствии с табл. 3.3:

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$[\sigma_H] = \frac{610 \cdot 1}{1,15} = 530,4 \text{ МПа.}$$

13. Определяем передаточное отношение зацепления «солнечная шестерня – сателлиты»:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{18} = 4.$$

14. Определяем межосевое расстояние:

$$\begin{aligned} a_{12} &= 49,5(u_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_c}{n_c \Psi_{ba} [\sigma_H]^2 u_{12}}} = \\ &= 49,5 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{49,6 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,2}{3 \cdot 0,25 \cdot 530,4^2 \cdot 4}} = 108,7 \text{ мм.} \end{aligned}$$

15. Определяем предварительное значение диаметра солнечной шестерни:

$$d'_1 = \frac{2a_{12}}{u_{12} + 1} = \frac{2 \cdot 108,7}{4 + 1} = 43,5 \text{ мм.}$$

16. Определяем модуль зацепления:

$$m_t = \frac{d'_1}{z_1} = \frac{43,5}{18} = 2,4.$$

Полученное значение согласовываем со стандартным значением по ГОСТ 9563–60 (см. табл. 3.5). Принимаем $m_t = 2,5$ мм.

17. Определяем геометрические размеры зубчатых колес.

17.1. Диаметры солнечной шестерни:

делительный диаметр

$$d_1 = m_t z_1 = 2,5 \cdot 18 = 45 \text{ мм};$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм};$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_t = 45 - 2,5 \cdot 2,5 = 38,75 \text{ мм}.$$

17.2. Диаметры сателлитов:

делительный диаметр

$$d_2 = m_t z_2 = 2,5 \cdot 72 = 180 \text{ мм};$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t = 180 + 2 \cdot 2,5 = 185 \text{ мм};$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_t = 180 - 2,5 \cdot 2,5 = 173,75 \text{ мм}.$$

17.3. Диаметры коронной шестерни:

делительный диаметр

$$d_3 = m_t z_3 = 2,5 \cdot 162 = 405 \text{ мм};$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a3} = d_3 - 2m_t = 405 - 2 \cdot 2,5 = 400 \text{ мм};$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f3} = d_3 + 2,5m_t = 405 + 2,5 \cdot 2,5 = 411,25 \text{ мм}.$$

17.4. Ширина зубчатых колес

$$b = a_{12} \Psi_{ba} = 108,7 \cdot 0,25 = 27,2 \text{ мм}.$$

18. Проверяем выполнение условия соседства, предусматривающего наличие гарантированного зазора между спутниками:

$$(d_1 + d_2) \sin \frac{\pi}{n_c} \geq d_1 + 2m_t;$$

$$(45 + 180) \cdot \sin \frac{180^\circ}{3} \geq 45 + 2 \cdot 2,5;$$

$$194,85 > 50.$$

19. Определяем силы в зацеплении:

окружная сила на солнечной и коронной шестернях

$$F_{t1} = F_{t3} = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_c}{d_1 n_c} = \frac{2 \cdot 49,6 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{45 \cdot 3} = 881,8 \text{ Н};$$

окружная сила на водиле

$$F_{Ht} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = 881,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 320,9 \text{ Н};$$

радиальная сила

$$F_r = 2F_{t1} K_c \cos \alpha = 2 \cdot 881,8 \cdot 1,2 \cdot \cos 20^\circ = 1988,7 \text{ Н}.$$

20. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1'}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 45 \cdot 1302}{60 \cdot 10^3} = 3,1 \text{ м/с}.$$

21. Выполняем проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_{t1} (u_{12} + 1) K_H}{bd_2}} \leq [\sigma_H].$$

Определяем коэффициент нагрузки. Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,0$ (см. с. 175).

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,2$ (см. табл. 3.8).

Приняв 7-ю степень точности изготовления зубчатых колес, выбираем значение коэффициента $K_{H\alpha} = 1,14$ (см. табл. 3.9).

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,14 = 1,37.$$

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_{t1} (u_{12} + 1) K_H}{b d_2}} = \\ &= 436 \cdot \sqrt{\frac{881,8 \cdot (4 + 1) \cdot 1,37}{27,2 \cdot 180}} = 484,3 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 530,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Определяем отклонение расчетных контактных напряжений σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$:

$$\delta = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{484,3 - 530,4}{530,4} \cdot 100 = -8,7 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 8,7 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \text{ \%}$. Следовательно, материал передачи принят верно.

22. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m_t} \leq [\sigma_F].$$

Определяем коэффициент нагрузки. Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha} = 1$ (см. с. 175). При коэффициенте ширины зубчатого колеса по делительному диаметру $\psi_{bd} = b / d_1 = 27,2 / 45 = 0,6$ коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,62$ (см. табл. 3.10). Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, $K_{F\gamma} = 1,24$ (см. табл. 3.11).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} = 1 \cdot 1,62 \cdot 1,24 = 2.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]} = \frac{1,8 \cdot 270}{1,75} = 277,7 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент безопасности:

$$[S_F] = [S_F]^{I'} \cdot [S_F]^{II'} = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Тогда

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m_t} = \frac{881,8 \cdot 2 \cdot 4,26}{27,2 \cdot 2,5} = 110,5 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 277,7 \text{ МПа.}$$

Условие выполнено.

Литература: [4, 7, 13, 15, 18].

7. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Общие сведения

Ременная передача является передачей с гибкой связью, что позволяет применять такие передачи при значительных межосевых расстояниях валов. В ременной передаче привод осуществляется за счет сил трения (кроме зубчато-ременной).

Ременная передача относится к одному из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение и до настоящего времени. В автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении ременные передачи применяют достаточно широко. По сравнению с другими типами передач ременная обладает рядом особенностей, которые определяют целесообразность ее применения. Можно отметить следующие основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние; плавность и бесшумность работы; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации.

Основными недостатками ременной передачи являются: значительные габариты; некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня; низкая долговечность ремня.

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Мощность современных ременных передач не превышает обычно 50 кВт. В комбинации с зубчатой и червячной передачами ременную передачу устанавливают обычно на быстроходную ступень, как менее нагруженную.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни. Применение плоских ремней старой конструкции значительно сократилось. Плоские ремни новой конструкции (плечные ремни из пластмасс) получают распространение в высокоскоростных передачах. Круглые ремни применяют только для малых мощностей: в приборах, машинах домашнего обихода и т. п.

7.2. Критерии работоспособности и расчета ременных передач

Ременные передачи широко используются в приводах для передачи движения от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания к валам, расположенным на значительных расстояниях. По форме поперечного сечения различают плоские (рис. 7.1, *а*), клиновые (рис. 7.1, *б*), поликлиновые (рис. 7.1, *в*), круглые (рис. 7.1, *г*) и зубчатые (рис. 7.1, *д*) ремни.

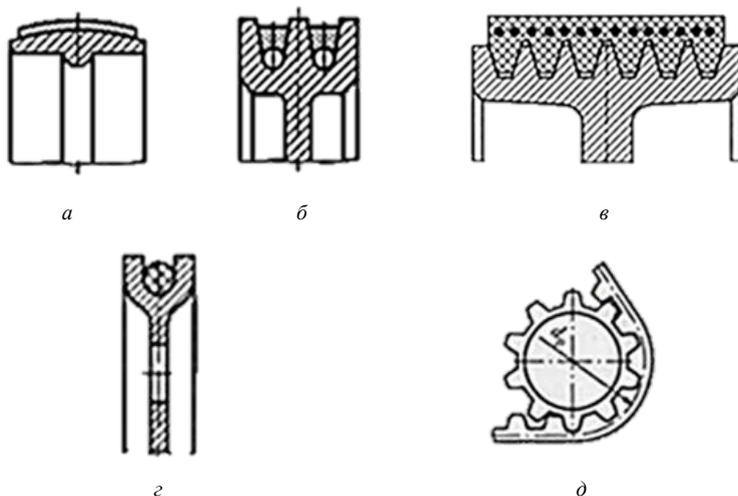


Рис. 7.1. Сечения ремня ременных передач:
а – плоского; *б* – клинового; *в* – поликлинового; *г* – круглого; *д* – зубчатого

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность и долговечность ремня. Тяговая способность зависит от сил трения между ремнем и шкивом, которые определяются величиной предварительного натяжения и углом обхвата. Долговечность ремня в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением его от усталости. Основными факторами, влияющими на износ ремня, являются: переменные напряжения в ремне, число циклов нагружения, а также перегрев ремня. В настоящее время основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности.

При проектировании передач расчетом определяются оптимальные параметры и напряжения, которые обеспечивают достаточную тяговую способность и расчетную долговечность ремня.

Максимальное напряжение в ремне σ_{\max} (МПа) можно определить по следующей зависимости:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{v}}, \quad (7.1)$$

где σ_1 – напряжение от силы растяжения в ремне, МПа;

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжение от изгиба ремня, МПа;

σ_{v} – напряжение от центробежных сил в ремне, МПа.

Величина напряжения от силы растяжения в ремне σ_1 зависит от начального натяжения ремня и в основном определяет тяговую способность передачи, но в значительной мере влияет и на долговечность ремня. Так, по опытным данным, увеличение начального натяжения ремня с 1,2 до 1,5 МПа уменьшает относительную долговечность его примерно в 3 раза. Кроме того, увеличение предварительного натяжения дополнительно нагружает валы и подшипники.

Напряжение от изгиба ремня $\sigma_{\text{и}}$ зависит от радиуса изгиба ремня, т. е. от диаметра шкива. Так, по опытным данным, увеличение диаметра шкива для ремня типа В (см. с. 184) с 180 до 200 мм способствует увеличению относительной долговечности его примерно в 2 раза за счет уменьшения напряжений изгиба.

Увеличение окружной скорости приводит к увеличению напряжений от центробежных сил σ_{v} . Так, при $v = 10$ м/с напряжения $\sigma_{\text{v}} \approx 0,1$ МПа, при $v = 20$ м/с величина $\sigma_{\text{v}} \approx 0,4$ МПа, при плотности материала клинового ремня $\rho \approx 1100 \dots 1250$ кг/м³.

Долговечность ремня зависит не только от величины напряжений, но также и от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Частота цикла напряжений ν (с⁻¹) равна частоте пробегов ремня:

$$\nu = \frac{v}{L} \leq [\nu], \quad (7.2)$$

где v – окружная скорость, м/с;

L – длина ремня, м;

$[\nu]$ – допускаемая частота пробегов ремня, с⁻¹.

Чем больше v , тем меньше долговечность ремня. Поэтому приняты ограничения на частоту пробегов ремня. Так, для клиноременных пере-

дач $[v] \leq 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$, а для поликлиноремненных передач $[v] \leq 30 \text{ с}^{-1}$. Допускаемое значение косвенно ограничивает минимальную длину ремня или межосевое расстояние.

С другой стороны, увеличение межосевого расстояния и диаметра шкива приводит к увеличению габаритов передачи.

Практикой эксплуатации установлено, что при соблюдении рекомендаций при проектировании, точном монтаже и нормальной работе средняя долговечность ремней составляет 2000...3000 ч.

7.3. Последовательность расчета клиноремненной передачи

1. Выбирается сечение ремня.

Сечение ремня выбирается по диаграмме в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения малого шкива n_1 (рис. 7.2). Ремни с большей площадью поперечного сечения имеют большую нагрузочную способность, но обладают меньшей гибкостью, что приводит к выбору шкива с большим диаметром. Выбор ремня с меньшей площадью сечения позволит получить меньшие габариты передачи, но с большим числом ремней.

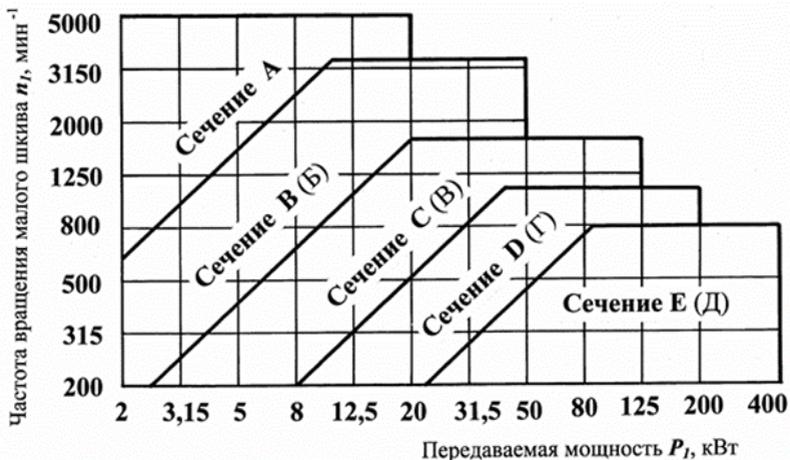


Рис. 7.2. Диаграмма для выбора сечения клинового ремня

При мощности менее 2 кВт рекомендуется выбирать ремень типа Z (О), при мощности более 100 кВт – ремни типа E (Д).

2. Выписываются параметры ремня из табл. 7.1.

Таблица 7.1. Основные размеры клиновых ремней

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения A , мм ²	Длина ремня L , мм	Минимальный диаметр шкива d_{1min} , мм	Погонная масса q , кг/м
	b	b_p	h	y				
Z (O)	10	8,5	6	2,1	47	400...2500	63	0,06
A (A)	13	11	8	2,8	81	560...4000	90	0,10
B (Б)	17	14	10,5	4,0	138	800...6300	125	0,18
C (В)	22	19	13,5	4,8	230	1800...10000	200	0,30
D (Г)	32	27	19	6,9	476	3150...15000	315	0,60
E (Д)	38	32	23,5	8,3	692	4500...18000	500	0,90
EO (E)	50	42	30	9,4	1170	6300...18000	800	1,52
SPZ (YO)	10	8,5	8	2,0	56	630...3550	63	0,07
SPA (YA)	13	11	10	2,8	93	800...4500	90	0,12
SPB (YB)	17	14	13	3,5	159	1250...8000	140	0,20
SPC (YB)	22	19	18	4,8	278	2000...8000	224	0,36

Примечание. Курсивом даны обозначения ремней в международной системе ISO.

Основные размеры клинового ремня показаны на рис. 7.3.

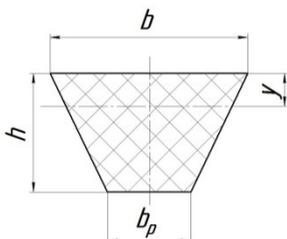


Рис. 7.3. Основные размеры клинового ремня

3. Определяются диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива d_1 (мм) клиноременной передачи определяется по следующей зависимости:

$$d_1 = (3...4)\sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3}, \quad (7.3)$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве, Н · м.

Полученный диаметр ведущего шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром. Стандартные значения диаметров представлены в табл. 7.2.

Таблица 7.2. Стандартные значения диаметров шкивов

Стандартные значения диаметров шкивов d_1, d_2 , мм
40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000

Диаметр ведомого шкива d_2 (мм) с учетом относительного скольжения определяют по следующей зависимости:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \quad (7.4)$$

где u – передаточное отношение ременной передачи;

ε – относительное скольжение ремня по шкиву. Рекомендуется принимать $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Полученный диаметр ведомого шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром, представленным в табл. 7.2.

4. Уточняется передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения.

Уточненное передаточное отношение ременной передачи определяется по формуле

$$u_{\Phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}. \quad (7.5)$$

5. Определяется межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние a_{\min} (мм) клиноременной передачи рассчитывается по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (7.6)$$

где h – высота выбранного сечения ремня, мм (см. табл. 7.1).

Максимальное межосевое расстояние a_{\max} (мм) клиноременной передачи определяется по формуле

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2). \quad (7.7)$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимается значение межосевого расстояния a^* .

6. Определяется расчетная длина ремня L_p (мм) по следующей зависимости:

$$L_p = 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*}. \quad (7.8)$$

Полученное значение длины ремня округляется до стандартного (табл. 7.3).

Таблица 7.3. Стандартные значения длин ремня

Стандартные значения длин клиновых ремней, мм
400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000

7. Уточняется межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние a (мм) определяется по формуле

$$a = 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right], \quad (7.9)$$

где L – стандартная длина ремня, мм.

8. Определяется угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 определяется по формуле

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (7.10)$$

9. Определяется окружная скорость по следующей формуле:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (7.11)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} .

10. Определяется номинальная мощность, передаваемая одним ремнем типовой ременной передачи, P_0 по табл. 7.4, 7.5 методом линейной интерполяции в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 , уточненного передаточного отношения u_ϕ и частоты вращения ведущего шкива n_1 .

Таблица 7.4. Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем
типовой ременной передачи, P_0 , кВт

d_1 , мм	u	Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹								
		700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ремень сечения Z (O) при L = 1320 мм										
63	1,05	0,27	0,31	0,35	0,42	0,49	0,53	0,63	0,72	0,80
	1,2	0,28	0,32	0,36	0,44	0,51	0,55	0,65	0,75	0,83
	1,5	0,29	0,33	0,38	0,45	0,53	0,57	0,67	0,77	0,86
	≥3	0,30	0,34	0,39	0,47	0,54	0,59	0,69	0,79	0,88
71	1,05	0,34	0,38	0,44	0,53	0,61	0,66	0,79	0,91	1,01
	1,2	0,35	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82	0,94	1,05
	1,5	0,36	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08
	≥3	0,37	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11
80	1,05	0,41	0,46	0,53	0,64	0,75	0,81	0,97	1,11	1,24
	1,2	0,42	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00	1,15	1,28
	1,5	0,44	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32
	≥3	0,45	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36
90	1,05	0,49	0,54	0,63	0,77	0,89	0,97	1,16	1,33	1,48
	1,2	0,50	0,56	0,65	0,79	0,93	1,00	1,20	1,37	1,53
	1,5	0,52	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58
	≥3	0,54	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63
100	1,05	0,56	0,63	0,73	0,89	1,04	1,13	1,34	1,54	1,71
	1,2	0,58	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39	1,59	1,77
	1,5	0,60	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83
	≥3	0,62	0,70	0,83	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89
112 и более	1,05	0,65	0,73	0,85	1,03	1,21	1,31	1,56	1,78	1,97
	1,2	0,68	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61	1,84	2,04
	1,5	0,70	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66	1,90	2,11
	≥3	0,72	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72	1,96	2,17
Ремень сечения A при L = 1700 мм										
90	1,05	0,63	0,70	0,80	0,96	1,10	1,19	1,38	1,56	1,70
	1,2	0,65	0,72	0,83	0,99	1,14	1,23	1,43	1,61	1,76
90	1,5	0,67	0,75	0,85	1,02	1,18	1,27	1,48	1,68	1,82
	≥3	0,69	0,77	0,88	1,05	1,21	1,31	1,53	1,73	1,87
100	1,05	0,77	0,85	0,98	1,18	1,36	1,47	1,72	1,94	2,12
	1,2	0,79	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,78	2,01	2,19
	1,5	0,82	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,84	2,07	2,27
	≥3	0,84	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,89	2,14	2,34
112	1,05	0,93	1,04	1,19	1,44	1,67	1,80	2,11	2,38	2,60
	1,2	0,96	1,07	1,23	1,49	1,72	1,86	2,18	2,46	2,69
	1,5	0,99	1,11	1,27	1,54	1,78	1,92	2,25	2,54	2,78
	≥3	1,02	1,14	1,31	1,59	1,84	1,98	2,33	2,62	2,87
125	1,05	1,10	1,23	1,42	1,72	1,99	2,15	2,52	2,84	3,09
	1,2	1,14	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,61	2,93	3,19
	1,5	1,18	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,69	3,03	3,30
	≥3	1,22	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,78	3,12	3,40

Продолжение табл. 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
140	1,05	1,30	1,46	1,68	2,03	2,36	2,54	2,97	3,33	3,60
	1,2	1,35	1,51	1,74	2,10	2,43	2,62	3,07	3,44	3,72
	1,5	1,39	1,56	1,79	2,17	2,51	2,71	3,17	3,56	3,85
	≥3	1,43	1,60	1,85	2,24	2,59	2,79	3,27	3,67	3,87
160	1,05	1,56	1,75	2,02	2,44	2,82	3,04	3,54	3,93	4,20
	1,2	1,62	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,66	4,07	4,35
	1,5	1,67	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,78	4,20	4,49
	≥3	1,72	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,90	4,33	4,63
180 и более	1,05	1,82	2,04	2,35	2,83	3,27	3,52	4,07	4,47	4,70
	1,2	1,88	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	4,20	4,62	4,86
	1,5	1,94	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,34	4,77	5,02
	≥3	2,00	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,48	4,92	5,18
Ремень сечения В (Б) при L = 2240 мм										
d_1	<i>u</i>	500	700	800	950	1000	1200	1450	1600	2400
125	1,05	1,04	1,35	1,49	1,69	1,76	2,00	2,27	2,41	2,95
	1,2	1,07	1,39	1,54	1,75	1,82	2,07	2,35	2,50	3,05
	1,5	1,11	1,44	1,59	1,81	1,88	2,13	2,42	2,58	3,15
	≥3	1,14	1,48	1,64	1,86	1,93	2,20	2,50	2,66	3,25
140	1,05	1,30	1,70	1,89	2,15	2,24	2,56	2,91	3,11	3,83
	1,2	1,34	1,76	1,95	2,22	2,32	2,64	3,01	3,22	3,96
	1,5	1,39	1,81	2,01	2,30	2,39	2,72	3,10	3,32	4,09
	≥3	1,43	1,87	2,08	2,37	2,46	2,82	3,21	3,42	4,22
160	1,05	1,64	2,16	2,40	2,75	2,86	3,28	3,75	4,00	4,91
	1,2	1,70	2,23	2,48	2,84	2,96	3,39	3,87	4,13	5,08
	1,5	1,75	2,31	2,57	2,94	3,05	3,50	4,00	4,27	5,25
	≥3	1,81	2,38	2,65	3,03	3,15	3,61	4,13	4,40	5,41
180	1,05	1,98	2,61	2,91	3,33	3,47	3,98	4,55	4,85	5,87
	1,2	2,05	2,70	3,01	3,45	3,59	4,11	4,70	5,11	6,07
	1,5	2,12	2,79	3,11	3,56	3,70	4,25	4,85	5,17	6,27
	≥3	2,18	2,88	3,21	3,67	3,82	4,38	5,01	5,34	6,47
200	1,05	2,32	3,06	3,41	3,91	4,07	4,66	5,31	5,65	6,70
	1,2	2,39	3,16	3,53	4,04	4,20	4,82	5,49	5,84	6,93
	1,5	2,47	3,27	3,61	4,17	4,34	4,97	5,67	6,03	7,15
	≥3	2,55	3,37	3,76	4,30	4,48	5,13	5,85	6,22	7,42
224	1,05	2,71	3,59	4,00	4,58	4,76	5,44	6,18	6,55	7,55
	1,2	2,80	3,71	4,13	4,73	4,92	5,63	6,39	6,77	7,80
	1,5	2,89	3,83	4,27	4,89	5,08	5,81	6,60	7,10	8,08
	≥3	2,99	3,95	4,40	5,04	5,24	6,00	6,81	7,22	8,31
250	1,05	3,13	4,14	4,62	5,28	5,49	6,25	7,06	7,49	8,40
	1,2	3,24	4,28	4,77	5,46	5,67	6,47	7,30	7,74	8,44
	1,5	3,34	4,42	4,93	5,63	5,86	6,68	7,58	8,00	8,71
	≥3	3,45	4,56	5,08	5,81	6,04	6,89	7,82	8,25	8,99
280 и более	1,05	3,61	4,77	5,31	6,06	6,29	7,14	8,03	8,41	–
	1,2	3,73	4,93	5,49	6,26	6,50	7,42	8,30	8,69	–
	1,5	3,86	5,10	5,67	6,47	6,72	7,66	8,57	8,97	–
	≥3	3,96	5,26	5,85	6,67	6,93	7,91	8,84	9,26	–

Продолжение табл. 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ремень сечения C (B) при L = 3750 мм										
d₁	u	400	700	800	950	1000	1100	1200	1300	1450
200	1,05	2,50	3,81	4,20	4,74	4,90	5,20	5,48	5,73	6,04
	1,2	2,58	3,95	4,35	4,80	5,06	5,38	5,66	5,92	6,25
	1,5	2,67	4,08	4,49	5,06	5,23	5,55	5,85	6,11	6,45
	≥3	2,75	4,21	4,64	5,22	5,40	5,73	6,03	6,33	6,66
224	1,05	3,10	4,80	5,30	5,98	6,19	6,58	6,94	7,26	7,71
	1,2	3,20	4,96	5,47	6,18	6,40	6,81	7,18	7,55	7,97
	1,5	3,31	5,12	5,65	6,38	6,61	7,03	7,45	7,80	8,23
	≥3	3,41	5,29	5,83	6,58	6,82	7,25	7,69	8,04	8,49
250	1,05	3,74	5,83	6,45	7,28	7,59	8,07	8,50	8,88	9,38
	1,2	3,87	6,03	6,66	7,58	7,84	8,34	8,78	9,18	9,67
	1,5	4,00	6,23	6,88	7,82	8,10	8,61	9,07	9,48	9,99
	≥3	4,12	6,43	7,10	8,07	8,35	8,88	9,36	9,78	10,30
280	1,05	4,48	7,00	7,78	8,78	9,06	9,65	10,15	10,58	11,10
	1,2	4,63	7,24	8,04	9,80	9,36	9,97	10,49	10,94	11,47
	1,5	4,78	7,52	8,30	9,87	9,70	10,30	10,82	11,29	11,84
	≥3	4,93	7,76	8,57	9,97	10,00	10,62	11,13	11,65	12,20
315	1,05	5,32	8,37	9,24	10,40	10,75	11,38	11,93	12,39	12,89
	1,2	5,50	8,65	9,55	10,75	11,11	11,76	12,33	12,81	13,33
	1,5	5,68	8,93	9,86	11,10	11,47	12,15	12,73	13,22	13,76
	≥3	5,86	9,21	10,17	11,45	11,83	12,53	13,14	13,64	14,20
355	1,05	6,26	9,83	10,83	12,14	12,59	13,20	13,77	14,21	14,61
	1,2	6,47	10,36	11,19	12,55	12,94	13,63	14,23	14,69	15,10
	1,5	6,69	10,49	11,56	12,95	13,36	14,09	14,70	15,17	15,59
	≥3	6,90	10,82	11,92	13,36	13,79	14,54	15,16	15,64	16,09
450 и более	1,05	8,48	13,03	14,28	15,75	16,15	16,78	17,17	17,32	–
	1,2	8,77	13,51	14,76	16,29	16,70	17,34	17,75	17,90	–
	1,5	9,05	13,95	15,24	16,28	17,24	17,91	18,33	18,49	–
≥3	9,34	14,39	15,72	17,35	17,78	18,47	18,91	19,07	–	
Ремень сечения D (Г) при L = 6000 мм										
d₁	u	200	300	400	500	700	800	950	1100	1200
315	1,05	4,34	5,99	7,49	8,95	11,56	12,82	14,51	15,07	17,28
	1,2	4,51	6,22	7,78	9,29	12,01	13,32	15,07	15,66	17,95
	1,5	4,68	6,46	8,08	9,64	12,46	13,81	15,63	16,75	18,62
	≥3	4,81	6,63	8,29	9,90	12,80	14,19	16,06	16,68	19,12
355	1,05	5,50	7,65	9,56	11,28	14,18	15,35	16,71	17,06	17,85
	1,2	5,69	7,91	9,88	11,66	14,66	15,86	17,28	17,63	18,45
	1,5	5,87	8,17	10,20	12,04	15,13	16,38	17,84	18,21	19,06
	≥3	6,06	8,43	10,52	12,42	15,63	16,90	18,40	18,78	19,66
400	1,05	6,75	9,45	11,85	14,02	17,66	19,11	20,76	21,16	21,94
	1,2	6,98	9,76	11,25	14,49	18,26	19,75	21,46	21,87	22,68
	1,5	7,21	10,08	12,64	14,96	18,85	20,40	22,16	22,59	23,42
	≥3	7,48	10,40	13,04	15,44	19,45	21,04	22,86	23,50	24,16

Окончание табл. 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
500	1,05	9,53	13,33	16,77	19,84	24,82	26,66	28,46	28,79	28,57
	1,2	9,85	13,78	17,33	20,51	25,66	27,56	29,42	29,76	29,54
	1,5	10,17	14,23	17,90	21,18	26,50	28,45	30,38	30,73	30,50
	≥3	10,49	14,68	18,46	21,85	27,34	29,35	31,34	31,70	31,47
560	1,05	11,14	15,60	19,61	23,16	28,70	30,59	32,13	32,26	–
560	1,2	11,51	16,12	20,27	23,94	29,67	31,62	33,21	33,35	–
	1,5	11,89	16,65	20,93	24,72	30,64	32,65	34,30	34,44	–
	≥3	12,26	17,17	21,59	25,50	31,63	33,68	35,38	35,53	–
	630	1,05	12,98	18,18	22,82	26,84	32,79	34,54	35,38	–
1,2		13,42	18,80	23,59	27,75	33,90	35,71	36,58	–	–
1,5		13,86	19,41	24,36	28,66	35,01	36,88	37,78	–	–
≥3		14,29	20,02	25,13	29,56	36,11	38,04	38,97	–	–
Ремень сечения E (Д) при L = 7100 мм										
d₁	u	200	300	400	500	600	700	750	800	950
500	1,05	11,54	15,48	19,20	22,40	25,06	27,12	27,92	28,54	29,31
	1,2	11,61	16,00	19,35	23,16	25,91	28,04	28,16	29,50	30,30
	1,5	11,99	16,52	20,49	23,92	26,75	28,96	29,80	30,46	31,28
	≥3	12,37	17,04	21,14	24,67	27,60	29,87	30,74	31,43	32,27
560	1,05	13,54	18,73	23,28	27,16	30,33	32,69	33,55	34,18	34,57
	1,2	14,00	19,37	24,07	28,08	31,35	33,80	34,69	35,34	35,74
	1,5	14,46	20,00	24,85	29,00	32,37	34,90	35,82	36,49	36,90
	≥3	14,91	20,63	25,64	29,91	33,40	36,01	36,95	37,65	38,07
630	1,05	16,91	22,45	27,89	32,45	36,05	38,56	39,37	39,86	40,24
	1,2	16,74	23,21	28,83	33,55	37,27	39,87	40,70	41,21	40,57
	1,5	17,28	23,46	29,77	34,55	38,49	41,17	42,03	42,56	41,89
	≥3	17,83	24,72	30,71	35,74	39,70	42,47	43,36	43,90	43,22
710	1,05	19,17	26,59	32,94	38,13	42,00	44,37	44,93	45,05	–
	1,2	19,82	27,48	34,06	39,42	43,42	45,87	46,45	46,57	–
	1,5	20,46	28,38	35,17	40,71	44,84	47,37	47,97	48,09	–
	≥3	21,11	29,28	36,28	42,00	46,26	48,87	49,49	49,61	–
Ремень сечения EO (E) при L = 8500 мм										
d₁	u	100	150	200	250	300	400	500	600	700
800	1,05	13,63	18,99	24,14	28,70	32,83	39,89	44,89	47,69	47,55
	1,2	14,06	19,58	25,61	29,73	34,00	41,51	46,88	50,05	50,34
	1,5	14,49	20,24	25,76	30,76	35,18	43,13	48,94	52,48	53,14
	≥3	14,87	20,83	26,49	31,87	36,51	44,82	50,93	54,90	55,94
900	1,05	15,20	22,67	28,70	34,59	39,38	47,38	52,69	55,05	–
	1,2	15,97	23,26	29,51	35,62	40,55	49,02	54,76	57,41	–
	1,5	16,34	23,85	30,32	36,58	41,73	50,64	56,67	59,84	–
	≥3	16,78	24,43	31,13	37,63	43,05	52,26	58,73	62,26	–

Таблица 7.5. Допускаемая мощность, передаваемая одним узким ремнем типовой ременной передачи, $[P]_0$, кВт

Сечение ремня	Диаметр ведущего шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с				
		5	10	20	30	40
SPZ (УО)	63	0,95	1,50	1,85	–	–
	71	1,18	1,95	2,73	–	–
	80	1,38	2,34	3,50	–	–
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	–
SPA (УА)	90	1,56	2,57	–	–	–
	100	1,89	3,15	–	–	–
	112	2,17	3,72	5,62	–	–
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	–
SPB (УБ)	140	2,95	5,00	–	–	–
	160	3,45	5,98	9,10	–	–
	180	3,80	6,70	10,60	11,50	–
	200	4,12	7,30	11,90	13,30	–
SPC (УВ)	224	5,45	9,40	14,10	–	–
	250	6,05	10,60	16,60	17,10	–
	280	6,60	11,50	18,70	20,70	–
	315	7,08	12,80	20,90	23,90	22,70

11. Определяется допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях, $[P]$ (кВт) по следующей зависимости:

$$[P] = P_0 C_L C_\alpha C_v C_p, \quad (7.12)$$

где C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня. Принимается по табл. 7.6;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива. Принимается по табл. 7.7;

C_v – коэффициент, учитывающий скорость ремня. Принимается по табл. 7.8;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы. Принимается по табл. 7.9.

Таблица 7.6. Коэффициент C_L , учитывающий длину ремня

L , мм	Сечение ремня					
	Z (О)	A	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)
1	2	3	4	5	6	7
400	0,79	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–

1	2	3	4	5	6	7
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–
1000	0,95	0,90	0,85	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–
1500	1,03	0,98	0,92	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–
4750	–	–	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	–	–	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	–	–	–	1,16	1,05	1,01
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05
10000	–	–	–	1,23	1,11	1,07

Таблица 7.7. Коэффициент C_α , учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива

α_1 , град	180	160	140	120	100	90	70
C_α	1,00	0,95	0,89	0,82	0,83	0,68	0,56

Таблица 7.8. Коэффициент C_v , учитывающий скорость ремня

v , м/с	5	10	15	20	25	30
C_v	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Таблица 7.9. Коэффициент C_p , учитывающий режим работы

Режим работы	Тип машины	Количество смен работы		
		1	2	3
Легкий	Конвейеры ленточные, насосы и компрессоры центробежные, токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,2
Средний	Конвейеры цепные, элеваторы, компрессоры и насосы поршневые, станки фрезерные, пилы дисковые	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Конвейеры скребковые, шнеки, станки строгальные, долбежные и деревообрабатывающие, прессы, машины для брикетирования кормов	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, молоты, дробилки, лесопильные рамы	1,3	1,5	1,7

12. Определяется необходимое число ремней z по формуле

$$z = \frac{P_1}{[P] \cdot 10^3} \leq 7, \quad (7.13)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве ременной передачи, Вт.

13. Определяется предварительное натяжение ремня F_0 (Н) по следующей формуле:

$$F_0 = \frac{850P_1 C_L}{vzC_a C_p} + qv^2, \quad (7.14)$$

где q – погонная масса ремня, кг/м (см. табл. 7.1).

14. Определяются натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

Натяжение ведущей ветви F_1 (Н) вычисляется по следующей формуле:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}, \quad (7.15)$$

где F_t – окружная сила, Н.

Натяжение ведомой ветви F_2 (Н) определяется по следующей зависимости:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}. \quad (7.16)$$

Окружная сила F_t (Н) определяется по формуле

$$F_t = \frac{P_1}{v}. \quad (7.17)$$

15. Определяется нагрузка на вал F_B (Н) от ременной передачи:

$$F_B = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (7.18)$$

16. Проверяется ремень на буксование:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{f\alpha_1}, \quad (7.19)$$

где f – приведенный коэффициент трения между ремнем и шкивом.
Для чугунных и стальных шкивов и резинотканевых ремней можно принимать $f = 0,9 \dots 1,05$.

17. Определяются напряжения в ремне.

Максимальное напряжение в ремне σ_{\max} (МПа) определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{в}} \leq [\sigma], \quad (7.20)$$

где σ_1 – напряжение от силы растяжения в ремне, МПа;

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжение от изгиба ремня, МПа;

$\sigma_{\text{в}}$ – напряжение от центробежных сил в ремне, МПа;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение в ремне, МПа. Принимается в зависимости от материала ремня. Для резинотканевых ремней $[\sigma] = 7 \dots 9$ МПа.

Напряжение от силы растяжения в ремне σ_1 (МПа) определяется по формуле

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad (7.21)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм^2 (см. табл. 7.1).

Напряжение от изгиба ремня $\sigma_{\text{и}}$ (МПа) находят по следующей зависимости:

$$\sigma_{\text{и}} = E \frac{\delta}{d_1}, \quad (7.22)$$

где E – модуль упругости материала ремня, МПа. Для резинотканевых ремней $E = 100 \dots 200$ МПа;

δ – толщина ремня до нейтрального слоя, мм.

Толщину ремня до нейтрального слоя δ (мм) определяют по формуле

$$\delta \leq 0,03d_1. \quad (7.23)$$

Напряжение от центробежных сил в ремне $\sigma_{\text{в}}$ (МПа) вычисляют по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{в}} = \rho v^2 \cdot 10^{-6}, \quad (7.24)$$

где ρ – плотность материала ремня, $\text{кг}/\text{м}^3$. Для резинотканевых ремней $\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг}/\text{м}^3$.

18. Проверяется ремень на долговечность.

На долговечность ремень проверяют по частоте его пробегов, которая определяется по следующей зависимости:

$$v = \frac{v}{L} \leq [v], \quad (7.25)$$

где $[v]$ – допускаемая частота пробегов ремня, c^{-1} . Для клиновых ремней $[v] \leq 10 \dots 20 c^{-1}$.

19. Определяется ширину ободов шкивов.

Ширину обода шкива B (мм) находят по следующей зависимости:

$$B = (z - 1)e + 2b_1, \quad (7.26)$$

где e и b_1 – размеры шкива (рис. 7.4), мм.

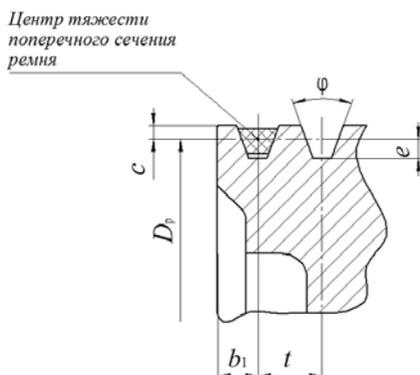


Рис. 7.4. Основные параметры шкива клиноременной передачи

Параметры шкива e и b_1 определяются по табл. 7.10.

Таблица 7.10. Основные параметры шкивов клиноременной передачи

Сечение ремня	c	e	t	b_1	Расчетные диаметры при угле ϕ , мм			
					34°	36°	38°	40°
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z (O)	2,5	7,5	12	8	63...71	80...100	112...160	180
A (A)	3,3	9	15	10	90...112	125...160	180...400	450
B (B)	4,2	11	19	12,5	125...160	180...224	250...500	560

1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>C</i> (В)	5,7	14,5	22,5	17	–	200...315	355...630	710
<i>D</i> (Г)	8,1	20	37	24	–	315...450	500...900	1000
<i>E</i> (Д)	6,9	23,5	44,5	29	–	500...560	630...1120	1250
<i>EO</i> (Е)	12,5	31	58	38	–	–	800...1400	1600
<i>SPZ</i> (УО)	2,5	10	12	8	63...80	–	≥80	–
<i>SPA</i> (УА)	3,3	13	15	10	90...112	–	≥112	–
<i>SPB</i> (УБ)	4,2	17	19	12,5	140...180	–	≥180	–

7.4. Пример расчета клиноременной передачи

Исходные данные: крутящий момент на ведущем шкиве $T_1 = 45,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мощность на ведущем валу $P_1 = 4617,6 \text{ Вт}$, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 967 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 2$.

1. Выбираем сечение ремня.

Сечение ремня выбирается по диаграмме в зависимости от P_1 и n_1 (см. рис. 7.2). Принимаем сечение ремня типа Б.

2. Выписываем параметры ремня (см. табл. 7.1).

Основные размеры клинового ремня сводим в табл. 7.11.

Таблица 7.11. Основные размеры клинового ремня сечения Б

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения A , мм ²	Длина ремня L , мм	Минимальный диаметр шкива d_{min} , мм	Погонная масса ремня q , кг/м
	b	b_p	h	y				
Б (В)	17	14	10,5	4	138	800...6300	125	0,18

3. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива клиноременной передачи будет равен:

$$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3} = (3...4) \cdot \sqrt[3]{45,6 \cdot 10^3} = 107,2...142,9 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 7.2), принимаем диаметр ведущего шкива $d_1 = 125 \text{ мм}$.

Диаметр ведомого шкива с учетом относительного скольжения будет равен:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) = 125 \cdot 2 \cdot (1 - 0,015) = 246,25 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 7.2), принимаем диаметр ведомого шкива $d_2 = 250$ мм.

4. Уточняем передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения. Величину относительного скольжения ε ремня по шкиву принимаем равной 0,015.

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{250}{125 \cdot (1-0,015)} = 2,03.$$

5. Определяем межосевое расстояние клиноременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние клиноременной передачи будет равно:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (125 + 250) + 10,5 = 216,75 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние клиноременной передачи определяем следующим образом:

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (125 + 250) = 750 \text{ мм.}$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значение межосевого расстояния $a^* = 350$ мм.

6. Определяем расчетную длину ремня:

$$\begin{aligned} L_p &= 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*} = \\ &= 2 \cdot 350 + \frac{3,14 \cdot (125 + 250)}{2} + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 350} = 1299,9 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Согласовав полученное значение со стандартным рядом (см. табл. 7.3), принимаем $L = 1400$ мм.

7. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня:

$$\begin{aligned} a &= 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] = \\ &= 0,125 \cdot \left[\frac{2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (125 + 250) +}{+\sqrt{(2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (125 + 250))^2 - 8 \cdot (250 - 125)^2}} \right] = 400,75 \text{ мм.} \end{aligned}$$

8. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{250 - 125}{400,75} = 162,2^\circ = 2,83 \text{ рад.}$$

9. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 967}{60 \cdot 10^3} = 6,33 \text{ м/с.}$$

10. Определяем номинальную мощность, передаваемую одним ремнем типовой ременной передачи.

По табл. 7.4 в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 , уточненного передаточного отношения u_ϕ и частоты вращения ведущего шкива n_1 принимаем номинальную мощность P_0 , передаваемую одним ремнем типовой ременной передачи, равной 1,81 кВт.

11. Определяем допускаемую мощность $[P]$, передаваемую одним ремнем в реальных условиях.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях, будет равна:

$$[P] = P_0 C_L C_a C_v C_p = 1,81 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,03 = 1,63 \text{ кВт.}$$

12. Определяем необходимое число ремней.

Необходимое число ремней будет равно:

$$z = \frac{P_1}{[P] \cdot 10^3} = \frac{4617,6}{1,63 \cdot 10^3} = 2,83.$$

Принимаем $z = 3$.

13. Определяем предварительное натяжение ремня:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L}{v z C_a C_p} + qv^2 = \frac{850 \cdot 4,6176 \cdot 0,92}{6,33 \cdot 3 \cdot 0,95 \cdot 1,0} + 0,18 \cdot 6,33^2 = 207,4 \text{ Н.}$$

14. Определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

Окружная сила определяется следующим образом:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{4617,6}{6,33} = 729,5 \text{ Н.}$$

Натяжение ведущей ветви будет равно:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z} = 207,4 + \frac{729,5}{3 \cdot 2} = 328,95 \text{ Н.}$$

Натяжение ведомой ветви определяется следующим образом:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z} = 207,4 - \frac{729,5}{2 \cdot 3} = 85,79 \text{ Н.}$$

15. Определяем нагрузку на вал от ременной передачи:

$$F_{\text{в}} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 207,37 \cdot 3 \cdot \sin \frac{162,2}{2} = 1229,2 \text{ Н.}$$

16. Проверяем ремень на буксование:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{f\alpha_1} \rightarrow \frac{328,95}{85,79} = 3,83 \leq 2,71^{0,9 \cdot 2,83} = 12,67.$$

Условие выполняется, т. е. буксование ремня отсутствует.

17. Определяем напряжения в ремне.

Напряжение от силы растяжения в ремне будет равно:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{328,95}{138} = 2,38 \text{ МПа.}$$

Толщину ремня до нейтрального слоя определяем следующим образом:

$$\delta = 0,03d_1 = 0,03 \cdot 125 = 3,75 \text{ мм.}$$

Принимаем модуль упругости материала ремня $E = 100 \text{ МПа}$.

Тогда напряжение от изгиба ремня будет равно:

$$\sigma_{\text{и}} = E \frac{\delta}{d_1} = 100 \cdot \frac{3,75}{125} = 3 \text{ МПа.}$$

Напряжение от центробежных сил в ремне будет равно:

$$\sigma_{\text{о}} = \rho v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 6,33^2 \cdot 10^{-6} = 0,044 \text{ МПа.}$$

Тогда максимальное напряжение в ремне будет равно:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{н}} + \sigma_v = 2,38 + 3 + 0,044 = 5,424 \text{ МПа} < [\sigma] = 9 \text{ МПа}.$$

18. Проверяем ремень на долговечность.

Частота пробегов ремня для данной передачи будет равна:

$$v = \frac{v}{L} = \frac{6,33}{1,4} = 4,52 \text{ с}^{-1} < [v] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}.$$

19. Определяем ширину ободов шкива.

Размеры шкива $e = 11 \text{ мм}$ и $b_1 = 12,5 \text{ мм}$ принимаем по табл. 7.10.

$$B = (z - 1)e + 2b_1 = (3 - 1) \cdot 11 + 2 \cdot 12,5 = 47 \text{ мм}.$$

7.5. Последовательность расчета поликлиноремненной передачи

1. Выбирается сечение ремня.

По величинам мощности P_1 и частоты вращения n_1 на ведущем шкиве, используя диаграмму, приведенную на рис. 7.5, принимаем сечение ремня.

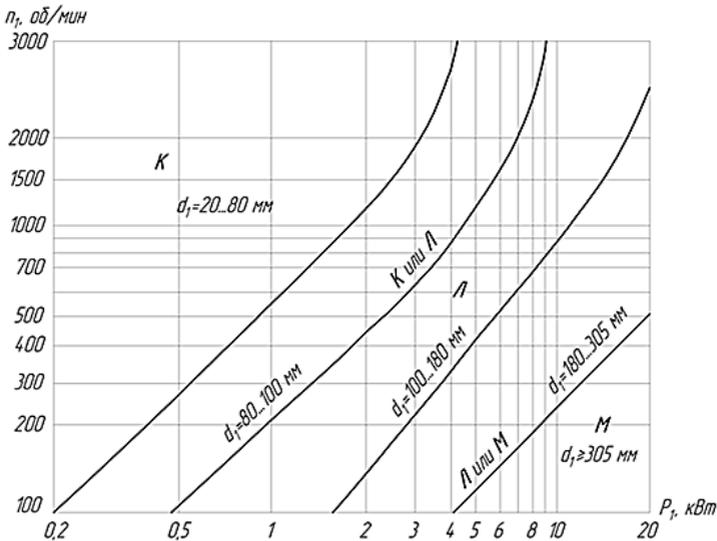


Рис. 7.5. Диаграмма для выбора сечения поликлинового ремня

2. Выписываются параметры ремня (табл. 7.12).

Таблица 7.12. Основные размеры поликлиновых ремней

Обозначение сечения	Высота клина h , мм	Шаг p , мм	Высота ремня H , мм	Расстояние от оси ремня до впадин δ , мм	Площадь сечения ремня A , мм ²	Высота впадины шкива e_1 , мм	Мин. диаметр шкива d_{\min} , мм	Мин. расстояние от края шкива f_{\min} , мм	Погонная масса ремня q , кг/м	Длина ремня L , мм	Число ребер z	Макс. число ребер
К	$2,35 \pm 0,10$	$2,4 \pm 0,2$	$4,0 \pm 0,5$	1,0	6	3,30	40	3,5	0,010	400...2500	2...36	36
Л	$4,85 \pm 0,15$	$4,8 \pm 0,3$	$9,5 \pm 0,7$	2,4	33	6,60	80	5,5	0,045	1250...4000	4...20	50
М	$10,35 \pm 0,20$	$9,5 \pm 0,5$	$16,7 \pm 1,0$	3,5	114	13,05	180	10,0	0,160	2000...4000	4...20	50

Основные размеры поликлинового ремня показаны на рис. 7.6.

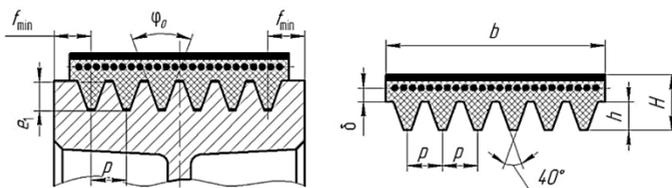


Рис. 7.6. Основные размеры поликлинового ремня

3. Определяются диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива d_1 (мм) поликлиноремной передачи определяется по следующей зависимости:

$$d_1 = (3...4)\sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3}, \quad (7.27)$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве, Н · м.

Полученный диаметр ведущего шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром. Стандартные значения диаметров шкивов представлены в табл. 7.2.

Диаметр ведомого шкива d_2 (мм) с учетом относительного скольжения определяют по зависимости (7.4).

Полученный диаметр ведомого шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром (см. табл. 7.2).

4. Уточняется передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения по формуле (7.5).

5. Определяется межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние a_{\min} (мм) поликлиноремной передачи рассчитывается по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H, \quad (7.28)$$

где H – высота выбранного сечения ремня, мм (см. табл. 7.12).

Максимальное межосевое расстояние a_{\max} (мм) поликлиноремной передачи определяется по формуле (7.7).

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимается значение межосевого расстояния a^* .

6. Определяется расчетная длина ремня по зависимости (7.8).

Полученное значение длины ремня округляется до стандартного значения (см. табл. 7.3).

7. Уточняется межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние a (мм) определяется по формуле (7.9).

8. Определяется угол обхвата на ведущем шкиве α_1 по формуле (7.10).

9. Определяется окружная скорость по формуле (7.11).

10. Определяется допустимая мощность, передаваемая типовой поликлиноремной передачей с десятью клиньями, $[P_0]_{10}$ методом линейной интерполяции по табл. 7.13 в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 и окружной скорости v .

Таблица 7.13. Допускаемая мощность $[P_0]_{10}$, передаваемая типовой поликлиноремненной передачей с десятью клиньями, кВт

Сечение ремня	Диаметр ведущего шкива d_1 , мм	Окружная скорость v , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К $L_{\text{баз}} = 710$ мм	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	–	–	–
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–	–
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–	–
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	–
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,2	6,4	6,8	–
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	–
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	–
	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	–
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	–
140	1,02	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	–	
Л $L_{\text{баз}} = 1600$ мм	80	1,90	3,90	6,4	7,9	8,3	–	–	–
	90	2,20	4,50	7,6	9,7	10,8	–	–	–
	100	2,30	5,00	8,6	11,2	12,7	13,0	–	–
	112	2,54	5,50	9,6	12,7	14,7	15,3	–	–
	125	2,70	5,90	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	–
	140	2,90	6,30	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
	160	3,05	6,70	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5	20,0
	180	3,10	7,00	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,20	7,20	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	–
	224	3,30	7,50	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	–
	250	3,40	7,70	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	–
	280	3,50	7,90	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	–
	315	3,60	8,00	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	–
355	3,60	8,20	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	–	
М $L_{\text{баз}} = 2240$ мм	180	7,10	14,50	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	–
	200	7,70	16,30	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	–
	224	8,50	18,00	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
	250	9,10	19,70	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
	280	9,70	21,00	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
	315	10,20	22,50	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
	355	10,70	23,70	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
	400	11,00	24,80	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0
	450	11,50	25,70	46,5	64,0	78,0	87,0	92,0	91,0
	500	11,80	26,50	47,8	66,0	81,0	91,0	96,0	95,0
	630	12,30	28,00	50,7	70,0	87,0	98,0	105,0	105,0
	800	12,80	29,00	53,1	74,0	91,0	104,0	112,0	113,0
1000	13,00	29,80	54,7	76,0	94,0	108,0	117,0	119,0	

11. Определяется допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем поликлиноремненной передачи с десятью клиньями в реальных условиях, $[P]_{10}$ по следующей зависимости:

$$[P]_{10} = [P_0]_{10} C_L C_\alpha C_v C_p, \quad (7.29)$$

где C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня. Принимается по табл. 7.14;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива. Принимается по табл. 7.7;

C_v – коэффициент, учитывающий скорость ремня. Принимается по табл. 7.8;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы. Принимается по табл. 7.9.

Коэффициент C_L , учитывающий длину ремня, принимается по табл. 7.14 в зависимости от соотношения

$$\frac{L}{L_{\text{баз}}}, \quad (7.30)$$

где $L_{\text{баз}}$ – базовая длина ремня для каждого сечения (табл. 7.14), мм.

Таблица 7.14. Значения коэффициента C_L , учитывающего длину ремня, для поликлиноремненной передачи

$L/L_{\text{баз}}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
C_L	0,80	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,11	1,12	1,14	1,15	1,16

12. Определяется необходимое число клиньев ремня по формуле

$$z = \frac{10P_1}{[P]_{10}}. \quad (7.31)$$

13. Определяется предварительное натяжение ремня по следующей формуле:

$$F_0 = \frac{850P_1 C_L}{v C_\alpha C_p} + zqv^2, \quad (7.32)$$

где q – погонная масса ремня, кг/м (см. табл. 7.12).

14. Определяются натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня

Натяжение ведущей ветви определяется по формуле

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad (7.33)$$

где F_t – окружная сила, Н.

Натяжение ведомой ветви находят по следующей формуле:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (7.34)$$

Окружная сила определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{v}. \quad (7.35)$$

15. Определяется нагрузка на вал от ременной передачи:

$$F_{\text{в}} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (7.36)$$

16. Проверяется ремень на буксование по зависимости (7.19).

17. Определяются напряжения в ремне.

Максимальное напряжение в ремне σ_{max} (МПа) определяется по формуле (7.20).

Напряжение от силы растяжения в ремне определяется по зависимости

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{zA}, \quad (7.37)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм^2 (см. табл. 7.12).

Напряжение от изгиба ремня $\sigma_{\text{и}}$ (МПа) определяется по формуле (7.22).

Толщину ремня до нейтрального слоя δ (мм) определяют по формуле (7.23).

Напряжение от центробежных сил в ремне $\sigma_{\text{в}}$ (МПа) определяют по формуле (7.24).

18. Проверяется ремень на долговечность.

На долговечность ремень проверяют по частоте его пробегов, которая определяется по следующей зависимости:

$$v = \frac{v}{L} \leq [v], \quad (7.38)$$

где $[v]$ – допускаемая частота пробегов ремня, с^{-1} . Для поликлиновых ремней $[v] \leq 30 \text{ с}^{-1}$.

19. Определяется ширина ободов шкивов по следующей зависимости:

$$B = (z - 1)e + 2f, \quad (7.39)$$

где e и f – размеры шкива (рис. 7.7), мм.

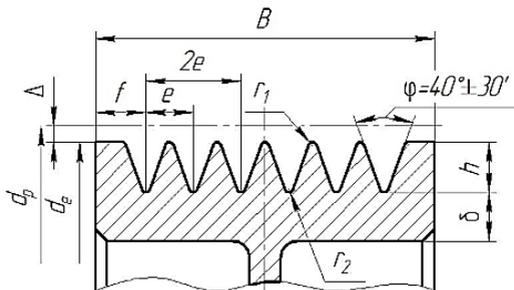


Рис. 7.7. Основные параметры шкива поликлиноременной передачи

Параметры шкива e и f определяются по табл. 7.15.

Таблица 7.15. Основные параметры шкивов поликлиноременной передачи

Сечение ремня	h	Δ	e	f	r_1	r_2
К	2,35	1,0	2,35	3,5	0,3	0,2
Л	4,80	2,4	4,85	5,5	0,5	0,4
М	9,50	3,5	10,35	10,0	0,8	0,6

7.6. Пример расчета поликлиноременной передачи

Исходные данные: крутящий момент на ведущем шкиве $T_1 = 145,85 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мощность на ведущем валу $P_1 = 11159,1 \text{ Вт}$, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 731 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 2,3$.

1. Выбираем сечение ремня.

Используя диаграмму, приведенную на рис. 7.5, принимаем сечение ремня типа Л.

2. Выписываем параметры ремня (см. табл. 7.12).

Основные размеры поликлинового ремня сводим в табл. 7.16.

Таблица 7.16. Основные размеры поликлинового ремня сечения Л

Обозначение сечения	Высота клина h , мм	Шаг p , мм	Высота ремня H , мм	Расстояние от оси ремня до впадин δ , мм	Площадь сечения ремня A , мм ²	Высота впадины шкива e_1 , мм	Мин. диаметр шкива d_{\min} , мм	Мин. расстояние от края шкива f_{\min} , мм	Погонная масса ремня q , кг/м	Длина ремня L , мм	Число ребер z	Макс. число ребер
Л	$4,85 \pm 0,15$	$4,8 \pm 0,3$	$9,5 \pm 0,7$	2,4	33	6,6	80	5,5	0,045	1250...4000	4...20	50

3. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива поликлиноремненной передачи будет равен:

$$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3} = (3...4) \cdot \sqrt[3]{145,85 \cdot 10^3} = 157,9...210,6 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 7.2), принимаем $d_1 = 160$ мм.

Диаметр ведомого шкива с учетом относительного скольжения будет равен:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 2,3 \cdot (1 - 0,015) = 362,5 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 7.2), принимаем $d_2 = 355$ мм.

4. Уточняем передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения.

Относительное скольжение ремня по шкиву ε принимаем равным 0,015.

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{355}{160 \cdot (1 - 0,015)} = 2,25.$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние поликлиноремненной передачи будет равно:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H = 0,55 \cdot (160 + 355) + 9,5 = 292,75 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние поликлиноремненной передачи определяем следующим образом:

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (160 + 355) = 1030 \text{ мм.}$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значение межосевого расстояния $a^* = 500$ мм.

6. Определяем расчетную длину ремня:

$$\begin{aligned} L_p &= 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*} = \\ &= 2 \cdot 500 + \frac{3,14 \cdot (160 + 355)}{2} + \frac{(355 - 160)^2}{4 \cdot 500} = 1827,6 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Согласовав полученное значение со стандартным рядом (см. табл. 7.3), принимаем $L_p = 1800$ мм.

7. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня:

$$\begin{aligned} a &= 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] = \\ &= 0,125 \cdot \left[\frac{2 \cdot 1800 - 3,14 \cdot (160 + 355) +}{+\sqrt{(2 \cdot 1800 - 3,14 \cdot (160 + 355))^2 - 8 \cdot (355 - 160)^2}} \right] = 485,9 \text{ мм.} \end{aligned}$$

8. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{355 - 160}{485,9} = 157,1^\circ = 2,74 \text{ рад.}$$

9. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 731}{60 \cdot 10^3} = 6,12 \text{ м/с.}$$

10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую типовой поликлиноремненной передачей с десятью клиньями, $[P_0]_{10}$.

Допускаемая мощность, передаваемая типовой поликлиноремненной передачей с десятью клиньями, определяется методом линейной интерполяции согласно табл. 7.13 и будет равна 6,7 кВт.

11. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем поликлиноремненной передачи с десятью клиньями в реальных условиях, $[P]_{10}$.

Принимаем по табл. 7.14 коэффициент, учитывающий длину ремня, $C_L = 1,03$, по табл. 7.7 коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива, $C_\alpha = 0,95$, по табл. 7.8 коэффициент, учитывающий скорость ремня, $C_v = 1,03$ и по табл. 7.9 коэффициент, учитывающий режим работы, $C_p = 1,1$.

$$[P]_{10} = [P_0]_{10} C_L C_\alpha C_v C_p = 6,7 \cdot 1,03 \cdot 0,95 \cdot 1,03 \cdot 1,1 = 7,4 \text{ кВт.}$$

12. Определяем необходимое число клиньев ремня:

$$z = \frac{10P_1}{[P]_{10}} = \frac{10 \cdot 11,1591}{7,4} = 15,07.$$

Принимаем число клиньев ремня $z = 16$.

13. Определяем предварительное натяжение ремня:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L}{v C_\alpha C_p} + z q v^2 =$$

$$= \frac{850 \cdot 11,1591 \cdot 1,03}{6,12 \cdot 0,95 \cdot 1,1} + 16 \cdot 0,045 \cdot 6,12^2 = 1554,6 \text{ Н.}$$

14. Определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

Окружная сила определяется следующим образом:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{11159,1}{6,12} = 1823,4 \text{ Н.}$$

Натяжение ведущей ветви будет равно:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 1554,6 + \frac{1823,4}{2} = 2466,3 \text{ Н.}$$

Натяжение ведомой ветви определяется следующим образом:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 1554,6 - \frac{1823,4}{2} = 642,9 \text{ Н.}$$

15. Определяем нагрузку на вал от ременной передачи:

$$F_b = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1554,6 \cdot \sin \frac{157,1}{2} = 3047,3 \text{ Н.}$$

16. Проверяем ремень на буксование.

Принимаем приведенный коэффициент трения между ремнем и шкивом $f = 1,05$.

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{f\alpha_1} \rightarrow \frac{2466,3}{642,9} = 3,8 < 2,71^{1,05 \cdot 2,74} = 17,6.$$

Условие выполняется, следовательно, буксование ремня отсутствует.

17. Определяем напряжения в ремне.

Вычисляем напряжение от силы растяжения в ремне. Принимаем по табл. 7.12 площадь поперечного сечения ремня $A = 33 \text{ мм}^2$.

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{zA} = \frac{2466,3}{16 \cdot 33} = 4,67 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение от изгиба ремня.

Толщину ремня до нейтрального слоя вычисляем следующим образом:

$$\delta = 0,03d_1 = 0,025 \cdot 160 = 4 \text{ мм.}$$

Принимаем модуль упругости материала ремня $E = 100 \text{ МПа}$.

Тогда

$$\sigma_{и} = E \frac{\delta}{d_1} = 100 \cdot \frac{4}{160} = 2,5 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжение от центробежных сил. Принимаем плотность материала ремня $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$.

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 6,12^2 \cdot 10^{-6} = 0,041 \text{ МПа.}$$

Тогда максимальное напряжение в ремне будет равно:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v = 4,67 + 2,5 + 0,041 = 7,211 \text{ МПа} < [\sigma] = 9 \text{ МПа}.$$

18. Проверяем ремень на долговечность:

$$v = \frac{v}{L} = \frac{6,12}{1,8} = 3,4 \text{ с}^{-1} < [v] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

19. Определяем ширину ободов шкивов.

По табл. 7.15 принимаем параметры шкива $e = 4,85$ мм и $f = 5,5$ мм.

$$B = (z - 1)e + 2f = (16 - 1) \cdot 4,85 + 2 \cdot 5,5 = 83,75 \text{ мм}.$$

7.7. Последовательность расчета зубчато-ременной передачи

1. Выбирается ремень.

Выбор зубчатого ремня (с полукруглым и трапецеидальным профилем зуба (рис. 7.8)) производится по расчетному модулю m (мм), который определяется по следующей зависимости:

$$m \geq 35 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (7.40)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹.

Модуль округляется до ближайшего большего стандартного значения (табл. 7.17, 7.18).

Таблица 7.17. Основные параметры зубчатых ремней с полукруглым профилем зубьев

Модуль m , мм	Шаг ремня p , мм	Радиус профиля зуба R_1 , мм	Высота зуба h , мм	Толщина ремня H , мм	Расстояние от оси троса до впадин δ^* , мм	Податливость витков каркаса $\lambda \cdot 10^4$, мм
3	$9,42 \pm 0,05$	$2,5_{-0,3}$	$4,0_{-0,1}$	$6,0_{-0,2}$	$0,6 \pm 0,08$	9
4	$12,57 \pm 0,06$	$3,5_{-0,3}$	$5,0_{-0,1}$	$7,5_{-0,2}$	$0,8 \pm 0,10$	4
5	$15,71 \pm 0,07$	$4,5_{-0,3}$	$6,0_{-0,1}$	$7,6_{-0,2}$	$0,8 \pm 0,10$	5

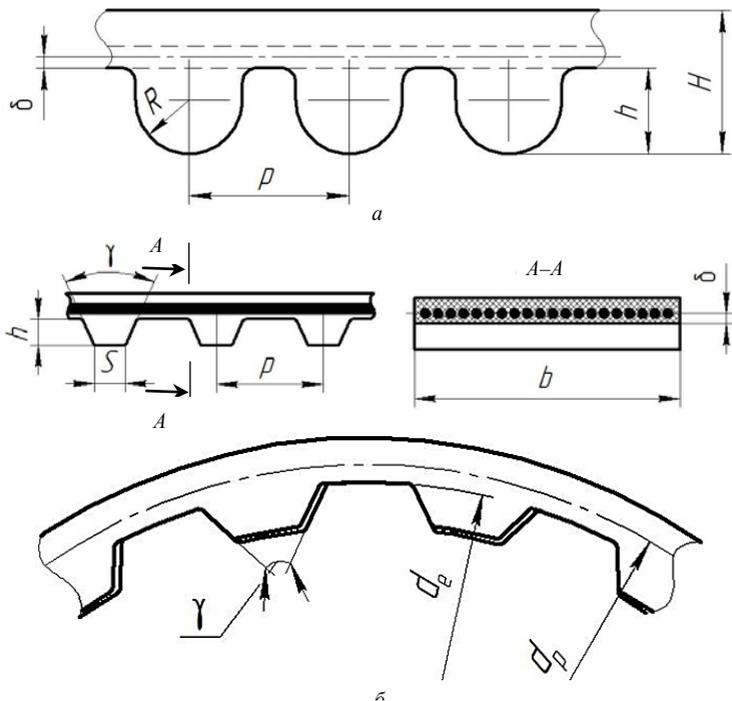


Рис. 7.8. Основные параметры зубчатых ремней:
 а – полукруглый профиль зуба; б – трапецидальный профиль зуба

Таблица 7.18. Основные параметры зубчатых ремней
 с трапецидальным профилем зубьев

Параметры ремня	Модуль ремня m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Шаг зубьев ремня p , мм	2	3	4	5	6	7	8	9
Высота зуба h , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Толщина ремня H , мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,0	11,0	15,0
Диаметр троса d_t , мм	1,0	1,5	1,8	3,0	4,4	5,0	8,0	12,0
Угол профиля зуба 2γ , град	0,36			0,62...0,75				
	50			40				
Погонная масса ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м·мм)	1,5	2,0	2,8	3,5	4,4	5,2	8,0	12,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Допустимая удельная нагрузка $[F_0]_y$, Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Наибольшее передаточное число	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z на шкиве	13	10	10	10	15	15	18	18
Расстояние от оси ремня до впадин ремня δ	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8

2. Выписываются параметры ремня (табл. 7.17, 7.18).

3. Определяется число зубьев ведущего и ведомого шкивов.

Число зубьев z_1 ведущего шкива зубчато-ременной передачи определяется по табл. 7.19 в зависимости от модуля m и частоты вращения ведущего шкива n_1 .

Таблица 7.19. Минимально допустимое число зубьев z_1 ведущего шкива

Частота вращения n_1 , мин ⁻¹	Модуль m , мм					
	1	1,5 и 2	3	4	5	7 и 10
До 1000	10	12	14	16; 18	18	22
1500	10	12	14	16; 18	18	24
2000	10	12	14	16; 18	20	26
2500	10	12	16	16; 18	20	28; 30
3000	10	12	16	16; 18	22	30

Число зубьев z_2 ведомого шкива определяется по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 u. \quad (7.41)$$

4. Определяются диаметры ведущего d_1 (мм) и ведомого d_2 (мм) шкивов зубчато-ременной передачи по следующим зависимостям:

$$d_1 = z_1 m; \quad (7.42)$$

$$d_2 = z_2 m. \quad (7.43)$$

5. Определяется межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние a_{\min} (мм) зубчато-ременной передачи определяется по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H, \quad (7.44)$$

где H – толщина ремня, мм (см. табл. 7.17 или 7.18).

Максимальное межосевое расстояние a_{\max} (мм) зубчато-ременной передачи вычисляется по формуле (7.7).

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаются значения межосевого расстояния a^* .

6. Определяется расчетная длина ремня L_p (мм) по зависимости (7.8).

7. Уточняется число зубьев ремня.

Число зубьев ремня определяется по следующей зависимости:

$$z_p = \frac{L_p}{\pi m}. \quad (7.45)$$

Полученное число зубьев округляется до целого числа, которое согласовывается со стандартным значением (табл. 7.20).

Таблица 7.20. Стандартные значения числа зубьев z_p ремня

Стандартные значения числа зубьев z_p ремня
40, 42, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250

8. Уточняется длина ремня.

Уточненная длина ремня L (мм) с учетом стандартного значения числа зубьев z_p определяется по следующей зависимости:

$$L = z_p \pi m. \quad (7.46)$$

9. Уточняется межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние a (мм) определяется по формуле (7.9).

10. Определяется угол обхвата на ведущем шкиве α_1 по формуле (7.10).

11. Определяется окружная скорость по формуле (7.11).

12. Определяется число зубьев z_0 , находящихся в зацеплении на ведущем шкиве, по следующей зависимости:

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360} \geq [z]_0 = 6. \quad (7.47)$$

13. Определяется допустимая удельная нагрузка $[F_0]_y$, передаваемая 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи по табл. 7.17 в зависимости от модуля ремня.

14. Определяется допускаемая нагрузка $[F_y]$, передаваемая 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях.

Допускаемая нагрузка $[F_y]$ (Н/мм), передаваемая 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях, определяется по следующей зависимости:

$$[F_y] = [F_0]_y C_z C_a C_v C_p, \quad (7.48)$$

где C_z – коэффициент, учитывающий число зубьев в зацеплении на ведущем шкиве;

C_a – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива. Принимается по табл. 7.7;

C_v – коэффициент, учитывающий скорость ремня. Принимается по табл. 7.8;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы. Принимается по табл. 7.9.

Коэффициент C_z , учитывающий число зубьев в зацеплении на ведущем шкиве, принимается равным 1, если $z_0 \geq 6$, в противном случае определяется по следующей формуле:

$$C_z = 1 - 0,2(6 - z_0). \quad (7.49)$$

15. Определяется расчетная ширина ремня B (мм) по следующей зависимости:

$$B = \frac{F_t}{[F_y] - q \cdot 10^{-3} v^2} \leq d_1, \quad (7.50)$$

где F_t – окружная сила, Н;

q – погонная масса ремня, кг/м. Принимается в зависимости от модуля ремня по табл. 7.17.

Окружная сила F_t (Н) определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}. \quad (7.51)$$

Далее полученная ширина ремня округляется до ближайшего стандартного значения (табл. 7.21).

Таблица 7.21. Стандартные значения ширины B зубчатого ремня

Стандартные значения ширины B зубчатого ремня
3, 4, 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160

16. Определяется предварительное натяжение ремня F_0 (Н) по следующей формуле:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) F_{ц} = (1,1 \dots 1,3) q B v^2, \quad (7.52)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, Н.

17. Определяется сила, действующая на вал, от зубчато-ременной передачи F_b (Н) по следующей зависимости:

$$F_b = (1,1 \dots 1,2) F_t. \quad (7.53)$$

18. Определяется ширина обода шкивов B' (мм):

$$B' = B + m. \quad (7.54)$$

Основные параметры шкивов зубчатого ремня представлены на рис. 7.9.

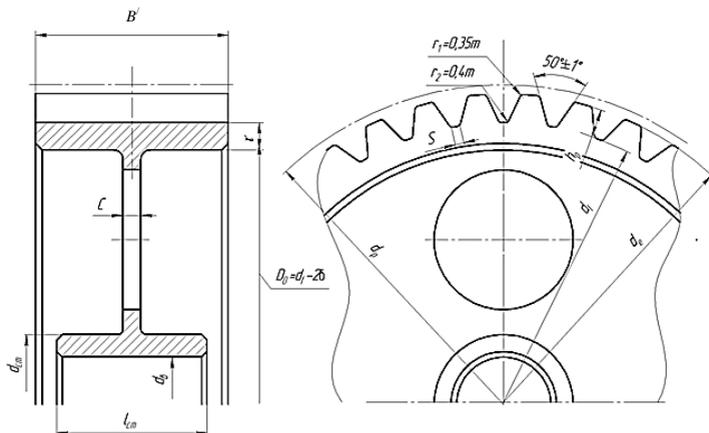


Рис. 7.9. Основные параметры шкивов зубчатого ремня

7.8. Пример расчета зубчато-ременной передачи

Исходные данные: крутящий момент на ведущем шкиве $T_1 = 326,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мощность на ведущем валу $P_1 = 4126,5 \text{ Вт}$, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 120,8 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $u = 2,1$, профиль зуба трапецеидальный.

1. Выбираем ремень.

Выбор зубчатого ремня производится по расчетному модулю m (мм), который определяется следующим образом:

$$m \geq 35 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt{\frac{4,1265}{120,8}} = 6,46 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (см. табл. 7.17), принимаем модуль $m = 7 \text{ мм}$.

2. Выписываем основные параметры ремня и сводим в табл. 7.22.

Таблица 7.22. Основные параметры зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев и модулем 7 мм

Параметры ремня	$m = 7 \text{ мм}$
Шаг зубьев ремня p , мм	21,99
Высота зуба h , мм	6,0
Толщина ремня H , мм	11,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	8,0
Диаметр троса d_t , мм	0,62...0,75
Угол профиля зуба 2γ , град	40,0
Погонная масса ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м · мм)	8,0
Допустимая удельная нагрузка $[F_0]_y$, Н/мм	32,0
Наибольшее передаточное число	5,7
Наименьшее допустимое число зубьев z на шкиве	18,0
Расстояние от оси ремня до впадин ремня δ^*	0,8

3. Определяем число зубьев ведущего и ведомого шкивов.

Число зубьев z_1 ведущего шкива зубчато-ременной передачи согласно табл. 7.19 принимаем равным 22.

Число зубьев ведомого шкива будет равно:

$$z_2 = z_1 u = 22 \cdot 2,1 = 46,2.$$

Принимаем $z_2 = 46$.

4. Определяем диаметры ведущего d_1 (мм) и ведомого d_2 (мм) шкивов зубчато-ременной передачи следующим образом:

$$d_1 = z_1 m = 22 \cdot 7 = 154 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 m = 46 \cdot 7 = 322 \text{ мм}.$$

5. Определяем межосевое расстояние зубчато-ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние зубчато-ременной передачи будет равно:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H = 0,55 \cdot (154 + 322) + 11 = 272,8 \text{ мм}.$$

Максимальное межосевое расстояние зубчато-ременной передачи определяем следующим образом:

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (154 + 322) = 952 \text{ мм}.$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значение межосевого расстояния $a^* = 300$ мм.

6. Определяем расчетную длину ремня:

$$\begin{aligned} L_p &= 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*} = \\ &= 2 \cdot 300 + \frac{3,14 \cdot (154 + 322)}{2} + \frac{(322 - 154)^2}{4 \cdot 300} = 1370,84 \text{ мм}. \end{aligned}$$

7. Уточняем число зубьев ремня:

$$z_p = \frac{L_p}{\pi m} = \frac{1370,84}{3,14 \cdot 7} = 62,4.$$

Согласовав полученное значение со стандартным рядом (см. табл. 7.20), принимаем $z_p = 63$.

8. Уточняем длину ремня.

Уточненная длина ремня с учетом стандартного значения числа зубьев z_p будет равна:

$$L = z_p \pi m = 63 \cdot 3,14 \cdot 7 = 1384,74 \text{ мм}.$$

9. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня:

$$a = 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] =$$

$$a = 0,125 \cdot \left[\frac{2 \cdot 1384,74 - 3,14 \cdot (154 + 322) +}{+\sqrt{(2 \cdot 1384,74 - 3,14 \cdot (154 + 322))^2 - 8 \cdot (322 - 154)^2}} \right] = 307,23 \text{ мм.}$$

10. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{322 - 154}{307,23} = 148,83^\circ = 2,6 \text{ рад.}$$

11. Определяем окружную скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 154 \cdot 120,8}{60 \cdot 10^3} = 0,97 \text{ м/с.}$$

12. Определяем число зубьев z_0 , находящихся в зацеплении на ведущем шкиве:

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360} = \frac{22 \cdot 148,83}{360} = 9.$$

13. Определяем допустимую удельную нагрузку $[F_0]_y$, передаваемую 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи.

Согласно данным табл. 7.17, допустимая удельная нагрузка $[F_0]_y$, передаваемая 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи при модуле ремня $m = 7$ мм составляет 32 Н/мм.

14. Определяем допускаемую нагрузку $[F_y]$, передаваемую 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях. При $z_0 \geq 6$ коэффициент C_z , учитывающий число зубьев в зацеплении на ведущем шкиве, принимаем равным 1; коэффициент C_α , учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива, принимаем по табл. 7.7 равным 0,89; коэффициент C_v , учитывающий скорость ремня, принимаем по табл. 7.8 равным 1,03 и коэффициент C_p , учитывающий режим работы, принимаем по табл. 7.9 равным 1,3.

Тогда

$$[F_y] = [F_0]_y C_z C_\alpha C_v C_p = 32 \cdot 1,0 \cdot 0,89 \cdot 1,03 \cdot 1,3 = 38,14 \text{ Н/мм.}$$

15. Определяем расчетную ширину ремня.

Окружная сила F_t определяется следующим образом:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 326,2 \cdot 10^3}{154} = 4236,4 \text{ Н.}$$

Расчетная ширина ремня будет равна:

$$B = \frac{F_t}{\left[F_y \right] - q \cdot 10^{-3} v^2} = \frac{4236,4}{38,14 - 8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,97^2} = 111,1 \text{ мм} < d_1 = 154 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным значением (см. табл. 7.21), принимаем $B = 125$ мм.

16. Определяем предварительное натяжение ремня:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) q B v^2 = 1,2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 125 \cdot 0,97^2 = 1,13 \text{ Н.}$$

17. Определяем силу, действующую на вал, от зубчато-ременной передачи:

$$F_b = (1,1 \dots 1,2) F_t = 1,15 \cdot 4236,4 = 4871,9 \text{ Н.}$$

18. Определяем ширину обода шкивов:

$$B' = B + m = 125 + 7 = 132 \text{ мм.}$$

Литература: [13, 17, 18].

8. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. Общие сведения

Передачу вращательного движения между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес (звездочек) и охватывающей их бесконечной цепи, называют цепной передачей.

Цепные передачи служат для передачи вращения между удаленными друг от друга параллельными валами. Они универсальны, просты и экономичны. По сравнению с зубчатыми цепные передачи менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, допускают практически неограниченные межцентровые расстояния, обеспечивают более простую компоновку, большую подвижность валов друг относительно друга. Цепная передача может быть сделана почти бесшумной в работе, при гораздо большей технологической простоте по сравнению с бесшумными косозубыми шестернями.

В сравнении с ременными цепные передачи характеризуются следующими достоинствами: отсутствие проскальзывания; отсутствие предварительного натяжения и связанных с ним дополнительных нагрузок на валы и подшипники; сохранение удовлетворительной работоспособности при высоких и низких температурах; приспособление к любым изменениям конструкции удалением или добавлением звеньев.

Современные цепные передачи могут передавать большие мощности (до 5 тыс. кВт) при сравнительно высоких скоростях (до 25...30 м/с). Цепные передачи широко распространены в транспортирующих устройствах (конвейерах, элеваторах, мотоциклах, велосипедах), в приводах станков и сельскохозяйственных машин, в химическом, горнорудном и нефтепромысловом машиностроении.

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т. е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с. Выпуск только приводных цепей в России превышает 80 млн. м в год.

В машиностроении и народном хозяйстве находят применение следующие группы цепей:

1. Грузовые (рис. 8.1, *а* и *б*).

Применяются для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при скоростях, не превыша-

ющих 0,25...0,5 м/с, и больших нагрузках. Их выполняют круглозвенными или простыми пластинчатыми.

2. Тяговые (рис. 8.1, *в* и *г*).

Применяются для транспортировки грузов (транспортеры, элеваторы, бревнотаски, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших скоростях – до 2...4 м/с. Состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без них. Эти цепи имеют большие шаги, так как общая длина цепи значительна и ее зубья взаимодействуют со звездочками, габариты которых нежестко ограничены.

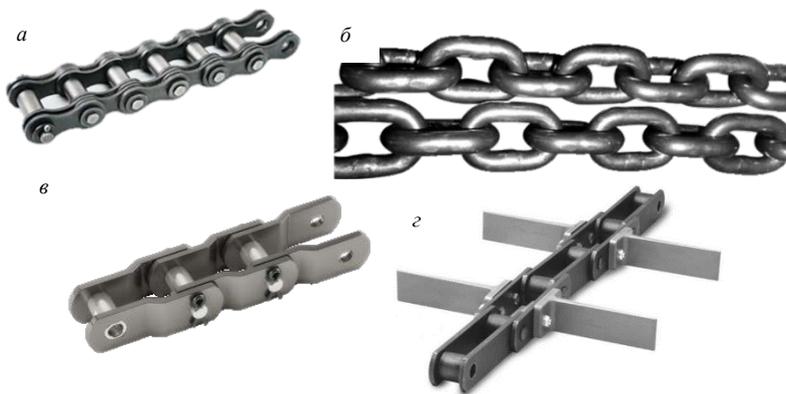


Рис. 8.1. Цепи грузовые и тяговые:

а – грузовая пластинчатая; *б* – грузовая круглозвенная; *в*, *г* – тяговые

3. Приводные.

Применяются для передачи энергии в широком диапазоне скоростей с постоянным передаточным отношением. Выполняются с малым шагом для уменьшения динамических нагрузок и с износоустойчивыми шарнирами для обеспечения необходимой долговечности цепи.

В дальнейшем будем рассматривать только приводные цепи, которые используются в цепных передачах.

Приводные цепи по типу цепи подразделяются на три группы (рис. 8.2):

- втулочные (ПВ);
- роликовые (ПР);
- зубчатые (ПЗ).

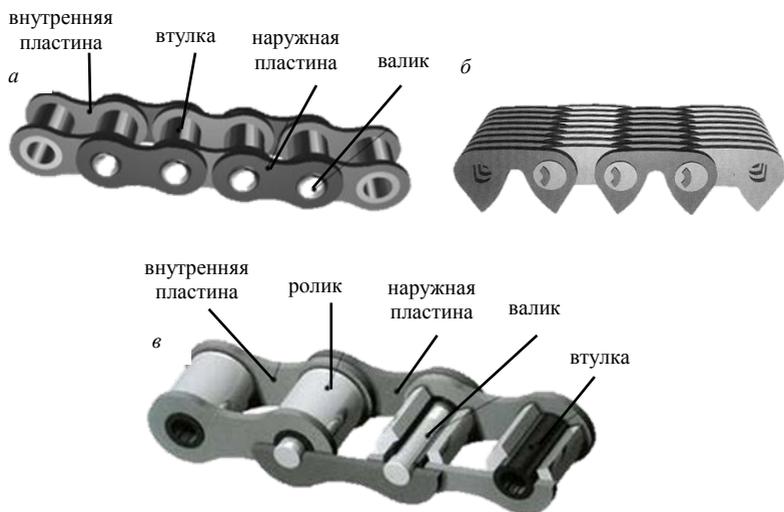


Рис. 8.2. Приводные цепи:
а – втулочная; *б* – зубчатая; *в* – роликовая

В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой – разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом кратным 25,4 мм (т. е. 1 дюйму).

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже, поэтому имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

На заводах изготавливают следующие приводные цепи:

ПРЛ – роликовые однорядные нормальной точности;

ПР – роликовые повышенной точности;

ПРД – роликовые длиннорядные;

ПВ – втулочные;
ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами;
ПРУ – роликовые однорядные усиленные;
ПЗ – зубчатые.

Примеры условных обозначений:

ПР-19,05-31,8 ГОСТ 13568–97 – цепь приводная роликовая однорядная нормальной серии (ПР), шаг $t = 19,05$ мм, с разрушающей нагрузкой $F_p = 31,8$ кН.

ЗПР-44,45-51,72 ГОСТ 13568–97 – цепь приводная роликовая трехрядная нормальной серии (ЗПР), шаг $t = 44,45$ мм, с разрушающей нагрузкой $F_p = 51,72$ кН.

ПРД-38,1-29,5 ГОСТ 13568–97 – цепь приводная роликовая однорядная длиннозвенная серии (ПРД), шаг $t = 38,1$ мм, с разрушающей нагрузкой $F_p = 29,5$ кН.

ПЗ-1-12,7-26-22,5 ГОСТ 13552–81 – цепь приводная зубчатая с односторонним зацеплением (1), шаг $t = 12,7$ мм, с разрушающей нагрузкой $F_p = 26$ кН, шириной 22,5 мм.

Материал и термическая обработка цепей имеют решающее значение для их долговечности. Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A твердостью преимущественно 40...50 HRC; пластины зубчатых цепей – преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготавливают из легированных сталей. Пластины в зависимости от назначения цепи закаливают до твердости 40...50 HRC. Детали шарниров, валики, втулки и призмы выполняют преимущественно из цементируемых сталей: 15, 20, 15X, 20X, 12XH3, 20X2H4A, 30XH3A – и подвергают закалке до 55...65 HRC. В связи с высокими требованиями к современным цепным передачам целесообразно применять легированные стали. Эффективно применение газового цианирования рабочих поверхностей шарниров. Многократного повышения ресурса цепей можно достигнуть диффузионным хромированием шарниров. Усталостную прочность пластин роликовых цепей существенно повышают обжатием краев отверстий. Эффективна также дробеструйная обработка.

В шарнирах роликовых цепей для работы без смазочного материала или при скудной его подаче начинают применять пластмассы.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч работы.

Материал звездочек выбирают в зависимости от назначения и конструкции передачи. Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна марок СЧ20, СЧ30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой. Для изготовления ведущих звездочек с малым числом зубьев ($z_2 < 30$) неответственного назначения применяют сталь 20 (цементация, закалка, отпуск); ответственного назначения – сталь 40, 50 (закалка, отпуск); при повышенных передаваемых нагрузках – сталь 40Х, 45Х, 45ХН (закалка, отпуск). Для ведомых звездочек больших диаметров с большим числом зубьев ($z_2 > 50$), кроме перечисленных материалов, может быть применен серый чугун СЧ15, СЧ20, СЧ35 и др. В случае необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью $P \leq 5$ кВт при скорости $v \leq 8$ м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс – текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок). Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звездочки.

8.2. Последовательность расчета цепной роликовой (втулочной) передачи

1. Определяется минимальное число зубьев ведущей звездочки по формуле

$$z_{1\min} = 29 - 2u, \quad (8.1)$$

где u – передаточное отношение цепной передачи.

Далее полученное значение необходимо согласовать со значениями, представленными в табл. 8.1.

Таблица 8.1. Рекомендуемые значения числа зубьев z_1 ведущей звездочки

Тип цепи	z_1 при передаточном отношении u						
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	$z_{1\min}$
ПВ и ПР	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	15...13	13 (9)
ПЗ	35...32	32...29	30...27	27...23	23...19	19...17	17 (13)

2. Определяется число зубьев ведомой звездочки по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 u. \quad (8.2)$$

При этом необходимо учитывать, что для приводной роликовой цепи число зубьев z_2 ведомой звездочки не должно превышать 120, а для приводной втулочной – 90.

3. Предварительно выбирается цепь по табл. 8.2 в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения n_1 .

Таблица 8.2. Допускаемые значения передаваемой мощности P_1 для приводных однорядных роликовых цепей, кВт

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР	Частота вращения n_1 ведущей звездочки, мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-9,525-9,1	0,18	0,62	1,11	1,52	1,87	2,19	2,45	2,88
ПР-12,7-10,0-1	0,20	0,69	1,24	1,69	2,08	2,43	2,72	3,20
ПР-12,7-9,0-2	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-18,2-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-18,2-2	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875-23,0-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875-23,0-2	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,80	12,70
ПР-19,05-31,8	1,41	4,80	8,38	11,40	13,50	15,30	16,90	19,30
ПР-25,4-60,0	3,20	11,00	19,00	25,70	31,00	35,00	38,00	44,00
ПР-31,75-89,0	5,83	19,30	32,00	42,00	49,00	55,00	60,00	–
ПР-38,1-127,0	10,50	35,00	58,00	76,00	89,00	99,00	108,00	–
ПР-44,45-172,4	14,70	44,00	71,00	88,00	101,00	–	–	–
ПР-50,8-227,0	28,00	68,00	110,00	138,00	157,00	–	–	–

Примечание. В обозначении цепи последовательно указаны шаг t , мм, статическая разрушающая нагрузка $F_{\text{табл}}$, кН, и габаритный размер по ширине (1 или 2).

4. Для выбранной цепи определяется допускаемое давление в шарнирах (табл. 8.3).

Таблица 8.3. Допускаемое давление $[p]$ в шарнирах роликовой цепи, МПа

Шаг цепи t , мм	Частота вращения n_1 ведущей звездочки, мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

5. Определяется коэффициент эксплуатации по следующей зависимости:

$$K_3 = K_d K_a K_\theta K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}}, \quad (8.3)$$

где K_d – коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки ($K_d = 1,0$ – равномерная, спокойная нагрузка, например для привода ленточных или цепных транспортеров; $K_d = 1,2 \dots 1,5$ – нагрузка неравномерная или с толчками, например для привода скребковых транспортеров; $K_d = 1,8$ – при сильных толчках (подвесные конвейеры));

K_a – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи ($K_a = 1,25$ при $a = 25t$, $K_a = 1,0$ при $a = (30 \dots 50)t$, $K_a = 0,8$ при $a = (60 \dots 80)t$);

K_θ – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту ($K_\theta = 1,0$, если угол наклона цепной передачи к горизонту $\theta \leq 60^\circ$; $K_\theta = 1,25$ при угле наклона $\theta > 60^\circ$);

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи ($K_{\text{рег}} = 1,0$ – натяжение цепи осуществляется перемещением оси одной из звездочек; $K_{\text{рег}} = 1,1$ – натяжение цепи осуществляется нажимными роликами или оттяжными звездочками; $K_{\text{рег}} = 1,15$ – натяжение цепи осуществляется периодически, например удалением одного звена; $K_{\text{рег}} = 1,25$ – регулирование натяжения цепи не предусматривается);

K_c – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи ($K_c = 0,8$ – при непрерывном смазывании, например, цепь находится в масляной ванне; $K_c = 1,0$ – при капельной смазке; $K_c = 1,3$ – при периодическом смазывании);

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток ($K_{\text{реж}} = 1,0$ – односменная работа; $K_{\text{реж}} = 1,25$ – двухсменная работа; $K_{\text{реж}} = 1,45$ – трехсменная работа).

6. Определяется расчетный шаг цепи t (мм) по следующей зависимости:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_3}{z_1 [p] m}}, \quad (8.4)$$

где T_1 – крутящий момент на ведущей звездочке, Н · м;

$[p]$ – допускаемое давление в шарнирах выбранной цепи, МПа (см. табл. 8.3);

m – коэффициент рядности, учитывающий количество рядов в цепи (для однорядных цепей $m = 1$; для двухрядных $m = 1,7$; для трехрядных $m = 2,5$; для четырехрядных $m = 3$).

Полученное значение шага цепи t согласовывается со стандартным значением шага и выбирается цепь (табл. 8.4, 8.5; рис. 8.3, 8.4).

Таблица 8.4. Цепи приводные роликовые однорядные

Типоразмер цепи	ISO 606	Размеры, мм				Размеры, мм, не более			F_p , кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
		t	$b_{вн}$	d_2	d_1	h	b_1	b		
ПР-8-4,6	0,5B-1	8,000	3,00	2,31	5,00	7,5	12,0	7,0	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	0,6B-1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17,0	10,0	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	–	12,700	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПР-12,7-9-2	08B-1	12,700	3,30	3,66	7,75	10,0	12,0	7,0	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	–	12,700	5,40	4,45	8,51	11,8	19,0	10,0	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	08B-1	12,700	7,75	4,45	8,51	11,8	21,0	11,0	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	–	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20,0	11,0	23,0	0,80
ПР-15,875-23-2	10B-1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24,0	13,0	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	12A-1	19,050	12,70	5,94	11,91	18,2	33,0	18,0	31,8	1,90
ПР-25,4-60	16A-1	25,400	15,87	7,92	15,87	24,2	39,0	22,0	60,0	2,60
ПР-31,75-89	20A-1	31,750	19,05	9,53	19,05	30,2	46,0	24,0	89,0	3,80
ПР-38,1-127	24A-1	38,100	25,40	11,10	22,23	36,2	58,0	30,0	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	28A-1	44,500	25,40	12,70	25,40	42,4	62,0	34,0	172,4	7,50
ПР-50,8-227	32A-1	50,800	31,75	14,27	28,58	48,3	72,0	38,0	227,0	9,70
ПР-63,5-227	40A-1	63,500	38,10	19,84	39,68	60,4	89,0	48,0	354,0	16,00

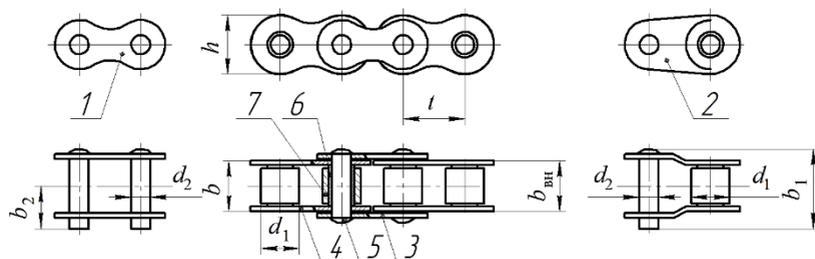


Рис. 8.3. Цепи типа ПР (приводные роликовые однорядные нормальные) и типа ПРУ (приводные роликовые однорядные усиленные):

1 – звено соединительное; 2 – звено переходное; 3 – звено внешнее;
4 – звено внутреннее; 5 – валик; 6 – втулка; 7 – ролик

Таблица 8.5. Цепи приводные роликoвые многорядные

Типоразмер цепи	ISO 606	Размеры, мм					Размеры, мм, не более			F_p , кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
		t	$b_{\text{вн}}$	d_2	d_1	A	h	b_1	b		
Цепи приводные роликoвые двухрядные типа 2ПР											
2ПР-12,7-31,8	08В-2	12,700	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	35,0	11,00	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	10В-2	15,870	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	41,0	13,00	45,4	1,9
2ПР-19,05-75	—	19,050	12,70	5,96	11,91	25,50	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	16А-2	25,400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	68,0	22,00	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	20А-2	31,750	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	82,0	24,00	177,0	7,3
2ПР-38,1-127	24А-2	38,100	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	104,0	30,00	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	28А-2	44,450	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110,0	34,00	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	32А-2	50,800	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	130,0	38,00	453,6	19,1
Цепи приводные роликoвые трехрядные типа 3ПР											
3ПР-12,7-45,4	08В-3	12,700	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	50,0	11,00	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	10В-3	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	57,0	13,00	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	12А-3	19,050	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	16А-3	25,400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	98,0	22,00	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	20А-3	31,750	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	120,0	24,00	265,5	11,0
Цепи приводные роликoвые четырехрядные типа 4ПР											
4ПР-19,05-155	—	19,050	12,70	5,94	11,91	25,50	18,08	17,7	101,9	155,0	6,8
4ПР-25,4-228	16А-4	25,400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	22,0	129,9	228,0	10,9

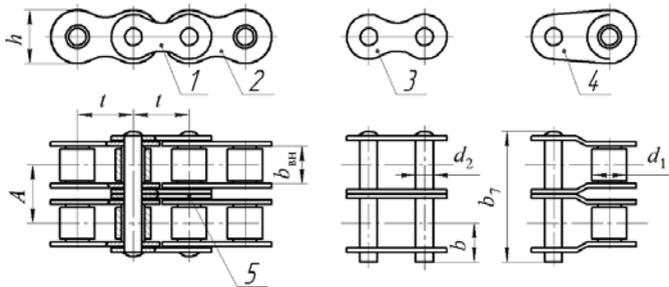


Рис. 8.4. Цепи приводные роликoвые двухрядные:
 1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено; 3 – соединительное звено;
 4 – переходное звено; 5 – промежуточная пластина

7. Определяется межосевое расстояние a (мм) по следующей зависимости:

$$a = (30...50)t. \quad (8.5)$$

Принимается любое значение из полученного диапазона.

8. Определяется требуемое число звеньев цепи следующим образом:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (8.6)$$

Полученное значение числа звеньев цепи округляется до ближайшего целого четного числа.

9. Уточняется межосевое расстояние:

$$a^* = \frac{t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (8.7)$$

10. Определяется окончательное межосевое расстояние a (мм):

$$a = a^* - f_{\text{ц}}, \quad (8.8)$$

где $f_{\text{ц}}$ – стрела провисания, мм.

Стрела провисания определяется по следующей зависимости:

$$f_{\text{ц}} = 0,003a^*. \quad (8.9)$$

11. Определяется окружная скорость v (м/с) цепи:

$$v = \frac{z_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{z_2 n_2}{60 \cdot 10^3}, \quad (8.10)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек соответственно, мин^{-1} .

12. Определяется окружная сила F_t (Н), передаваемая цепью:

$$F_t = \frac{P_1}{v}, \quad (8.11)$$

где P_1 – мощность на ведущей звездочке, Вт.

13. Определяется давление p (МПа) в шарнирах цепи:

$$p = \frac{F_t K_3}{A_{\text{оп}} m} \leq [p], \quad (8.12)$$

где $A_{\text{оп}}$ – площадь опорной поверхности шарнира, мм^2 . Определяется по табл. 8.6 в зависимости от выбранной цепи.

Таблица 8.6. Площадь $A_{оп}$ опорной поверхности шарнира, мм²

Типоразмер цепи	Площадь опорной поверхности	Типоразмер цепи	Площадь опорной поверхности
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	32	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645

Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи и числа рядов в цепи.

14. Проверяется цепь по числу ее ударов в секунду ξ (с⁻¹):

$$\xi = \frac{4z_1 n_1}{60W} \leq [\xi], \quad (8.13)$$

где $[\xi]$ – допустимое значение числа ударов цепи, с⁻¹. Принимается по табл. 8.7 в зависимости от типа и шага цепи.

Таблица 8.7. Допустимое значение числа ударов цепи $[\xi]$, с⁻¹

Тип цепи	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая	60	50	35	30	25	20	15	12
Зубчатая	80	65	50	30	25	–	–	–

15. Определяется сила предварительного натяжения цепи (провисания ведомой ветви) F_0 (Н):

$$F_0 = K_f q g a, \quad (8.14)$$

где K_f – коэффициент провисания цепи. Принимается в зависимости от наклона цепи к горизонту: для горизонтальных передач $K_f = 6$, для наклонных с углом к горизонту до 40° – $K_f = 4$, более 40° – $K_f = 2$, для вертикальных – $K_f = 1$;

q – масса 1 м цепи (погонная масса), кг. Принимается по табл. 8.4, 8.5 в зависимости от выбранной цепи;

g – ускорение свободного падения, м/с².

16. Определяется центробежная сила $F_{ц}$ (Н):

$$F_{ц} = qv^2. \quad (8.15)$$

17. Определяется сила натяжения ведущей ветви F_1 (Н) цепной передачи:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{\text{ц}}. \quad (8.16)$$

18. Определяется сила натяжения ведомой ветви F_2 (Н) цепной передачи:

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}}. \quad (8.17)$$

19. Проверяется выбранная цепь на прочность.

Проверка цепи на прочность сводится к определению коэффициента запаса прочности цепи, который можно вычислить по следующей зависимости:

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F_0 + F_{\text{ц}}} \geq [S], \quad (8.18)$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, Н (см. табл. 8.4, 8.5);

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности цепи (табл. 8.8).

Таблица 8.8. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей

Шаг цепи t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,700	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,050	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,400	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,750	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,100	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,450	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,800	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

Если условия, указанные в формулах (8.12), (8.13) и (8.18), выполняются, значит, цепь выбрана верно. В противном случае целесообразно пересмотреть предварительно выбранное значение шага цепи.

20. Определяется нагрузка, действующая на вал от цепной передачи.

Сила F_b (Н), действующая на вал от цепной передачи, определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} F_t, \quad (8.19)$$

где $K_{\text{в}}$ – коэффициент нагрузки (табл. 8.9).

Таблица 8.9. Коэффициент нагрузки $K_{\text{в}}$

Вид нагрузки	Передача	
	Горизонтальная или с углом наклона до 40°	Вертикальная или с углом наклона более 40°
Спокойная	1,15	1,05
С толчками	1,30	1,15

21. Определяются диаметры делительных окружностей ведущей d_1 (мм) и ведомой d_2 (мм) звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad (8.20)$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}. \quad (8.21)$$

22. Определяются диаметры окружности выступов ведущей D_1 (мм) и ведомой D_2 (мм) звездочек:

$$D_1 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,6 \right); \quad (8.22)$$

$$D_2 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} + 0,6 \right). \quad (8.23)$$

23. Определяется ширина венца звездочек B (мм):

$$B = (n_{\text{ряд}} - 1)A + b_3, \quad (8.24)$$

где $n_{\text{ряд}}$ – количество рядов цепи;

A – расстояние между рядами (см. табл. 8.5);

b_3 – ширина зубьев.

Для однорядной цепи

$$b_3 = 0,93b_{\text{вн}} - 0,15, \quad (8.25)$$

где $b_{\text{вн}}$ – ширина ролика (см. табл. 8.5).

Для многорядной цепи

$$b_3 = 0,9b_{\text{вн}} - 0,15. \quad (8.26)$$

8.3. Пример расчета цепной роликовой (втулочной) передачи

Исходные данные: мощность на ведущей звездочке $P_1 = 5883,7$ Вт, крутящий момент на ведущей звездочке $T_1 = 57,8$ Н·м, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 973$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 3$.

1. Определяем минимальное число зубьев $z_{1\text{min}}$ ведущей звездочки:

$$z_{1\text{min}} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$$

Полученное значение согласовываем со значениями, представленными в табл. 8.1. Принимаем $z_1 = 25$.

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3 = 75 \leq 120.$$

Условие выполнено.

3. Предварительно выбираем цепь.

Цепь выбирается по табл. 8.2 в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения n_1 . Принимаем цепь ПР-15,875-23,0-1.

4. Для выбранной цепи определяем допустимое давление в шарнирах (см. табл. 8.3). Принимаем $[p] = 22,5$ МПа.

5. Определяем значение коэффициента эксплуатации. Принимаем коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки, $K_d = 1,0$ для равномерной, спокойной нагрузки; коэффициент межосевого расстояния или длины цепи $K_a = 1,0$ при $a = (30 \dots 50)t$; коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту, $K_\theta = 1,0$ при угле наклона передачи к горизонту $\theta \leq 60$; коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи, $K_{\text{пер}} = 1,0$ при натяжении цепи, осуществляемом перемещением оси одной из звездочек; коэффициент смазки и степени загрязнения передачи $K_c = 1,3$ при периодическом смазывании и коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток $K_{\text{реж}} = 1,0$ при односменной работе.

Тогда

$$K_3 = K_d K_a K_\theta K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1,3.$$

6. Определяем расчетный шаг цепи. Принимаем коэффициент рядности, учитывающий количество рядов в цепи, для однорядных цепных передач $m = 1$.

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_3}{z_1 [p] m}} \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{57,8 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{25 \cdot 22,5 \cdot 1}} = 14,311 \text{ мм.}$$

Полученное значение согласовываем со стандартным значением шага и выбираем цепь ПР-15,875-23-1 (см. табл. 8.4).

7. Определяем межосевое расстояние:

$$a = (30 \dots 50)t = (30 \dots 50) \cdot 15,875 = 476,25 \dots 793,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 635$ мм.

8. Определяем требуемое число звеньев цепи:

$$\begin{aligned} W &= \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \\ &= \frac{2 \cdot 635}{15,875} + 0,5 \cdot (25 + 75) + \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{635} = 131,58. \end{aligned}$$

Полученное значение числа звеньев цепи округляем до ближайшего целого четного числа. Принимаем $W = 132$.

9. Уточняем межосевое расстояние a^* :

$$\begin{aligned} a^* &= \frac{t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{15,875}{4} \cdot \left[132 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left(132 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 638,36 \text{ мм.} \end{aligned}$$

10. Определяем окончательное межосевое расстояние a , предварительно вычислив стрелу провисания:

$$f_u = 0,003a^* = 0,003 \cdot 638,36 = 1,92 \text{ мм.}$$

Тогда

$$a = a^* - f_{\text{ц}} = 638,36 - 1,92 = 636,44 \text{ мм.}$$

11. Определяем окружную скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 m_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 15,875 \cdot 973}{60 \cdot 10^3} = 6,44 \text{ м/с.}$$

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5883,7}{6,44} = 913,6 \text{ Н.}$$

13. Определяем давление в шарнирах цепи. По табл. 8.6 принимаем площадь опорной поверхности шарнира $A = 55 \text{ мм}^2$.

$$p = \frac{F_t K_3}{Am} = \frac{913,6 \cdot 1,3}{55 \cdot 1} = 21,59 \text{ МПа} \leq [p] = 22,5 \text{ МПа.}$$

14. Проверяем цепь по числу ее ударов в секунду. Допустимое значение числа ударов цепи $[\xi] = 50 \text{ с}^{-1}$ принимаем по табл. 8.7.

$$\xi = \frac{4z_1 n_1}{60W} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 973}{60 \cdot 132} = 12,3 \text{ с}^{-1} \leq [\xi] = 50 \text{ с}^{-1}.$$

15. Определяем силу предварительного натяжения цепи. Принимаем коэффициент провисания цепи $K_f = 6$ для горизонтальных передач; массу 1 м цепи $q = 0,8 \text{ кг}$ по табл. 8.4.

$$F_0 = K_f qga = 6 \cdot 0,8 \cdot 9,81 \cdot 636,44 \cdot 10^{-3} = 30 \text{ Н.}$$

16. Определяем силу натяжения от действия центробежной силы:

$$F_{\text{ц}} = qv^2 = 0,8 \cdot 6,44^2 = 33,2 \text{ Н.}$$

17. Определяем силу натяжения F_1 ведущей ветви цепной передачи:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{\text{ц}} = 913,6 + 30 + 33,2 = 976,8 \text{ Н.}$$

18. Определяем силу натяжения F_2 ведомой ветви цепной передачи:

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}} = 30 + 33,2 = 63,2 \text{ Н.}$$

19. Проверяем выбранную цепь на прочность. Принимаем разрушающую нагрузку цепи $F_p = 23000$ Н по табл. 8.4 и допускаемый коэффициент запаса прочности цепи $[S] = 10,8$ по табл. 8.8.

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F_0 + F_{\text{ц}}} = \frac{23000}{1 \cdot 913,6 + 30 + 33,2} = 23,5 \geq [S] = 10,8.$$

Условие выполнено, значит, цепь выбрана верно.

20. Определяем нагрузку, действующую на вал от цепной передачи. Принимаем по табл. 8.9 коэффициент нагрузки $K_b = 1,15$.

$$F_b = K_b F_t = 1,15 \cdot 913,6 = 1050,6 \text{ Н.}$$

21. Определяем диаметры делительных окружностей ведущей и ведомой звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 126,7 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{75}} = 379,1 \text{ мм.}$$

22. Определяем диаметры окружности выступов ведущей и ведомой звездочек:

$$D_1 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,6 \right) = 15,875 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} + 0,6 \right) = 135,2 \text{ мм;}$$

$$D_2 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} + 0,6 \right) = 15,875 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{75} + 0,6 \right) = 388,3 \text{ мм.}$$

23. Определяем ширину венца звездочек:

$$B = (n_{\text{ряд}} - 1)A + b_3.$$

Для выбранной марки цепи ПР-15,875-23-1 количество рядов цепи $n_{\text{ряд}} = 1$. Принимаем по табл. 8.5 расстояние между рядами $A = 16,59$ мм, ширину ролика $b_{\text{вн}} = 9,65$ мм.

Определяем ширину зубьев. Для однорядной цепи

$$b_3 = 0,93b_{\text{вн}} - 0,15 = 0,93 \cdot 9,65 - 0,15 = 8,82 \text{ мм.}$$

Тогда

$$B = (1 - 1) \cdot 16,59 + 8,82 = 8,82 \text{ мм.}$$

8.4. Последовательность расчета цепной зубчатой передачи

1. Определяется число зубьев ведущей звездочки по следующей зависимости:

$$z_1 = 35 - 2u, \quad (8.27)$$

где u – передаточное отношение цепной передачи.

Далее полученное значение необходимо согласовать со значениями, представленными в табл. 8.1.

2. Определяется число зубьев ведомой звездочки по формуле

$$z_2 = z_1 u. \quad (8.28)$$

При этом необходимо учитывать, что для приводной зубчатой цепи число зубьев z_2 ведомой звездочки не должно превышать 150.

3. Уточняется передаточное отношение цепной передачи:

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.29)$$

4. Предварительно определяется шаг цепи.

Шаг цепи t принимается по табл. 8.10, при этом угловая скорость ω_1 ведущей звездочки не должна превышать максимальное значение угловой скорости ω_{max} для данного шага цепи, т. е. должно выполняться условие $\omega_1 \leq \omega_{\text{max}}$.

Таблица 8.10. **Наибольшие допускаемые угловые скорости ω_{\max} в зависимости от шага t цепи**

Шаг цепи t , мм	12,700	15,875	19,050	25,400	31,750
Максимальная угловая скорость ω_{\max} , с ⁻¹	345	278	230	173	142

5. Определяется окружная скорость цепи v (м/с) по следующей зависимости:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60}, \quad (8.30)$$

где n_1 – частота вращения ведущей звездочки, мин⁻¹.

6. Определяется межзосевое расстояние a (мм) по зависимости

$$a = (30 \dots 50)t. \quad (8.31)$$

Принимается любое значение из полученного диапазона.

7. Определяется необходимая ширина цепи b (мм) по следующей зависимости:

$$b \geq \frac{10K_3 P_1}{[P]_{10}}, \quad (8.32)$$

где K_3 – коэффициент эксплуатации, рассчитываемый по рекомендациям, приведенным на с. 230.

P_1 – мощность на ведущей звездочке цепной передачи, кВт;

$[P]_{10}$ – допускаемая мощность, передаваемая 10 мм ширины цепи, кВт (табл. 8.11).

Таблица 8.11. **Допускаемая мощность $[P]_{10}$, передаваемая 10 мм ширины цепи, кВт**

Шаг цепи t , мм	Скорость цепи v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,700	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,050	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,400	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,750	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Далее по табл. 8.12 принимаем цепь с ближайшей большей шириной для выбранного шага цепи.

Таблица 8.12. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей

Маркировка цепи	Общие размеры, мм	Ширина звена цепи b, b_1, b_2 , мм	Масса 1 м цепи, кг	F_p , кН
ПЗ-1-12,7-26-22,5	$t = 12,7$ $h = 13,4$ $h_1 = 7$ $s = 1,5$ $w = 4,46$	22,5; 28,5; 30	1,31	26
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5; 34,5; 36	1,60	31
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5; 40,5; 42	2,00	36
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5; 46,5; 48	2,31	42
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5; 52,5; 54	2,70	49
ПЗ-1-12,7-56-52,5	$w = 4,46$	52,5; 58,5; 60	3,00	56
ПЗ-1-15,875-41-30	$t = 15,875$ $h = 16,7$ $h_1 = 8,7$ $s = 2$ $w = 5,95$	30; 36; 39	2,21	41
ПЗ-1-15,875-50-38		38; 44; 47	2,71	50
ПЗ-1-15,875-58-46		46; 52; 55	3,30	58
ПЗ-1-15,875-69-54		54; 60; 63	3,90	69
ПЗ-1-15,875-80-62		62; 68; 71	4,41	80
ПЗ-1-15,875-91-70	$w = 5,95$	70; 76; 79	5,00	91
ПЗ-1-19,05-74-45	$t = 19,05$ $h = 20,1$ $h_1 = 13,35$ $s = 3$ $w = 7,14$	45; 52,6; 56	3,90	74
ПЗ-1-19,05-89-57		57; 64,5; 68	4,90	89
ПЗ-1-19,05-105-69		69; 76,5; 80	5,91	105
ПЗ-1-19,05-124-81		81; 88,5; 92	7,00	124
ПЗ-1-19,05-143-93		93; 100,5; 104	8,00	143
ПЗ-1-25,4-101-57	$t = 25,4$ $h = 26,7$ $h_1 = 13,35$ $s = 3$ $w = 9,52$	57; 65; 68	8,40	101
ПЗ-1-25,4-132-75		75; 77; 80	10,80	132
ПЗ-1-25,4-164-93		93; 101; 104	13,20	164
ПЗ-1-25,4-196-105		105; 113; 116	15,40	196
ПЗ-1-31,75-166-75		$w = 9,52$	75; 78; 82	14,40
ПЗ-1-31,75-206-93	$t = 31,75$ $h = 33,4$ $h_1 = 16,7$ $s = 3$ $w = 11,91$	93; 102; 106	16,60	206
ПЗ-1-31,75-246-115		105; 114; 118	18,80	246
ПЗ-1-31,75-286-117		117; 126; 130	21,00	286

Основные размеры зубчатых цепей представлены на рис. 8.5.

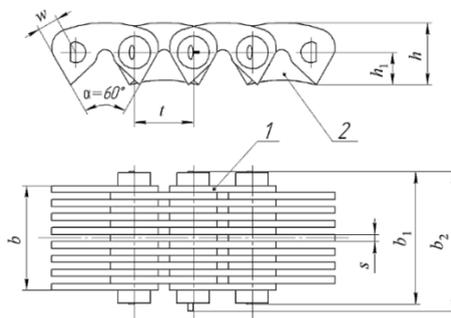


Рис. 8.5. Цепи приводные роликовые двухрядные:
1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено

8. Определяется число звеньев цепи по следующей зависимости:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2. \quad (8.33)$$

Полученное значение округляется до целого числа.

9. Уточняется межосевое расстояние a^* (мм) следующим образом:

$$a^* = \frac{t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (8.34)$$

10. Определяется окончательное межосевое расстояние a (мм) по формуле

$$a = a^* - f_{\text{ц}}, \quad (8.35)$$

где $f_{\text{ц}}$ – стрела провисания, мм.

Стрела провисания определяется по следующей зависимости:

$$f_{\text{ц}} = 0,003a^*. \quad (8.36)$$

11. Проверяется цепь по числу ее ударов в секунду ξ (с^{-1}) по зависимости

$$\xi = \frac{4z_1 n_1}{60W} \leq [\xi], \quad (8.37)$$

где $[\xi]$ – допустимое значение числа ударов цепи, с^{-1} . Принимается по табл. 8.7 в зависимости от шага цепи.

12. Определяется окружная сила F_t (Н), передаваемая цепью, по формуле

$$F_t = \frac{P_1}{v}, \quad (8.38)$$

где P_1 – мощность на ведущей звездочке, Вт.

13. Определяется сила предварительного натяжения цепи (провисания ведомой ветви) F_0 (Н) по следующей зависимости:

$$F_0 = K_f q g a, \quad (8.39)$$

где K_f – коэффициент провисания цепи. Принимается в зависимости от наклона цепи к горизонту: для горизонтальных передач $K_f = 6$, для наклонных с углом к горизонту до 40° – $K_f = 4$, более 40° – $K_f = 2$, для вертикальных – $K_f = 1$;

q – масса 1 м цепи (погонная масса), кг. Принимается по табл. 8.12 в зависимости от выбранной цепи;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

14. Определяется центробежная сила $F_{ц}$ (Н) по зависимости

$$F_{ц} = qv^2. \quad (8.40)$$

15. Определяется сила натяжения ведущей ветви F_1 (Н) цепной передачи по следующей формуле:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{ц}. \quad (8.41)$$

16. Определяется сила натяжения ведомой ветви F_2 (Н) цепной передачи по формуле

$$F_2 = F_0 + F_{ц}. \quad (8.42)$$

17. Проверяется выбранная цепь на прочность.

Проверка цепи на прочность сводится к определению коэффициента запаса прочности цепи, который можно вычислить по следующей зависимости:

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F_0 + F_{ц}} \geq [S], \quad (8.43)$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, Н (см. табл. 8.4, 8.5);

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности цепи (табл. 8.13).

Таблица 8.13. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для зубчатых цепей

Шаг цепи t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,700	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,050	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,400	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,750	21	22	25	28	30	32	35	40	–

Если условия, указанные в формулах (8.37), (8.43) и табл. 8.10, выполняются, значит, цепь выбрана верно. В противном случае целесообразно пересмотреть предварительно выбранное значение шага цепи.

18. Определяется нагрузка F_b (Н), действующая на вал от цепной передачи, по формуле

$$F_b = K_b F_t, \quad (8.44)$$

где K_b – коэффициент нагрузки (см. табл. 8.9).

19. Определяются диаметры делительных окружностей ведущей d_1 (мм) и ведомой d_2 (мм) звездочек по следующим формулам:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad (8.45)$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right)}. \quad (8.46)$$

20. Определяются диаметры окружности выступов ведущей D_1 (мм) и ведомой D_2 (мм) звездочек по следующим формулам:

$$D_1 = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad (8.47)$$

$$D_2 = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_2}}. \quad (8.48)$$

8.5. Пример расчета цепной зубчатой передачи

Исходные данные: мощность на ведущей звездочке $P_1 = 4580$ Вт, крутящий момент на ведущей звездочке $T_1 = 186,2$ Н·м, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 234,8$ мин⁻¹, угловая скорость ведущей звездочки $\omega_1 = 24,6$ с⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 2,5$.

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 35 - 2u = 35 - 2 \cdot 2,5 = 30.$$

Полученное значение согласовываем со значениями, представленными в табл. 8.1. Принимаем $z_1 = 30$.

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_2 u = 30 \cdot 2,5 = 75 \leq 150.$$

Условие выполнено.

3. Уточняем передаточное отношение цепной передачи:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{75}{30} = 2,5.$$

4. Предварительно определяем шаг цепи. Шаг цепи t принимается по табл. 8.10, при этом угловая скорость ω_1 ведущей звездочки не должна превышать максимальное значение угловой скорости ω_{\max} для данного шага цепи, т. е. должно выполняться условие $\omega_1 \leq \omega_{\max}$.

Принимаем шаг цепи $t = 19,05$ мм.

5. Определяем окружную скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60} = \frac{30 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 234,8}{60} = 2,23 \text{ м/с}.$$

6. Определяем межосевое расстояние:

$$a = (30 \dots 50)t = (30 \dots 50) \cdot 19,05 = 571,5 \dots 952,5 \text{ мм}.$$

Из полученного диапазона принимаем значение $a = 762$ мм.

7. Определяем необходимую ширину цепи:

$$b \geq \frac{10K_3 P_1}{[P]_{10}}.$$

Коэффициент эксплуатации определяется по формуле

$$K_3 = K_d K_a K_{\theta} K_{\text{пер}} K_c K_{\text{реж}}.$$

Принимаем коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки, $K_d = 1,0$ для равномерной, спокойной нагрузки; коэффициент межосевого расстояния или длины цепи $K_a = 1,0$ при $a = (30 \dots 50)t$; коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту, $K_{\theta} = 1,0$ при угле наклона передачи к горизонту $\theta \leq 60$; коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи, $K_{\text{пер}} = 1,0$ при натяже-

нии цепи, осуществляемом перемещением оси одной из звездочек; коэффициент смазки и степени загрязнения передачи $K_c = 1,3$ при периодическом смазывании и коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток $K_{\text{реж}} = 1,25$ при двухсменной работе. Значения коэффициентов следует принимать по рекомендациям, изложенным на с. 230.

$$K_s = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 1,625.$$

Принимаем по табл. 8.11 допускаемую мощность, передаваемую 10 мм ширины цепи, $[P]_{10} = 1,3$ кВт.

Тогда

$$b = \frac{10 \cdot 1,625 \cdot 4,58}{1,3} = 57,25 \text{ мм.}$$

Далее по табл. 8.12 принимаем цепь с ближайшей большей шириной для выбранного шага цепи. Принимаем зубчатую цепь ПЗ-1-19,05-89-64,5, у которой $b = 64,5$ мм.

8. Определяем число звеньев цепи:

$$\begin{aligned} W &= \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \\ &= \frac{2 \cdot 762}{19,05} + 0,5 \cdot (30 + 75) + \frac{19,05}{762} \cdot \left(\frac{75 - 30}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 133,8. \end{aligned}$$

Полученное значение округляем до целого числа и принимаем $W = 134$.

9. Уточняем межосевое расстояние:

$$\begin{aligned} a^* &= \frac{t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{19,05}{4} \cdot \left[134 - \frac{30 + 75}{2} + \sqrt{\left(134 - \frac{30 + 75}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{75 - 30}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 764,1 \text{ мм.} \end{aligned}$$

10. Определяем окончательное межосевое расстояние a , предварительно вычислив стрелу провисания $f_{\text{ц}}$:

$$f_{\text{ц}} = 0,003a^* = 0,003 \cdot 764,1 = 2,3 \text{ мм.}$$

Тогда

$$a = a^* - f_{\text{ц}} = 764,1 - 2,3 = 761,8 \text{ мм.}$$

11. Проверяем цепь по числу ее ударов в секунду. Принимаем по табл. 8.7 допустимое значение числа ударов цепи $[\xi] = 50 \text{ с}^{-1}$.

$$\xi = \frac{4z_1 n_1}{60W} = \frac{4 \cdot 30 \cdot 234,8}{60 \cdot 134} = 3,5 \text{ с}^{-1} \leq [\xi] = 50 \text{ с}^{-1}.$$

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{4580}{2,23} = 2053,8 \text{ Н.}$$

13. Определяем силу предварительного натяжения цепи. Принимаем коэффициент провисания цепи $K_f = 6$ для наклонных передач с углом к горизонту до 40° и по табл. 8.12 принимаем массу 1 м цепи $q = 4,9 \text{ кг}$.

$$F_0 = K_f q g a = 6 \cdot 4,9 \cdot 9,81 \cdot 741,8 \cdot 10^{-3} = 213,9 \text{ Н.}$$

14. Определяем силу натяжения от действия центробежной силы:

$$F_{\text{ц}} = qv^2 = 4,9 \cdot 2,23^2 = 24,4 \text{ Н.}$$

15. Определяем силу натяжения ведущей ветви цепной передачи:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{\text{ц}} = 2053,8 + 213,9 + 24,4 = 2292,1 \text{ Н.}$$

16. Определяем силу натяжения ведомой ветви цепной передачи:

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}} = 213,9 + 24,4 = 238,3 \text{ Н.}$$

17. Проверяем выбранную цепь на прочность. Принимаем по табл. 8.4 разрушающую нагрузку цепи $F_p = 89000 \text{ Н}$ и по табл. 8.13 методом линейной интерполяции значение допускаемого коэффициента запаса прочности цепи $[S] = 23,4$.

Тогда коэффициент запаса прочности цепи будет равен:

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F_0 + F_u} = \frac{89000}{1 \cdot 2053,8 + 213,9 + 24,4} = 38,8 \geq [S] = 23,4.$$

Условие выполнено, значит, цепь выбрана верно.

18. Определяем нагрузку, действующую на вал от цепной передачи, приняв по табл. 8.9 коэффициент нагрузки $K_b = 1,15$.

$$F_b = K_b F_t = 1,15 \cdot 2053,8 = 2361,9 \text{ Н.}$$

19. Определяем диаметры делительных окружностей ведущей и ведомой звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{30}} = 182,2 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{75}} = 454,9 \text{ мм.}$$

20. Определяем диаметры окружности выступов ведущей и ведомой звездочек:

$$D_1 = \frac{t}{\text{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\text{tg} \frac{180^\circ}{30}} = 181,2 \text{ мм;}$$

$$D_2 = \frac{t}{\text{tg} \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\text{tg} \frac{180^\circ}{75}} = 454,5 \text{ мм.}$$

Литература: [6, 13, 16–18].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Передачи зубчатые конические. Основные параметры: ГОСТ 12289–76. – Введ. 01.07.1977. – Москва: Изд-во стандартов, 1977. – 7 с.
2. Передачи глобоидные. Расчет геометрии: ГОСТ 17696–89. – Введ. 01.07.1990. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 22 с.
3. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения: ГОСТ 19325–73. – Введ. 01.01.1975. – Москва: Изд-во стандартов, 1975. – 89 с.
4. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354–87. – Введ. 01.01.1989. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 129 с.
5. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры: ГОСТ 2144–93. – Введ. 01.01.1996. – Москва: Изд-во стандартов, 1994. – 8 с.
6. Цели приводные роликовые повышенной прочности и точности: ГОСТ 21834–87. – Введ. 01.01.1989. – Москва: Изд-во стандартов, 1988. – 16 с.
7. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры: ГОСТ 2185–66. – Введ. 01.01.1968. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 4 с.
8. Параметры исходного глобоидного червяка: ГОСТ 24438–80. – Введ. 01.01.1982. – Москва: Изд-во стандартов, 1981. – 6 с.
9. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры: ГОСТ 6636–69. – Введ. 01.01.1970. – Москва: Изд-во стандартов, 1969. – 4 с.
10. Передачи глобоидные. Основные параметры: ГОСТ 9369–77. – Введ. 01.01.1982. – Москва: Изд-во стандартов, 1983. – 3 с.
11. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули: ГОСТ 9563–60. – Введ. 01.07.1962. – Москва: Изд-во стандартов, 1962. – 5 с.
12. Гузеисов, П. Г. Детали машин: учеб. для вузов / П. Г. Гузеисов. – 4-е изд., испр. – Москва: Высш. шк. 1986. – 359 с.
13. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва: Высш. шк., 2003. – 407 с.
14. Иосилевич, Г. Б. Детали машин: учеб. для студ. машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва: Машиностроение, 1988. – 368 с.
15. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск: УП «Технопринт», 2001. – 292 с.
16. Лустенков, М. Е. Детали машин: учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2018. – 240 с.
17. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет: учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск: БГАТУ, 2014. – 372 с.
18. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	5
1.1. Общие сведения и классификация.....	5
1.2. Краткие сведения о геометрии эвольвентных зубчатых передач.....	9
1.3. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес.....	18
2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	22
3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	33
3.1. Последовательность расчета закрытых цилиндрических передач.....	33
3.2. Пример расчета закрытой цилиндрической прямозубой передачи.....	49
3.3. Пример расчета закрытой цилиндрической косозубой передачи.....	57
3.4. Пример расчета закрытой цилиндрической шевронной передачи.....	65
3.5. Последовательность расчета открытых цилиндрических передач.....	74
3.6. Пример расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи.....	77
3.7. Пример расчета открытой цилиндрической косозубой передачи.....	82
4. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	89
4.1. Последовательность расчета закрытых конических передач.....	89
4.2. Пример расчета закрытой конической прямозубой передачи.....	101
4.3. Пример расчета закрытой конической передачи с круговыми зубьями.....	109
4.4. Последовательность расчета открытой конической прямозубой передачи.....	119
4.5. Пример расчета открытой конической прямозубой передачи.....	122
5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	128
5.1. Общие сведения.....	128
5.2. Последовательность расчета закрытой червячной передачи.....	131
5.3. Пример расчета закрытой червячной передачи.....	142
5.4. Последовательность расчета закрытой глобоидной червячной передачи.....	148
5.5. Пример расчета закрытой глобоидной червячной передачи.....	159
6. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	167
6.1. Общие сведения.....	167
6.2. Последовательность расчета планетарной передачи.....	168
6.3. Пример расчета планетарной передачи.....	175
7. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	182
7.1. Общие сведения.....	182
7.2. Критерии работоспособности и расчета ременных передач.....	183
7.3. Последовательность расчета клиноременной передачи.....	185
7.4. Пример расчета клиноременной передачи.....	198
7.5. Последовательность расчета поликлиноременной передачи.....	202
7.6. Пример расчета поликлиноременной передачи.....	208
7.7. Последовательность расчета зубчато-ременной передачи.....	213
7.8. Пример расчета зубчато-ременной передачи.....	219
8. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	223
8.1. Общие сведения.....	223
8.2. Последовательность расчета цепной роликовой (втулочной) передачи.....	227
8.3. Пример расчета цепной роликовой (втулочной) передачи.....	236
8.4. Последовательность расчета цепной зубчатой передачи.....	240
8.5. Пример расчета цепной зубчатой передачи.....	245
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	250

У ч е б н о е и з д а н и е

Борисов Андрей Леонидович
Пашкевич Александр Викторович
Рубец Сергей Григорьевич и др.

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Н. Н. Пьянусова*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор *А. С. Зайцева*

Подписано в печать 16.12.2021. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 14,65. Уч.-изд. л. 13,72.
Тираж 70 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.