

М.С. Эйдинов



ЗУБЧАТЫХ
И ЧЕРВЯЧНЫХ
ПЕРЕДАЧ

Министерство высшего и среднего специального образования
РСФСР

УРАЛЬСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. С. М. КИРОВА

М. С. ЭИДИНОВ

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

КОНИЧЕСКИЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

М. С. Эйдинов. Расчет зубчатых и червячных передач. Конические и червячные передачи. Учебное пособие. Свердловск, изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1979, с. 95.

Изложены современные методы расчета на прочность пространственных зацеплений (конических и червячных передач), применяемых в машиностроении, а также теоретические основы получения расчетных зависимостей. Для облегчения изучения современных методов расчета этих передач и широкого внедрения их в практику машиностроения наиболее трудоемкие расчетные операции несколько упрощены, а также даны подробные указания о последовательности расчетных операций. В приводимой методике расчета конических и червячных передач нашли отражение ГОСТ 21354—75, соответствующие требованиям и рекомендации СЭВ, а также действующие стандарты на основные параметры и др.

Учебное пособие является продолжением работы [2], предназначено для студентов вузов и инженерно-технических работников, занимающихся расчетом и конструированием зубчатых передач.

Рис. 21. Табл. 22. Библ. 24 назв.

*Печатается по постановлению
редакционно-издательского совета
Уральского политехнического института*

Рецензенты:

кафедра «Детали машин» Свердловского сельскохозяйственного института; докт. техн. наук проф. кафедры «Прикладная механика» Свердловского горного института им. В. В. Вахрушева —

А. П. Зимин

ПРЕДИСЛОВИЕ

Передачи между валами с пересекающимися и скрещивающимися осями (конические и червячные передачи) наряду с другими видами передач зацеплением получили широкое распространение в современном машиностроении. Вопросам изучения их работы, методов расчета и конструирования уделяется большое внимание в отечественной и зарубежной литературе. Современные методы расчета этих передач базируются на экспериментальных и теоретических работах ряда научно-исследовательских институтов и вузов страны, среди которых институт Машиноведения АН СССР, ЦНИИТМАШ, ЭНИИМС, ВНИИНМАШ, МВТУ им. Баумана, Одесский политехнический, Ленинградский механический, Уральский политехнический, Ижевский механический и др. Большие работы в этой области ведутся на ряде крупнейших отечественных машиностроительных заводов: Ново-Краматорском машиностроительном, Уралмаше им. С. Орджоникидзе, Ижевском им. В. И. Ленина, Кировском в Ленинграде.

Эти методы расчета отличаются большим разнообразием, что вызывает известные затруднения в их применении. Для решения вопроса их унификации большое организующее значение имеет ввод в действие с 1977 г. Государственного стандарта 21354—75, регламентирующего метод расчета на прочность эвольвентных передач с плоским зацеплением. Однако этот стандарт устанавливает только структуру формул для расчета зубчатых передач и по характеру изложения материала является справочным руководством, вызывающим затруднения как при практическом использовании его, так и при изучении в курсе «Детали машин». Кроме того, он не распространяется на передачи с пространственным зацеплением.

В настоящей работе ставится задача дополнить ограниченные возможности ГОСТ 21354—75 и в удобной для практического применения и изучения в курсе «Детали машин» форме изложить современные методы расчета конических и червячных передач, показать теоретические основы получения расчетных зависимостей. Основные теоретические положения, касающиеся геометрического расчета зубчатых передач, излагаются в курсе теории механизмов и машин, поэтому в настоящем учебном пособии приводятся лишь краткие сведения, необходимые для определения размеров, выбора рациональных параметров зубчатых колес и понимания сущности явлений, связанных с расчетом зубьев на прочность. Принятая терминология и обозначения соответствуют действующим стандартам на основные параметры, геометрические и прочностные расчеты.

В книге обобщен многолетний опыт работы над методами расчета зубчатых и червячных передач в Уральском политехническом институте им. С. М. Кирова, а также других институтах и машиностроительных заводах Урала. Данная работа ни в коей мере не может претендовать на всестороннее рассмотрение таких сложных вопросов, какими являются расчеты и проектирование современных зубчатых и червячных передач. Некоторые физические явления, предпосылки и теоретические положения рассматриваются в работе лишь в упрощенном схематичном виде. В случае необходимости более глубоко разобраться в них читателю рекомендуется специальная литература.

В учебном пособии, состоящем из трех частей, рассматривается последовательно расчет плоских зацеплений (I часть); пространственных зацеплений (II часть); новых видов зацеплений (III часть). В этой книге излагается II часть, которая посвящена вопросам расчета пространственных зацеплений (конических и червячных передач).

Автор приносит благодарность К. А. Шавкуновой за помощь при оформлении рукописи и будет признателен читателю за пожелания и замечания по улучшению настоящего учебного пособия.

Предложения следует направлять по адресу: г. Свердловск, К-2, УПИ им. С. М. Кирова, кафедра «Детали машин».

ВВЕДЕНИЕ

Передача вращения между валами с пересекающимися осями осуществляется коническими колесами с прямыми и непрямыми

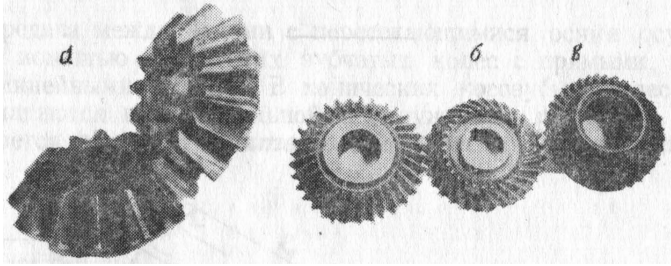


Рис. 1. Конические колеса с прямыми (а), косыми (б), с криволинейными зубьями (в).

(косыми, круговыми, паллоидными, спиральными) зубьями (рис. 1). Применением непрямозубых конических колес, так же как и цилиндрических непрямозубых, достигается повышение плавности и увеличение нагрузочной способности передач. Для осуществления вращения между валами со скрещивающимися осями широкое распространение получили червячные передачи. Ведущим звеном червячной передачи является червяк (рис. 2), который имеет цилиндрическую форму и представляет собой обычный вит с трапецидальной резьбой, ведомым звеном — червячное колесо, имеющее вогнутую форму и зубья, расположенные по винтовым линиям. Червячная передача позволяет осуществлять большие передаточные числа, обладает сравнительно большой нагрузочной способностью, но имеет низкий коэффициент полезного действия и обладает склонностью к заеданию. Изучение свойств этой передачи привело к разработке принципиально новой геометрии и созданию нового типа червячной передачи с цилиндрическим червяком, имеющим вогнутый профиль витка и позволяющим существенно улучшить технико-экономические и экс-

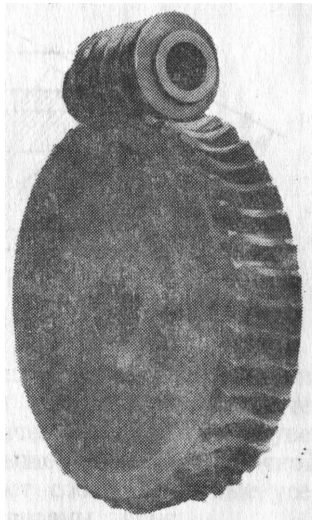


Рис. 2. Червячная цилиндрическая передача.

плуатационные показатели червячных передач с цилиндрическим червяком [1].

По конструктивному исполнению рассматриваемые зубчатые и червячные передачи могут быть открытыми и закрытыми [2]. Понижающие закрытые передачи, представляющие собой самостоятельный монтажный узел, называются редукторами. Большое распространение получили редукторы, в одном корпусе которых вмонтированы как передачи с пространственным, так и с плоским зацеплениями (например, коническо-цилиндрические, червячно-цилиндрические и другие редукторы).

Глава первая

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГЕОМЕТРИИ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Передача между валами с пересекающимися осями осуществляется с помощью конических зубчатых колес с прямыми, косыми и криволинейными зубьями. В конических косозубых колесах зубья располагаются по касательной к окружности радиуса l , который называется *эксцентриситетом колеса*. Из конических колес с

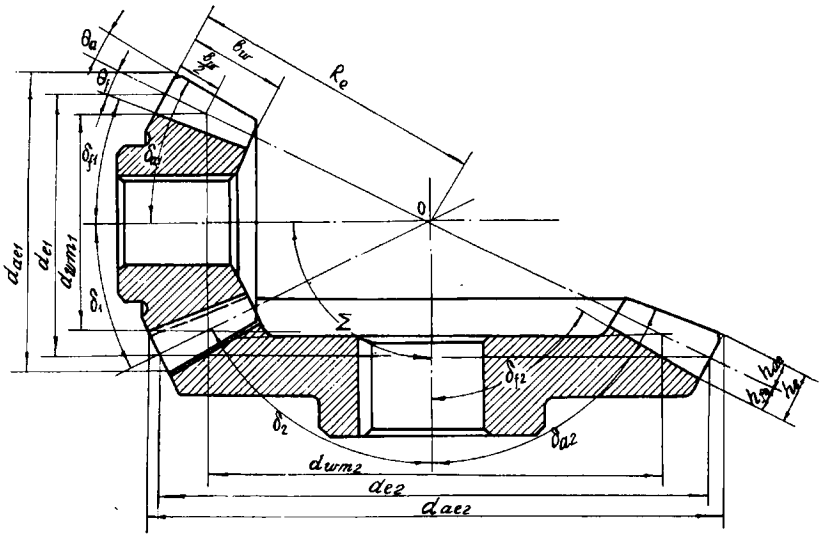


Рис. 1.1. Элементы конической зубчатой передачи.

криволинейными зубьями наибольшее распространение получили колеса с круговыми зубьями. Применением непрямозубых конических колес, так же как и косозубых цилиндрических, достигается увеличение плавности работы передачи и повышение ее нагрузочной способности. Конические колеса представляют собой круговые усеченные конусы, на образующих которых нарезаны зубья.

Пересечение осей конической передачи происходит в общей вершине конусов с межосевым углом Σ (рис. 1.1). Наибольшее распространение получила коническая передача с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$.

В конических колесах различают начальные, делительные конусы, конусы вершин и впадин, а также дополнительные конусы, обра-

зующие которых перпендикулярны к начальному или делительному конусам. В конических колесах в отличие от цилиндрических элементы зубьев изменяются по длине.

По признаку изменения размеров сечений по длине выполняют три разновидности зубьев (рис. 1.2):

1. **Нормально понижающиеся зубья** (вершины начального конуса и впадин совпадают). Эта разновидность является основной для

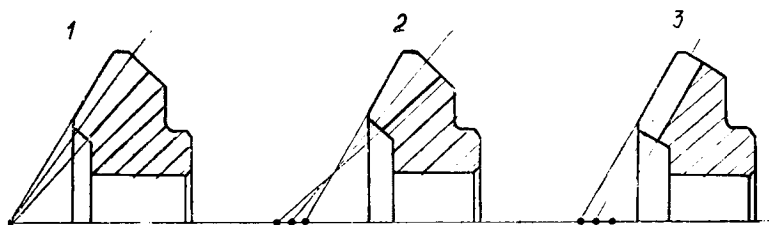


Рис. 1.2. Разновидности зубьев конических колес:

1 — нормально понижающиеся; 2 — равноширокие; 3 — равновысокие.

прямозубых и косозубых конических передач. Ее применяют также для передач с круговыми зубьями при $z_2 < 25$.

2. **Равноширокие зубья.** Вершина конуса впадин располагается так, что ширина дна впадины постоянна, а толщина зуба по начальному конусу увеличивается пропорционально расстоянию от вершины. Эта разновидность является основной для колес с круговыми зубьями.

3. **Равновысокие зубья** (образующие начального конуса, конусов впадин и вершин параллельны). Эта разновидность применяется для колес с круговыми зубьями при $z_2 \geq 100$.

В конических колесах различают два модуля:

— **средний модуль** m_m (в прямозубых колесах) и m_{nm} (в непрямозубых колесах), соответствующий средней делительной окружности (на середине ширины венца);

— **внешний модуль** m_e (в прямозубых колесах) и внешний окружной модуль m_{te} (в непрямозубых колесах), соответствующие внешней делительной окружности.

Средний модуль является **расчетным** модулем при расчете зацепления на прочность и выносливость.

Стандартным модулем, по которому профилируется режущий инструмент, обычно служит внешний модуль.

Внешний модуль стандартизован по тому же ГОСТ 9563—60 [2], что и модули цилиндрических колес.

Конические колеса, так же как и цилиндрические, изготавливают без смещения и со смещением. Конические колеса со смещением по сравнению с цилиндрическими имеют некоторые особенности. Они состоят в том, что наибольшее распространение получили равносмещенные колеса, изготовленные с равным радиальным смещением в сочетании с так называемым тангенциальным смещением. Вследст-

Соотношения между элементами конических колес с прямыми, косыми и круговыми нормально понижающимися зубьями и межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$

Элементы зацепления	Формулы
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Ширина венца	$b_w \leq 0,3R_e; \left(\psi_{bR} = \frac{b_w}{R_e} \leq 0,3 \right)$
Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e - 0,5b_w$
Наибольшая высота зубьев (у торца)	$h_e = 2h_{te}^* m_{te} + C$, где $h_{te}^* = \cos \beta_m$; $C = 0,2m_{te}$
Наибольшая высота головки зубьев (у торца)	$h_{ae1} = (h_{ae}^* + x_1 \cos \beta_m) m_{te}$ $h_{ae2} = 2h_{te}^* m_{te} - h_{ae1}$ h_{ae}^* — коэффициент высоты головки зуба
Наибольшая высота ножки зуба (у торца)	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}; h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности	$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n + x_\tau) m_{te};$ $S_{e2} = \pi m_{te} - S_{e1}$
Угол ножки зубьев	$\operatorname{tg} \Theta_{f1} = h_{fe1} / R_e; \operatorname{tg} \Theta_{f2} = h_{fe2} / R_e.$
Угол делительного (начального) конуса	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2; \delta_2 = 90 - \delta_1$
Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{f2}; \delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{f1}$
Угол конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2}$
Диаметр внешней делительной (начальной) окружности	$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2$
Внешний диаметр вершин	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$
Эксцентриситет для косых зубьев	$e = R_e \sin \beta_e$
Угол наклона косых зубьев на делительном конусе у торца по середине ширины зубчатого венца	$\beta_e = \arcsin \frac{e}{R_e}$ $\beta_m = \beta_e$
Угол наклона у круговых зубьев	$\beta_e = \beta_m + \Delta\beta,$ где $\Delta\beta = b_w (C_A - C_B / R_m);$ $C_A = \frac{57,3}{K \cos \beta_m}; C_B = 28,65 \operatorname{tg} \beta_m;$ $K = (1,7 \dots 2,1) R_m$

Соотношения между элементами конических колес с равноширокими зубьями и межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$

Элементы зацепления	Формулы
Среднее конусное расстояние	$R_m = 0,5m_{nm} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} / \cos \beta_m$
Ширина зубчатого венца	$b_w \leq 0,35R_m; \left(\psi_{bR} = \frac{b_w}{R_m} \leq 0,35 \right)$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = R_m + 0,5b_w$
Высота головки зуба посередине ширины венца	$h_{a1} = (h_a^* + x_1) m_{nm};$ $h_{a2} = 2h_a^* m_{nm} - h_{a1},$ где $h_a^* = 1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$S_{nm1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau 1}) m_{nm};$ $S_{nm2} = \pi m_{nm} - S_{n1}$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса в минутах	при $\beta_m \neq 0$ $\theta_{f\Sigma} = a \operatorname{cosec} \beta_m;$ при $\beta_m = 0$ $\theta_{f\Sigma} = 10800 \frac{\operatorname{ctg} \alpha_n}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}$
Угол ножки зуба (округляется до 1')	$\theta_{f1} = \frac{\theta_{f\Sigma} S_{n2}}{\pi m_{nm}}; \theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$
Промежуточная расчетная величина (определяется при $\beta \neq 0$ и округляется до целого числа, кратного 10)	$a = \frac{C_1 - C_2 R_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}},$ где $C_1 = \frac{10800 \operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg} \alpha_n}$ $C_2 = \frac{2C_1 \sin \beta_m}{K}; K = (1,5 \dots 2,3) R_m$
Наибольшая высота головки зубьев (по торцу)	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{a1}; h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{a2}$ $h_e = 2h_a + C + \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2}$ $\Delta h_{a1} = 0,5b_w \operatorname{tg} \theta_{f2}; \Delta h_{a2} = 0,5b_w \operatorname{tg} \theta_{f1}$

Примечание. Величины $\delta; \delta_a; \delta_{f1}; d_e; d_{ae}$ определяются по табл. 1.1.

вие необходимости сохранять заданный межосевой угол неравносмещенные колеса не получили распространения.

Сущность получения равносмещенных колес, как и цилиндрических, заключается в изменении соотношения высот головок и ножек зубьев шестерни и колеса. Изменение соотношения этих высот вле-

чет за собой изменение соотношения углов головок и ножек зубьев и соответствующее изменение углов конусов вершин и впадин. При этом углы начальных конусов, совпадающие с углами делительных

Таблица 1.3

Соотношения между элементами конических колес с равновысокими зубьями и межосевым углом $\Sigma=90^\circ$

Элементы зацепления	Формулы
Высота зуба	$h=2h_a^*m_{nm}+C_1$, где $h_a^*=1$; $c=0,25m_{nm}$
Высота головки зуба	$h_{a1}=m_{nm}(h_a^*+x_1)$; $h_{a2}=2h_a^*m_{nm}-h_{a1}$
Угол начального (делительного) наружного и внутреннего конусов	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$; $\delta_2=90-\delta_1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$S_{n1}=(0,5\pi+2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n+x_\tau) m_n$ $S_{n2}=\pi m_{nm}-S_{n1}$

Примечание. Величины d_e , d_{ae} определяются по табл. 1.1.

конусов, а также межосевой угол остаются без изменения. Тангенциальное смещение получают изменением угла между резами, обрабатывающими противоположные стороны зубьев. Такой вид сме-

Таблица 1.4

Минимальные числа зубьев

Передаточное число u	z_{\min} при β_m		
	0—15°	20—25°	30—40°
1	17	17	17
1,6	15	15	14
2	13	12	11
$\geq 3,15$	12	10	8

щения в цилиндрических колесах не получил распространения, так как он требует применения нестандартного инструмента. Тангенциальное смещение позволяет усилить зуб менее прочного колеса за счет ослабления более прочного и тем самым повысить изгибную прочность передачи в целом, а также устранить чрезмерное заострение зубьев.

Радиальное смещение позволяет повысить износостойкость соприкосновения заеданию, устранить интерференцию и подрезание зубьев. На этом основана система ЭНИМС для получения конических передач с прямыми, косыми и криволинейными зубьями со смещением [1, 3, 4].

Рекомендуемый коэффициент радиального смещения

$$x = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta}{z}}$$

Коэффициент тангенциального смещения при $u > 2,5$

$$x_r = a + b(u - 2,5),$$

где при $\beta_m = 0 \dots 15^\circ$ $a = 0,03$; $b = 0,008$; при $\beta_m = 15 \dots 29^\circ$ соответственно $0,07$ и $0,010$; при $\beta_m = 29 \dots 40^\circ$ — $0,11$ и $0,010$; при β свыше 40° — $0,15$ и $0,012$ (здесь β_m — угол наклона зубьев на делительном конусе в середине ширины зубчатого венца).

При круговых зубьях преимущественно применяют $\beta_m = 35^\circ$, а при косых 20 — 30° обычно угол β_m выбирают кратным 5° .

Основные геометрические соотношения между элементами внешнего зацепления конических колес с различными разновидностями зубьев и межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$ приведены в табл. 1.1, 1.2, 1.3 и на рис. 1.1. При определении размеров элементов колес без смещения по зависимостям, приведенным в этих таблицах, принимают $x = x_r = 0$, а для прямозубых колес $\beta_m = \beta_e = 0$. Минимально допустимые числа зубьев в колесах без смещения, в зависимости от угла наклона β_m и передаточного числа u , приведены в табл. 1.4.

Глава вторая

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными параметрами конических зубчатых передач являются конусное расстояние, диаметр внешней делительной окружности колеса, ширина венца зубчатого колеса, передаточное число, число зубьев шестерни и колеса, а у непрямоугольных колес также и угол наклона зуба на делительном конусе.

Унификация и рациональный выбор этих основных параметров имеют большое значение для снижения веса и размеров машин и сокращения трудозатрат на их производство. Ниже приводятся основные параметры из ГОСТ 12289—76, который распространяется на конические передачи с межосевым углом $\Sigma=90^\circ$, а также на конические ступени комбинированных передач, представляющих собой самостоятельный монтажный узел (редукторы или мультипликаторы). Здесь же даны некоторые рекомендации по выбору или расчету других параметров, не регламентированных стандартом.

Из всех перечисленных параметров стандартом регламентируется только три параметра: диаметр внешней делительной окружности колеса d_{e2} , передаточное число u , ширина венца зубчатого колеса b_w .

Диаметр внешней делительной окружности колеса изменяется в пределах от 50 до 1600 мм по двум рядам геометрической прогрессии $R10$ и $R20$. Фактические значения диаметров d_{e2} не должны отличаться от стандартов более чем на 3%.

Передаточное число u выражается следующими соотношениями:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} = \frac{d_{w_2}}{d_{w_1}} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2,$$

где, кроме ранее принятых обозначений, n_1 и n_2 — частота вращения; T_1 и T_2 — крутящие моменты, передаваемые соответственно шестерней и колесом; η — КПД одной ступени зубчатой передачи.

Для одной ступени закрытых конических передач 7—8-й степени точности изготовления с опорами валов на подшипниках качения принимают $\eta \approx 0,96$; для открытых передач с теми же условиями — $\eta \approx 0,94—0,95$.

Номинальные передаточные числа u изменяются от 1 до 6,3, так же как d_{e2} , по двум рядам $R10$ и $R20$ (первый ряд $R10$ в обоих случаях является предпочтительным).

Фактические значения u не должны отличаться от номинальных стандартных более чем на 3%.

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Номинальные передаточные числа u																
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30
	Ширина венца конического колеса b_w , мм																
80	16	15	14	13			12										
90	18	17	16	15			14										
100	20	19	18	17	16			15									
112	22	21	20	19	18	17											
125	25	24	22	21	20	19			18								
140	28	26	24	22			21			20							
160	32	30	28	26	25			24									
180	36	34	32	30	28			26									
200	40	38	34		32			30			28						
225	45	42	40	38	36			34			32						
250	50	48	45	42	40			38			36						
280	55	52	50	48	45			42			40						
315	65	60	55	52	50			48			45						
355	70		65	63	60	55			52								
400	80	75	70	65	63	60			60								
450	90	85	80	75			70			65							
500	100	95	90	85	80			75			70						

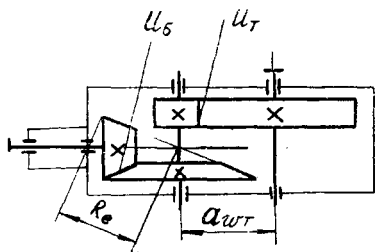
Рекомендуемые сочетания основных параметров конических передач

Внешний модуль m_e	Внешний делительный диаметр колеса d_{e_2} , мм												
	80	90	100	112	125	140	160	180	200	225	250	280	315
	Число зубьев колеса z_2												
2	$\frac{39-41}{40}$	$\frac{44-46}{45}$	$\frac{49-51}{50}$	$\frac{55-57}{56}$	$\frac{61-64}{-}$	$\frac{68-72}{70}$	$\frac{78-82}{80}$						
2,5	$\frac{32}{32}$	$\frac{35-37}{36}$	$\frac{39-41}{40}$	$\frac{44-46}{-}$	$\frac{49-51}{50}$	$\frac{55-57}{56}$	$\frac{63-65}{64}$	$\frac{70-74}{72}$	$\frac{78-82}{80}$				
3				$\frac{37-38}{-}$	$\frac{41-42}{-}$	$\frac{46-48}{-}$	$\frac{52-54}{-}$	$\frac{59-61}{60}$	$\frac{65-68}{-}$	$\frac{73-77}{75}$	$\frac{80-85}{-}$		
3,5						$\frac{39-41}{40}$	$\frac{45-47}{-}$	$\frac{50-52}{-}$	$\frac{56-58}{-}$	$\frac{63-66}{-}$	$\frac{70-73}{-}$	$\frac{78-82}{80}$	
4							$\frac{39-41}{40}$	$\frac{44-46}{45}$	$\frac{49-51}{50}$	$\frac{55-57}{-}$	$\frac{61-64}{-}$	$\frac{68-72}{70}$	$\frac{77-81}{-}$
4,5								$\frac{39-41}{40}$	$\frac{43-45}{-}$	$\frac{49-51}{50}$	$\frac{54-57}{-}$	$\frac{61-64}{-}$	$\frac{68-72}{70}$
5									$\frac{39-41}{40}$	$\frac{44-46}{46}$	$\frac{49-51}{50}$	$\frac{55-57}{56}$	$\frac{62-64}{63}$
6											$\frac{41-42}{-}$	$\frac{46-48}{-}$	$\frac{51-54}{-}$
7												$\frac{39-41}{40}$	$\frac{44-46}{45}$
8													$\frac{39-40}{-}$

Примечание. В знаменателе — количество зубьев колеса z_2 , соответствующее его номинальному диаметру d_{e_2} по ГОСТ 12289—76. В числителе — количество зубьев колеса z_2 , при котором расчетный размер d_{e_2} отличается от номинального диаметра по ГОСТ 12289—76 в пределах $\pm 3\%$.

Таблица 2.3

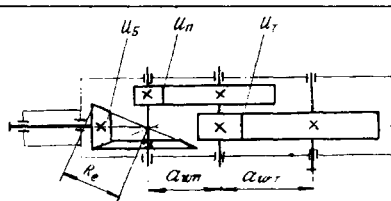
Передаточные числа двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов



u_p	u_6	u_T
5,6 5,3 7,1	1,8 2 2	3,15 3,15 3,55
8 9 10 11,2	2 2,24 2,5 2,8	4
12,5 14 16	2,8 3,15 3,55	4,5
18 20 22,4	3,55 4 4,5	5
25 28 31,5	4 4,5 5	6,3
35,5	5	7,1

Таблица 2.4

Передаточные числа трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторов



u_p	u_6	u_n	u_T
31,5	2	3,55	4,5
35,5		4	
40	2,24		2,8
50	3,15		
56		4,5	
63	3,55		
71		4	5
80	4,5		
90		5,6	
100	5		
112		6,3	
125	4,5		
140		5	
160	6,3		
180		5	
200	6,3		

Ширина венца зубчатых колес b_w в закрытых передачах определяется через конусное расстояние по зависимости

$$b_w = \psi_{bR} R_e = \psi_{bR} \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{u^2 + 1},$$

где ψ_{bR} — коэффициент ширины, который рекомендуется принимать 0,25—0,3. Полученные значения b_w округляются до ближайших стандартных значений, указанных в табл. 2.1.

Таблица 2.5

Конусные и межосевые расстояния двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

Быстроходная ступень R_e	60	80	100	120	150	190	200	240	270	300
Тихоходная ступень $a_{вт}$	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500

При расчете открытых конических передач ширина венца колеса выражается через модуль. При этом

$$b_w = \psi_{bm} m_m,$$

где $\psi_{bm} = 8—10$.

Рекомендуемые сочетания основных параметров показаны в табл. 2.1 и 2.2.

Таблица 2.6

Конусные и межосевые расстояния трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

Быстроходная ступень R_e	60	80	100	120	150	190	200	240	270	300
Промежуточная ступень $a_{шп}$	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500
Тихоходная ступень $a_{вт}$	160	200	250	315	400	500	560	630	710	800

Конические передачи часто применяются в комбинации с цилиндрическими передачами в виде так называемых коническо-цилиндрических редукторов. При этом коническая передача обычно устанавливается на первой (быстроходной) ступени редуктора.

В табл. 2.3—2.6 приводятся значения основных параметров, которых желательно придерживаться при проектировании коническо-цилиндрических редукторов.

При проектировании по известному общему передаточному числу с помощью табл. 2.3 и 2.4 определяют необходимое число ступеней редуктора и распределяют передаточные числа между ними. Затем находят межосевое расстояние тихоходной ступени $a_{вт}$ для двухступенчатых или трехступенчатых редукторов, округлив его до ближайшего из указанных в табл. 2.5 или 2.6. Конусные расстояния быстроходной ступени R_e для двухступенчатых и трехступенчатых редукторов и межосевое расстояние промежуточной ступени $a_{шп}$ для

трехступенчатых редукторов в зависимости от принятого окончательного значения $a_{вт}$ принимаются по табл. 2.5—2.6.

При определении параметров коническо-цилиндрических редукторов по табл. 2.3—2.6 следует иметь в виду, что табличные значения конусных расстояний R_e указаны ориентировочно и при расчете уточняются по зависимости

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2u_\phi} \sqrt{u_\phi^2 + 1},$$

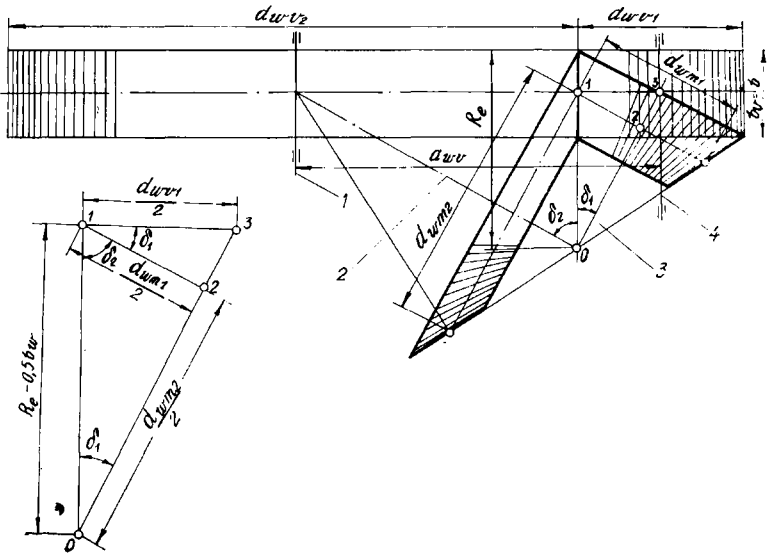
где u_ϕ — фактическое передаточное число конической ступени.

Фактические передаточные числа могут отличаться от табличных (номинальных) значений для цилиндрических ступеней при $u \leq 4,5$ не более чем на $\pm 2,5\%$, при $u > 4,5$ — не более чем на $\pm 4\%$; для конических ступеней при $u \leq 6,3$ — не более чем на $\pm 3\%$.

Глава третья

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

Расчет прямозубого конического колеса сводится к расчету эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса, зависимости для которого были получены ранее (см. [2]). При этом профиль зуба



Р и с. 3.1. К расчету конических колес с прямыми зубьями:

- 1 — ось эквивалентного цилиндрического колеса; 2 — ось конического колеса;
3 — ось конической шестерни; 4 — ось эквивалентной цилиндрической шестерни.

эквивалентного цилиндрического колеса должен соответствовать профилю зуба конического колеса в его среднем нормальном сечении.

Нормальное сечение зуба конического колеса представляет собой сферическую поверхность с центром в вершине начальной конуса. Эта сфера для упрощения заменяется конической поверхностью дополнительного конуса. Установлено, что радиус начальной окружности эквивалентного цилиндрического колеса равен длине образующей дополнительного конуса, построенного на средней начальной окружности конического колеса, а нагрузочная способность конического колеса ниже нагрузочной способности эквивалентного колеса приблизительно на 15% [4—7].

Изобразим жирными линиями конические колеса, тонкими — эквивалентные цилиндрические. Все величины, относящиеся к эквивалентным колесам, обозначим с индексом v . Установим связь между величинами, относящимися к эквивалентному цилиндрическому и коническому колесам (рис. 3.1).

Из $\triangle 1-2-3$

$$d_{wv1} = \frac{d_{wm1}}{\cos \delta_1},$$

где

$$d_{wv1} = m_m z_{v1}; \quad d_{wm1} = m_m z_1; \quad m_m z_{v1} = \frac{m_m z_1}{\cos \delta_1},$$

откуда

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}. \quad (3.1)$$

Ширина колеса

$$b_{wv} = b_w. \quad (3.2)$$

Передаточное число

$$u_v = \frac{d_{wv2}}{d_{wv1}} = \frac{d_{wm2}}{d_{wm1}} \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2};$$

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}},$$

откуда

$$u_v = u^2. \quad (3.3)$$

Расчетный крутящий момент

$$T_{1v} = F_{tv} \frac{d_{wv1}}{2} = F_t \frac{d_{wm1}}{2 \cos \delta_1},$$

где

$$F_t \frac{d_{wm1}}{2} = T_1,$$

откуда

$$T_{1v} = \frac{T_1}{\cos \delta_1} = T_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (3.4)$$

Межосевое расстояние

$$a_{wv} = \frac{d_{wv2} + d_{wv1}}{2} = \frac{d_{wv1} u_v + d_{wv1}}{2} = \frac{d_{wm1}}{2 \cos \delta_1} (u^2 + 1).$$

Из $\triangle 0-1-2$

$$\cos \delta_1 = \frac{d_{wm2}}{2(R_e - 0,5b_w)} = \frac{u d_{wm1}}{2(R_e - 0,5b_w)}.$$

Следовательно,

$$a_{wv} = (R_e - 0,5b_w) \frac{u^2 + 1}{u}. \quad (3.5)$$

3.1. Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям

Для эквивалентной цилиндрической шестерни с прямыми зубьями [2]

$$\sigma_{Hv1} = 22,36 Z_{Hv} Z_{\epsilon v} Z_{Mv} \frac{1}{a_{wv}} \sqrt{\frac{T_{1Hv} (u_v + 1)^3}{b_{wv} u_v}}$$

С учетом зависимостей (3.2) — (3.5) для конической шестерни

$$\sigma_{H1} = 22,36 Z_H Z_\epsilon Z_M \frac{1}{0,85 (R_e - 0,5b_w) \frac{u^2 + 1}{u}} \sqrt{\frac{T_{1H} \sqrt{u^2 + 1} (u^2 + 1)^3}{u b_w u^2}},$$

откуда

$$\sigma_{H1} = 26,3 Z_H Z_\epsilon Z_M \frac{1}{R_e - 0,5b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}, \quad (3.6)$$

где $Z_H = Z_{Hv}$; $Z_\epsilon = Z_{\epsilon v}$; $Z_M = Z_{Mv}$.

Для стальных зубчатых колес ($E \approx 2,15 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $\nu \approx 0,3$), с углом зацепления $\alpha_w = 20^\circ$

$$Z_M = 86,6; \quad Z_H = 1,77; \quad Z_\epsilon \approx 1. \quad ([2, \text{гл.V}])$$

Тогда

$$\sigma_{H1} = \frac{4032,2}{R_e - 0,5b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}. \quad (3.7)$$

Так как $b_w = \psi_{bR} \cdot R_e$, то решив (3.7) относительно R_e , получим

$$R_e = 253,3 \sqrt[3]{u^2 + 1} \sqrt{\frac{T_{1H}}{(1 - 0,5\psi_{bR})^2 \psi_{bR} u \sigma_{HP1}^2}}. \quad (3.8)$$

При $\psi_{bR} = 0,25 \dots 0,3 \approx 0,275$

$$R_e = 429,9 \sqrt[3]{u^2 + 1} \sqrt{\frac{T_{1H}}{u \sigma_{HP1}^2}}. \quad (3.9)$$

3.2. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

Для эквивалентной цилиндрической шестерни с прямыми зубьями [2]

$$\sigma_{F1} = Y_\epsilon Y_{F1} \frac{636,6 \cdot T_{1Fv}}{m^2 z_{v1} b_{wv} \gamma}.$$

С учетом зависимостей (3.2) — (3.5) для конической шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_e Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F} \cos \delta_1}{0,85 \cos \delta_1 m_m^2 z_1 b_w \gamma},$$

откуда

$$\sigma_{F1} = Y_e Y_{F1} \frac{748,9 T_{1F}}{m_m^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1}. \quad (3.10)$$

Так как $b_w = \psi_{bm} m_m$, то решив (3.10) относительно m_m , получим

$$m_m = 9,1 \sqrt[3]{Y_e Y_{F1} \frac{T_{1F}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}. \quad (3.11)$$

Расчет зубьев конических колес на прочность при воздействии пиковой нагрузки выполняется аналогично соответствующему расчету для цилиндрических колес (см. [2, гл. V, 5.3]).

В зависимости (3.6) — (3.11) входят величины, относящиеся к коническим колесам. Они в основном определяются так же, как и для прямозубых цилиндрических колес (см. [2, гл. V]).

Некоторую особенность представляет определение расчетной нагрузки и коэффициента формы зуба. При определении расчетной нагрузки коэффициенты, которыми учитывается характер распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, можно выбирать так же, как для консольных прямозубых цилиндрических передач, а коэффициенты, которыми учитывается динамическая нагрузка, возникающая в зацеплении $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$, можно выбирать так же, как и для цилиндрических передач, только выполненных менее точными на одну степень.

При этом коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяются по рис. 5.7 и 5.13 из [2] в зависимости от коэффициента ширины ψ_{bd} .

Для закрытых передач

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_m} = \frac{\psi_{bR} (u^2 + 1)^{\frac{1}{2}}}{2 - \psi_{bR}},$$

для открытых передач

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_m} = \frac{\psi_{bm}}{z_1}.$$

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ определяются по табл. 5.1 [2] в зависимости от принятой степени точности по нормам плавности.

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} для конических колес определяются по графику для цилиндрических колес ([2], рис. 5.12) в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v1} , z_{v2}

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

и коэффициента радиального смещения x .

При наличии тангенциального смещения полученное значение Y_F следует разделить на $K_\tau \approx (1 \pm 0,6x_\tau)^2$, где x_τ — коэффициент тангенциального смещения; плюс — для утолщаемого и минус — для утонящаемого зубьев [8].

Глава четвертая

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С НЕПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

4.1. Основные расчетные зависимости

Расчет косозубого конического колеса сводится к расчету биэквивалентного¹ прямозубого цилиндрического колеса. При этом профиль зуба этого колеса должен соответствовать профилю зуба конического колеса в его среднем нормальном сечении.

После соответствующих преобразований для расчета конических зубчатых колес с косыми зубьями получаются следующие зависимости:

$$\sigma_{H1} = 26,3 Z_H Z_\varepsilon Z_M \frac{1}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^2 \beta_m (u^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}, \quad (4.1)$$

где

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}; \quad Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}};$$
$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}} \approx \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Для стальных зубчатых колес ($E \approx 2,15 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $\nu \approx 0,3$); с углом зацепления $\alpha_w = 20^\circ$

$$Z_M = 86,6; \quad Z_H = 1,77 \sqrt{\cos \beta_m}; \quad Z_\varepsilon \approx \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Тогда

$$\sigma_{H1} = \frac{4032,2}{R_e - 0,5b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^2 \beta_m (u^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{b_w \varepsilon_\alpha u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (4.2)$$

¹ Понятие о биэквивалентных колесах связано с необходимостью двойного приведения параметров косозубого конического колеса сначала к параметрам косозубого, а затем прямозубого цилиндрического колес.

и при $b_w = \psi_{bR} R_e$

$$R_e = 253,3 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta_m}{(1 - 0,5\psi_{bR})^2 \psi_{bR} \varepsilon_\alpha u \sigma_{HP1}^2}} \quad (4.3)$$

При $\beta_m = 20^\circ$ $\varepsilon_\alpha \approx 1,6$.

Тогда

$$\sigma_{HP1} = \frac{2903,8}{R_e - 0,5b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (4.4)$$

При $\beta_m = 20$, $\varepsilon_\alpha \approx 1,6$ $\psi_{bR} = 0,275$

$$R_e = 345,4 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{u \sigma_{HP1}^2}} \quad (4.5)$$

$$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{748,9 T_{1F} \cos^2 \beta_m}{m_{nm}^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1} \quad (4.6)$$

При $b = \psi_{bm} m_{nm}$

$$m_{nm} = 9,1 \sqrt[3]{Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{T_{1F} \cos^2 \beta_m}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}} \quad (4.7)$$

Для $\beta_m = 20^\circ$, $\varepsilon_\alpha \approx 1,6$

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{413,3 T_{1F}}{m_{nm}^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1} \quad (4.8)$$

При $b = \psi_{bm} m_{nm}$

$$m_{nm} = 7,4 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}} \quad (4.9)$$

Входящий в расчетные формулы (4.1) — (4.9) средний нормальный модуль m_{nm} соответствует модулю в нормальном сечении посередине длины зуба непрямоугольных конических колес. Величины, входящие в эти формулы, определяются в основном так же, как и для прямоугольных конических колес.

При этом, определяя расчетную нагрузку, надо учитывать, что

$$K_{H\beta k} \approx 1,2K_{H\beta n} \text{ и } K_{F\beta k} \approx 1,2K_{F\beta n},$$

где $K_{H\beta k}$, $K_{F\beta k}$ и $K_{H\beta n}$, $K_{F\beta n}$ — коэффициенты распределения нагрузки по ширине колеса соответственно для косозубого и прямозубого колес. Эквивалентное число зубьев для определения Y_{F1} и Y_{F2}

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m} \text{ и } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m},$$

где δ_1 — угол начального конуса; β_m — угол наклона зубьев на делительном конусе в середине ширины зубчатого венца. В косозубых колесах этот угол равен углу наклона зуба на делительном конусе у торца.

С известной степенью точности формулы (4.1) — (4.9) могут быть использованы и в упрощенных расчетах колес с круговыми зубьями. Однако при этом необходимо учитывать, что с точки зрения прочности круговые зубья отличаются от прямых и косых зубьев дуговой формой и наличием начального точечного контакта.

В уточненных расчетах, для учета такой специфики рекомендуется использование специальной литературы, например [9].

4.2. Порядок расчета зубчатых передач коническими колесами

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Определяют общее передаточное число $u_{\text{общ}}$ и распределяют его между ступенями (табл. 2.3 и 2.4)

2. Выбирают материалы.

3. Определяют межосевое расстояние a_w тихоходной цилиндрической ступени по расчету на выносливость по контактным напряжениям [2, гл. 5 и 6].

4. Округляют $a_{wт}$ тихоходную ступень до ближайшего стандартного значения по табл. 2.5 и 2.6. Если же есть промежуточная цилиндрическая ступень, то для нее принимается соответствующее значение $a_{wп}$ по тем же таблицам и проверяется на выносливость по контактным напряжениям.

5. Дальнейший расчет одной или двух цилиндрических ступеней выполняется как для обычных цилиндрических передач [2, гл. V и VI].

6. Выбирается значение конусного расстояния R_e конической ступени, соответствующее принятым межосевым расстояниям $a_{wп}$ и $a_{wт}$ по табл. 2.5 и 2.6. Если рассчитывается только коническая передача (без цилиндрических ступеней), задаются ψ_{bR} , σ_{HP} и определяют R_e по формулам (3.8), (3.9) или (4.3), (4.5).

7. В соответствии с R_e определяют d_{e2}

$$d_{e2} = \frac{2R_e u}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

d_{e2} и u округляют до стандартного значения по ГОСТ 12289—76 с точностью до $\pm 3\%$ (см. табл. 2.1 и 2.2).

8. В соответствии с d_{e2} и u по ГОСТ 12289—76 (табл. 2.1 и 2.2) определяют b_w и корректируют

$$R_{e1} = \frac{d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{2u}.$$

9. Определяют $\sigma_{H1} = \sigma_{H1}(R_{e1}) \leq \sigma_{HP1}$ по формулам (3.6), (3.7) или (4.1), (4.2), (4.4), а также $\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \leq \sigma_{HP2}$. При необходимости изменяют материал или принимают другие значения R_e и соответствующих параметров.

10. Задаются стандартным значением m_{te} , имеющим кратное значение со стандартным d_{e2} , и определяют $z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}}$ (см. табл. 2.2). Здесь ориентировочно можно принимать $m_{te} \approx (0,01 \dots 0,02) d_{e2}$.

11. Определяют

$$m_m = m_{te} (1 - 0,5\psi_{bR})$$

или

$$m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5\psi_{bR}) \cos \beta_m.$$

Здесь $\psi_{bR} = b_w R_e$ находится в соответствии с табличным значением b_w ГОСТ 12289—76.

12. Определяют $\sigma_{F1} = \sigma_{F1}(m_m) \leq \sigma_{FP1}$ по формулам (3.10) или (4.6), (4.8), а также $\sigma_{F2} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2}$. При необходимости изменяют m_{te} , m_m и делают перерасчет. Проверка зубьев на прочность при воздействии пиковой нагрузки $\sigma_{HM} \leq \sigma_{HPM}$; $\sigma_{FM} \leq \sigma_{FPM}$ (см. [2, гл. V, 5.3].

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Определяют передаточное число.

2. Определяют средний модуль из условия выносливости зубьев по напряжениям изгиба по формулам (3.11) или (4.7) и (4.9).

3. Определяют внешний окружной модуль

$$m_{te} = m_m \left(1 + \frac{\psi_{bm}}{z_1} \sin \delta_1 \right)$$

или

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta} \left(1 + \frac{\psi_{bm}}{z_1} \sin \delta_1 \right).$$

Внешний окружной модуль округляется по ГОСТ 9563—60.

4. Корректируют средний модуль

$$m_m = \frac{m_{te}(\text{кр})}{1 + \frac{\psi_{bm}}{z_1} \sin \delta_1}$$

или

$$m_{nm} = \frac{m_{te}(\text{кр}) \cos \beta_m}{1 + \frac{\psi_{bm}}{z_1} \sin \delta_1},$$

где m_{te} (ст) — стандартный внешний окружной модуль,

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m_m} \quad \text{или} \quad \psi_{bm} = \frac{b}{m_{nm}}.$$

5. Проверяют зубья на выносливость по напряжениям изгиба. Определяют $\sigma_{F1} = \sigma_{F1}(m_m) \leq \sigma_{FP1}$ по формулам (3.10) или (4.6), (4.8), а также $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2}$. При необходимости изменяют материал или m_{te} , m_m и делают перерасчет.

6. Проверяют зубья на прочность при воздействии пиковой нагрузки $\sigma_{FM} \leq \sigma_{FPM}$ [1, гл. V, 5.3].

ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

В закрытых передачах определяются σ_H , σ_F , σ_{HM} , σ_{FM} , в открытых — только σ_F и σ_{FM} , а затем сравниваются с допускаемыми напряжениями.

Глава пятая

СИЛЫ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Под влиянием внешних моментов, приложенных к зубчатым колесам, между зубьями возникают силы взаимодействия. При этом

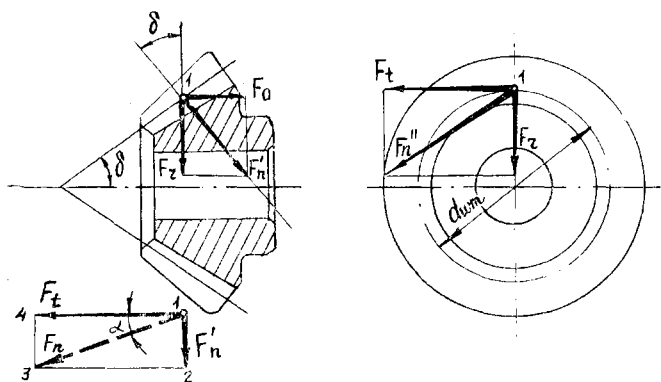
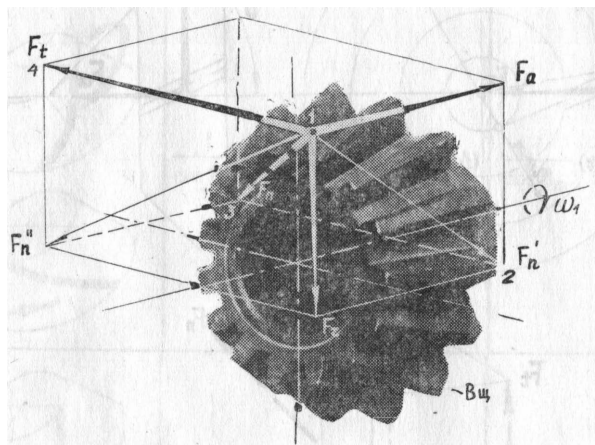


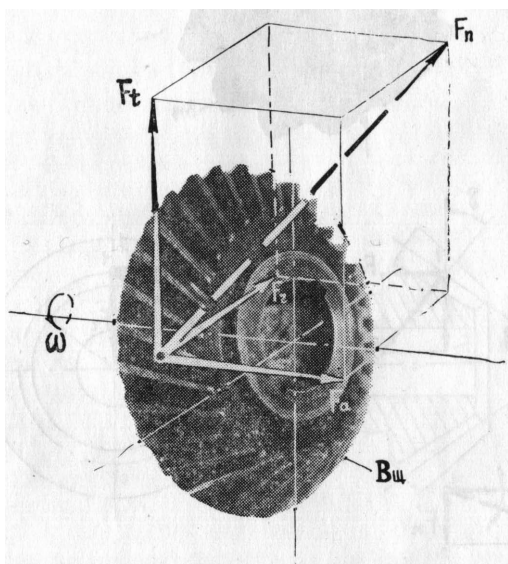
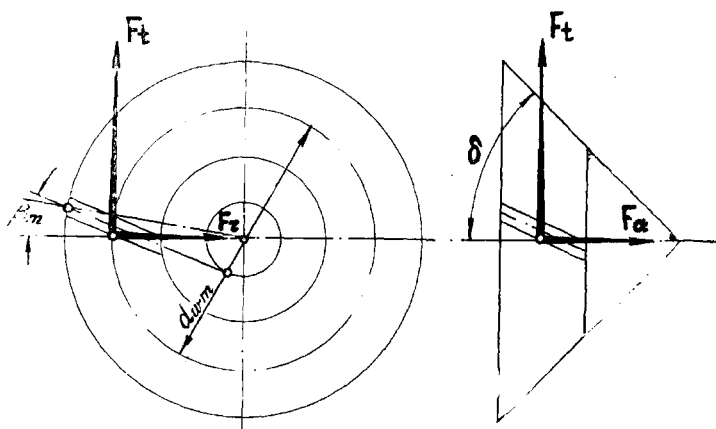
Рис. 5.1. Силы в зубчатых передачах коническими прямо-зубыми колесами.

в прямозубых конических колесах (рис. 5.1) полное давление на зуб F_n , действующее по нормали к его рабочей поверхности, можно разложить на три взаимно перпендикулярные составляющие.

Первая составляющая представляет собой окружное усилие F_t , направленное по касательной к средней начальной окружности

$$F_t = \frac{2T}{d_{mw}},$$

где T — крутящий момент; d_{mw} — диаметр средней начальной окружности.



Р и с. 5.2. Силы в зубчатых передачах коническими непрямозубыми колесами.

Вторая составляющая представляет собой осевое усилие F_a , направленное параллельно оси вращения колеса

$$F_a = F'_n \sin \delta.$$

Но из рис. 5.1 видно, что

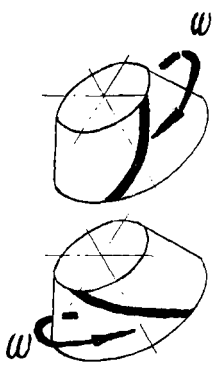
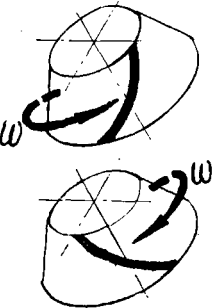
$$F'_n = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Следовательно,

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta.$$

Таблица 5.1

Значения коэффициентов K_a и K_r для ведущего колеса

Схема	K_a	K_r
	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\sin \beta_m \cos \delta - \operatorname{tg} \alpha \sin \delta)$	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\sin \beta_m \sin \delta + \operatorname{tg} \alpha \cos \delta)$
	$\frac{1}{\cos \beta_m} (-\sin \beta_m \cos \delta - \operatorname{tg} \alpha \sin \delta)$	$\frac{1}{\cos \beta_m} (-\sin \beta_m \sin \delta + \operatorname{tg} \alpha \cos \delta)$

Третья составляющая представляет собой распорную силу F_r , направленную перпендикулярно к оси вращения колеса,

$$F_r = F' \cos \delta$$

или

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta.$$

Направление окружного усилия в конических колесах, так же как и в цилиндрических, зависит от направления вращения [2, гл. VI]. Направления осевой и распорных сил в конических прямозубых колесах не зависят от направления вращения колес. Эти силы независимо от направления вращения всегда направлены так, как показано на рис. 5.1. Осевая составляющая — в сторону большего

основания конуса, распорная сила — к оси вращения колеса. На рис. 5.2 показано ведущее коническое колесо с косыми зубьями. Полное давление F_n на его зуб также может быть разложено на три взаимно перпендикулярные составляющие:

1. *Окружное усилие* F_t , направленное по касательной к средней начальной окружности,

$$F_t = \frac{2T}{d_{wm}}$$

2. *Осевое усилие* F_a , направленное параллельно оси вращения колеса,

$$F_a = K_a F_t.$$

3. *Распорная сила* F_r , направленная перпендикулярно оси вращения колеса,

$$F_r = K_r F_t.$$

Здесь коэффициенты K_a и K_r определяются по зависимостям, указанным в табл. 5.1. В отличие от передач прямозубыми коническими колесами в передачах с косозубыми коническими колесами направления осевой и распорной сил могут изменяться.

Здесь направление F_a и F_r зависит от двух факторов: от направления и угла наклона винтовых линий зубьев, а также от направления скорости вращения.

Направление окружного усилия F_t в передачах косозубыми коническими колесами определяется так же, как и в передачах с прямозубыми коническими колесами. Направление составляющих F_a и F_r зависит от знака коэффициентов K_a и K_r .

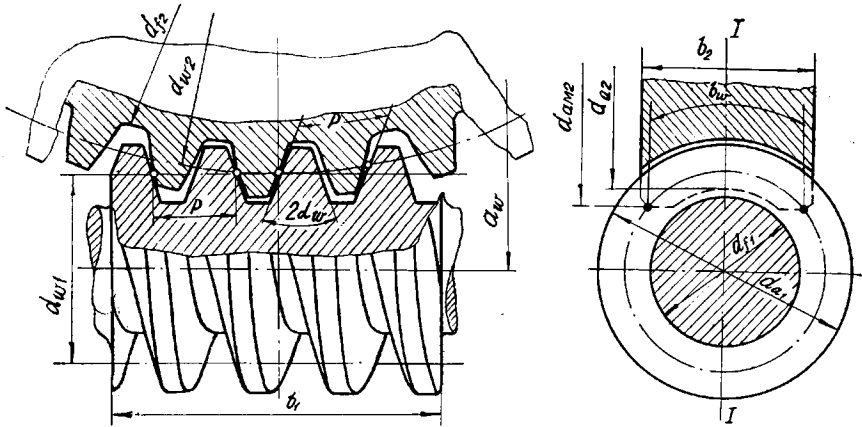
При положительном значении этих коэффициентов составляющие F_n и F_r на ведущем колесе направлены так, как это показано на рис. 5.2, при отрицательном значении — в противоположную сторону.

Глава шестая

ЧЕРВЯЧНАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

6.1. Общие сведения о червячной передаче и ее основных параметрах

Червячной передачей осуществляется передача вращения между валами со скрещивающимися осями. Ведущим звеном в червячной



Р и с. 6.1. Червячная цилиндрическая передача.

передаче, как правило, является червяк, ведомым — червячное колесо.

В современном машиностроении наибольшее распространение получили два основных вида ортогональной червячной передачи (с углом между скрещивающимися осями, равным 90°); червячная передача с цилиндрическим червяком и червячная передача с глобоидным червяком, так называемая глобоидная червячная передача. Об особенностях каждой из них будет сказано ниже.

К преимуществам червячной передачи следует отнести возможность осуществления больших передаточных чисел, сравнительно высокую нагрузочную способность, плавность и бесшумность работы, возможность самоторможения.

Недостатками червячной передачи являются склонность червячного зацепления к заеданию; относительно низкий коэффициент полезного действия (в передачах с цилиндрическим червяком) и большие осевые давления на опоры, в связи с чем приходится при-

менять для изготовления червячных передач дорогостоящие антифрикционные материалы, предусматривать искусственное охлаждение передачи и довольно сложные конструкции ее опорных узлов.

Прежде всего рассмотрим весьма распространенную червячную передачу с цилиндрическим архимедовым червяком¹.

Таблица 6.1

Условные обозначения элементов червячной цилиндрической передачи

Элементы червяка	Условные обозначения	Элементы колеса	Условные обозначения
Начальный (делительный) диаметр червяка	$d_{w1} (d_1)$	Начальный (делительный) диаметр колеса	$d_{w2} (d_2)$
Диаметр впадин червяка	d_{f1}	Средний диаметр впадин колеса	d_{f2}
Диаметр вершин червяка	d_{a1}	Средний диаметр вершин колеса	d_{a2}
Число заходов червяка	z_1	Наибольший диаметр колеса	d_{am2}
Угол подъема винтовой линии резьбы на делительном цилиндре червяка	λ	Число зубьев колеса	z_2
Длина нарезной части червяка	b_1	Угол зацепления в главном сечении	α_t
		Ширина колеса	b_2
		Межосевое расстояние	a_w

На рис. 6.1 показана червячная передача с цилиндрическим червяком и принятые условные обозначения для ее элементов (табл. 6.1).

В сечении I—I, которое называют главным сечением, зацепление червячной передачи представляет собой эвольвентное зацепление зубчатого колеса с зубчатой рейкой.

Основными параметрами червячной передачи, определяющими ее размеры, являются:

a_w — межосевое расстояние;

m — модуль;

$q = \frac{d_1}{m}$ — коэффициент диаметра червяка (здесь d_1 — диаметр делительной окружности червяка);

z_2 — число зубьев колеса;

z_1 — число заходов червяка;

u — передаточное число.

¹ В зависимости от вида кривой, которой очерчивается виток цилиндрического червяка в сечении, перпендикулярном к оси вращения, различают архимедов (виток очерчен по спирали Архимеда), эвольвентный и конволютный червяки.

Как известно, зубчатая рейка представляет собой зубчатое колесо с бесконечно большим числом зубьев. Эвольвента при этом превращается в прямую линию, следовательно, зуб рейки, а по аналогии с ним и виток червяка в главном сечении червячной передачи имеют прямобоочный профиль с профильным углом, равным удвоенному углу зацепления. Например, если угол зацепления $d_w = 20^\circ$, то профильный угол равен $2d_w = 40^\circ$. Таким образом, червяк представляет собой обычный винт с трапецидальной резьбой.

Резьба червяка, так же как и резьба обычного винта, может быть одно- и многоходовой, а также правой и левой. Шаг червяка p представляет собой расстояние между смежными витками резьбы, измеренное по оси червяка. Ход s — это расстояние между смежными витками одной и той же винтовой линии, измеренное по оси червяка,

$$s = z_1 p.$$

Колесо имеет вогнутую форму и несколько охватывает тело червяка. В главном сечении червячной передачи зубья колеса имеют эволь-

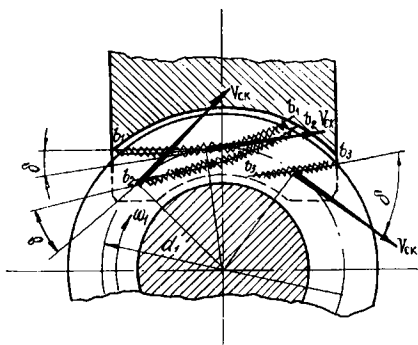


Рис. 6.2. Положение контактных линий на зубе колеса червячной цилиндрической передачи.

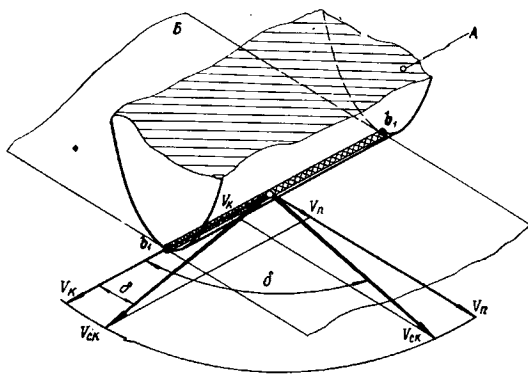


Рис. 6.3. Модель, поясняющая условия смазки червячного зацепления.

вентный профиль и располагаются по винтовым линиям. Направление и угол подъема этих винтовых линий соответствуют направлению и углу подъема винтовых линий червяка.

Шаг колеса p измеряется по дуге делительной окружности колеса в главном сечении червячной передачи. Соответствующий этому шагу модуль является расчетным и стандартным (в отличие от косозубых колес здесь различают только один шаг и только один модуль).

Зуб колеса и виток червяка касаются по одной контактной линии, которая в процессе работы червячной передачи перемещается. На рис. 6.2 показаны положения положения контактной линии на зубе колеса b_1b_1 ; b_2b_2 ; b_3b_3 и т. д. в различные фазы зацепления. В результате приработки и деформаций контактные линии зубьев, находящиеся в зацеплении, превращаются в сравнительно большую поверхность.

В передачах с цилиндрическим червяком благоприятных условий для возникновения жидкостного или полужидкостного режимов трения нет. Это связано с тем, что в таких передачах угол δ между проекцией вектора скорости скольжения $V_{ск}$ и касательной к контактным линиям мал либо равен нулю. Вследствие этого составляющая V_k больше, чем V_n . При этом как бы происходит относительное движение по направлению V_k и не возникает заклинивания смазки (рис. 6.3).

Для получения минимальных веса и размеров червячных передач, а также для унификации их конструкций основные параметры червячных передач, так же как и зубчатых, стандартизированы (ГОСТ 2144—76). Этот стандарт соответствует рекомендациям СЭВ и распространяется на ортогональные цилиндрические червячные передачи для редукторов, в том числе и комбинированных, выполняемых в виде самостоятельного монтажного узла. Стандарт не распространяется на червячные цилиндрические передачи для редукторов специального назначения и специальной конструкции.

Сочетание основных параметров a_w , u , m , q ; z_1 , z_2 , x , предусмотренных стандартом, приведены в табл. 6.2.

В проектных расчетах величинами $q = \frac{d_1}{m}$; z_2 и z_1 приходится задаваться. При этом рекомендуется с увеличением мощности принимать меньшее значение q и большие значения z_2 . Так, ориентировочно при мощности на валу червяка $N_1 \leq 5$ л. с. принимают $q \approx 16 \dots 20$; при $5 < N_1 \leq 10$ л. с. $q \approx 12,5 \dots 16$, а при $N_1 > 10$ л. с. $q \approx 8 \dots 12,5$.

Также ориентировочно при $N_1 < 15$ л. с. принимают $z_2 \approx 32 \dots 50$, а при $N_1 \geq 15$ л. с. $z_2 \approx 50 \dots 80$.

Как будет показано ниже, окончательное значение q определяется прочностью и жесткостью червяка, а окончательные значения z_2 — изгибной прочностью зубьев колеса.

Значение z_1 принимают равным 1, 2, 4. При этом

$$z_1 = \frac{z_2}{u}.$$

Передаточное число u определяется следующими соотношениями

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \lambda} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}, \quad (6.1)$$

где T_1 и T_2 — крутящий момент соответственно на валу червяка и колеса; η — коэффициент полезного действия червячной передачи.

Обычно в червячной передаче $u = 8 \dots 80$.

Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных, указанных в стандарте, более чем на 4%.

Сочетание основных параметров червячных цилиндрических передач

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		40			50			63		
		Сочетание параметров								
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	2,00			2,50			3,15		
	q	8			8			8		
	x	0			0			0		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	1,60			2,00			2,50		
	q	12,5			12,5			12,5		
	x	+0,750			+0,750			+0,950		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		40			50			63		
		Сочетание параметров								
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	1,60			2,00			2,50		
	q	10			10			10		
	x	0			0			+0,2		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	1,25			1,60			2,00		
	q	16			16			16		
	x	+1,00			+0,25			+0,50		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		80			100			125		
		Сочетание параметров								
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	4,00			5,00			6,30		
	q	8			8			8		
	x	0			0			-0,16		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	3,15			4,00			5,00		
	q	16,0			12,5			12,5		
	x	-0,603			+0,750			+0,750		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		80			100			125		
		Сочетание параметров								
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	3,15			4,00			5,00		
	q	10			10			10		
	x	+0,4			0			0		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	2,50			3,15			4,00		
	q	16			16			16		
	x	+1,00			+0,75			+0,25		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		40			50			63		
		Сочетание параметров								
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	1,25			1,60			2,00		
	q	12,5			12,5			12,5		
	x	+0,750			0			+0,250		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	1,00			1,25			1,60		
	q	20			20			20		
	x	+1,000			+1,000			+0,375		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм		
		40	50	63
		Сочетание параметров		
63	$z_2:z_1$	63:1	63:1	63:1
	m	1,00	1,25	1,60
	q	16	16	16
	x	0,500	0,500	-0,125
	u	63	63	63
71	$z_2:z_1$			
	m			
	q	—	—	—
	x			
	u			
80	$z_2:z_1$			
	m			
	q	—	—	—
	x			
	u			

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния $a_{\text{ш}}$, мм								
		80			100			125		
		Сочетание параметров								
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	2,50			3,15			4,00		
	q	12,5			12,5			12,5		
	x	+0,750			+0,496			0		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	2,00			2,50			3,15		
	q	20			20			20		
	x	+1,000			+1,000			+0,682		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм		
		80	100	125
		Сочетание параметров		
63	$z_2:z_1$	63:1	63:1	63:1
	m	2,00	2,50	3,15
	q	16	16	16
	x	+0,500	+0,500	+0,180
	u	63	63	63
71	$z_2:z_1$	—	—	—
	m			
	q			
	x			
	u			
80	$z_2:z_1$	80:1	80:1	80:1
	m	1,6	2,0	2,5
	q	20	20	20
	x	0	0	0
	u	80	80	80

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		140			160			180		
		Сочетание параметров								
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	6,3			8,0			8,0		
	q	12,5			8,0			12,5		
	x	-0,03			0			+0,25		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	6,3			6,3			8,0		
	q	8,0			14,0			8,0		
	x	-0,222			+0,397			+0,500		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		140			160			180		
		Сочетание параметров								
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	5,0			6,3			6,3		
	q	16			10			16		
	x	0			+0,397			+0,571		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	5,0			5,0			6,3		
	q	10			16			10		
	x	0			+1,000			+0,571		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевое расстояние a_w , мм								
		200			225			250		
		Сочетание параметров								
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	10,0			10,0			12,5		
	q	8,0			12,5			8,0		
	x	0			+0,25			0		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	8,0			10,0			10,0		
	q	12,5			8,0			12,5		
	x	+0,750			+0,500			+0,750		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевое расстояние a_w , мм								
		200			225			250		
		Сочетание параметров								
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	8,0			8,0			10,0		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,125			0		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	6,3			8,0			8,0		
	q	16			10			16		
	x	+0,750			+0,125			+0,250		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		140			160			180		
		Сочетание параметров								
1/2; 5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	4,0			5,0			5,0		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	0			+0,750			+0,100		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	4,0			4,0			5,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	-0,250			+1,000			+0,750		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм		
		140	160	180
		Сочетание параметров		
63	$z_2:z_1$	—	63:1	61:1
	m		4,0	5,0
	q		16,0	12,5
	x		+0,500	-0,750
	u		63	61
71	$z_2:z_1$	73:1	—	73:1
	m	3,15		4,00
	q	16		16
	x	-0,56		+0,50
	u	73		73
80	$z_2:z_1$	—	80:1	—
	m		3,15	
	q		20	
	x		+0,794	
	u		80	

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		200			225			250		
		Сочетание параметров								
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	6,3			6,3			8,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	+0,496			+0,710			0		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	5,0			6,3			6,3		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	+1,000			+0,464			+0,682		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм			
		200	225	250	
		Сочетание параметров			
63	$z_2:z_1$	63:1	61:1	63:1	
	m	5,0	6,3	6,3	
	q	16,0	12,5	16,0	
	x	+0,500	-1,000	+0,182	
	u	63	61	63	
71	$z_2:z_1$	—	73:1	—	
	m		5,00		
	q		16		
	x		+0,50		
	u		73		
80	$z_2:z_1$	80:1	—	80:1	
	m			4,00	5,00
	q			20	20
	x			0	0
	u			80	80

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		280			315			355		
		Сочетание параметров								
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	12,5			16,0			16,0		
	q	12,5			8,0			12,5		
	x	+0,150			-0,300			-0,063		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	12,5			12,5			16,0		
	q	8,0			12,5			8,0		
	x	+0,400			+0,950			+0,187		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		280			315			355		
		Сочетание параметров								
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	10,0			12,5			12,5		
	q	16			10			16		
	x	0			+0,200			+0,400		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	10,0			10,0			12,5		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,500			+0,400		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм						
		400		450		500		
		Сочетание параметров						
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	—			—
	m	20,0						
	q	8,0						
	x	0						
	u	8	16	32				
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	—
	m	16,0			20,0			
	q	12,5			8,0			
	x	+0,750			+0,500			
	u	9	18	36	9	18	36	

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		400			450			500		
		Сочетание параметров								
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	16,0			16,0			20,0		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,125			0		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	12,5			16,0			16,0		
	q	16			10			16		
	x	+1,000			+0,125			+0,250		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		280			315			355		
		Сочетание параметров								
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	8,0			10,0			10,0		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	0			+0,25			+0,50		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	8,0			8,0			10,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	-0,250			+0,375			+0,250		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0

Номинальные передаточные числа $u_{ном}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм		
		280	315	355
		Сочетание параметров		
63	$z_2:z_1$	—	63:1	—
	m		8,0	
	q		16,0	
	x		-0,125	
	u		63	
71	$z_2:z_1$	73:1	—	73:1
	m	6,3		8,0
	q	16		16
	x	-0,056		-0,125
	u	73		74
80	$z_2:z_1$	—	80:1	—
	m		6,3	
	q		20	
	x		0	
	u		80	

Таблица 6.2 (продолжение)

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм								
		400			450			500		
		Сочетание параметров								
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	12,5			12,5			16,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	+0,75			+1,00			0		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	10,0			12,5			12,5		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	+1,000			+0,750			+1,000		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0

Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$	Параметры	Межосевые расстояния a_w , мм			
		400	450	500	
		Сочетание параметров			
63	$z_2:z_1$	63:1	61:1	63:1	
	m	10,0	12,5	12,5	
	q	16,0	12,5	16,0	
	x	+0,500	-0,750	+0,500	
	u	63	61	63	
71	$z_2:z_1$	—	73:1	—	
	m		10,0		
	q		16		
	x		+0,500		
	u		73		
80	$z_2:z_1$	80:1	—	80:1	
	m			8,0	10,0
	q			20	20
	x			0	0
	u			80	20

Ориентировочные значения КПД червячной передачи принимают:

$$\text{при } z_1 = 1 \quad \eta \approx 0,65 \dots 0,7;$$

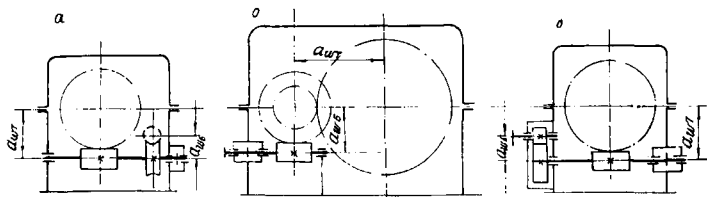
$$\text{при } z_1 = 2 \quad \eta \approx 0,7 \dots 0,8;$$

$$\text{при } z_1 = 3 \div 4 \quad \eta \approx 0,8 \dots 0,85.$$

Более точное значение КПД определяется по зависимости

$$\eta = (0,96 \dots 0,99) (1 - 0,2f) \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)}, \quad (6.2)$$

где $\rho = \operatorname{arctg} f$ — угол трения; f — коэффициент трения (для стального червяка и колеса из бронзы, при хорошей смазке можно принимать $f \approx 0,05$).



Р и с. 6.4. Двухступенчатый червячный и комбинированный редукторы.

Здесь меньшее значение коэффициента $0,96 \dots 0,99$ принимается для передачи на подшипниках скольжения, большее значение — для передачи на подшипниках качения.

С увеличением угла подъема λ КПД η увеличивается. Как известно из теории винта, наибольшего значения КПД достигает при $\lambda = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$.

На практике вследствие затруднений при изготовлении червяка с большим углом подъема принимают $\lambda \leq 30^\circ$.

В самотормозящей червячной передаче

$$\lambda \leq \rho \text{ и } \eta < 0,5.$$

При необходимости обеспечить большое передаточное число u часто применяют либо двухступенчатые червячные передачи (рис. 6.4, а), либо комбинированные передачи, состоящие из последовательно соединенных червячных и цилиндрических зубчатых передач (рис. 6.4, б и рис. 6.4, в).

Для получения хорошей компоновки двухступенчатого червячного редуктора (рис. 6.4, а) общее передаточное число $u_{\text{общ}}$ распределяют так, чтобы передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней u_6 и u_7 были приблизительно одинаковыми.

При комбинированных передачах (рис. 6.4, б и в) хорошая компоновка редуктора обычно обеспечивается при передаточном числе зубчатой передачи

$$u_{\text{зуб}} \approx (0,03 \dots 0,05) u_{\text{общ}}.$$

Соотношения между элементами червячного зацепления

Наименование элемента	Обозначения	Формулы	
Модуль	m	$m = \frac{2a_w}{q+z_2+2x}$ Выбирается по ГОСТ 2144—76 или по ГОСТ 9563—60	
Коэффициент смещения	x	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 (q+z_2)$	
Шаг	p	$p = \pi m$	
Высота витка (зуба)	h	$h = 2,2m$	
Диаметр начальной окружности	d_w	$d_{w1} = m (q+2x)$	$d_{w2} = m z_2$
Диаметр делительной окружности	d	$d_1 = m q$	$d_2 = d_{w2}$
Диаметр окружности вершин	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = 2a_w - d_1 + 2m$
Диаметр окружности впадин	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	$d_{f2} = 2a_w - d_1 - 2,4m$
Наибольший диаметр колеса	$d_{ам2}$	$d_{ам2} = d_{a2} + 2m \text{ при } z_1 = 1;$ $d_{ам2} = d_{a2} + 1,5m \text{ при } z_1 = 2 \dots 3;$ $d_{ам2} = d_{a2} + m \text{ при } z_1 = 4.$	
Ширина колеса	b_2	$b_2 = 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 3;$ $b_2 = 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4$	
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5m (z_2 + q + 2x)$	
Угол подъема винтовой линии витка червяка на делительном цилиндре	λ	$\lambda = \arctg \frac{z_1}{q}$	

Стандартные межосевые расстояния a_w (по ГОСТ 2144—76, табл. 6.2) при стандартных значениях модуля m , величины q и числе зубьев z_2 , определяемом передаточным числом u , в большинстве случаев не могут быть получены в червячных передачах без смещения. Необходимость в смещении также может возникнуть и при проектировании передачи с заданным межосевым расстоянием, а передачи со смещением осуществляются путем изменения межосевого расстояния a_w между

Длина нарезной части червяка b_1

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка z_1	
	1 и 2	3 и 4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2) m$
-1	$b_1 \geq (10,5 + z_2) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_2) m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
1	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2) m$

инструментом (червячной фрезой, представляющей собой копию червяка, соответствующего данному червячному колесу) и изготовкой колеса. Таким образом, в червячной передаче со смещением изменяются размеры колеса, а размеры червяка (d_1 , d_{f1} , d_{a1} и др.) остаются без

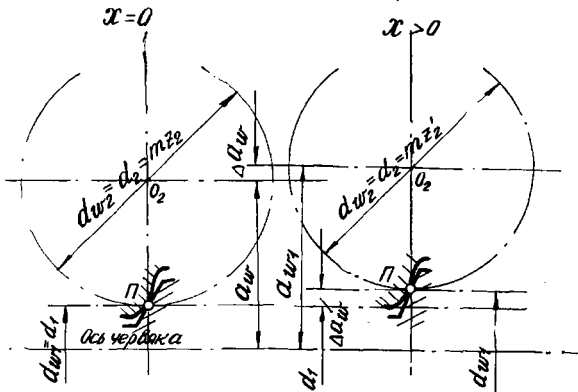


Рис. 6.5. Схемы червячной передачи без смещения и со смещением.

изменения, т. е. такими же, как и в передаче без смещения. В результате смещения межосевое расстояние a_w (рис. 6.5) изменяется на величину $\Delta a_w = mx$.

При этом межосевое расстояние, установленное во время нарезания, должно быть то же самое, что и у изготовляемой передачи

$$a_{w1} = a_w \pm mx.$$

Значение коэффициента смещения x определяется по формуле

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2).$$

Предельные же значения смещения из условия отсутствия подреза и заострения зубьев обычно не превышают

$$x = \pm 1.$$

При $z_2 < 50$ отрицательных смещений рекомендуется по возможности избегать в связи с опасностью подрезания зубьев червячного колеса и ухудшением условий смазки зацепления [1].

В соответствии с известными основными параметрами размеры элементов червячной передачи определяются по формулам, приведенным в табл. 6.3 и 6.4.

Для червячных передач без смещения в формулах, приведенных в табл. 6.3, принимают $x=0$.

При промежуточных значениях x длина нарезной части червяка b_1 вычисляется по тому из двух ближайших пределов x , указанных в табл. 6.4, который дает большее значение b_1 . Для шлифуемых червяков по технологическим причинам длину $b_{1\min}$, получаемую по формулам табл. 6.4, следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм; $m = 10 \dots 16$ мм — на 35—40 мм; $m < 16$ мм — на 50 мм.

6.2. Материалы, применяемые в червячной передаче

При выборе материалов для червячных передач приходится считаться с тем, что червячная передача, так же как и другие передачи со скрещивающимися осями, имеет склонность к заеданию. Материалом для изготовления червяков служат обычно углеродистые или легированные стали, для изготовления червячных колес — бронза или чугун, обладающие сравнительно хорошими антифрикционными свойствами. Применение чугуна при изготовлении червячных колес допускается только для тихоходных малонагруженных передач при скорости скольжения $V_{ск} \leq 2$ м/с и передаваемой мощности $N \leq 1$ л. с.

Под скоростью скольжения понимают относительную скорость сопряженных точек червячного зацепления в полюсе зацепления

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \lambda} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \lambda},$$

где d_{w1} — диаметр начальной окружности червяка, мм.

При скорости скольжения $V_{ск} > 2$ м/с и передаваемой мощности $N > 1$ л. с. применяются червячные колеса, состоящие из чугунной центральной части и бронзового зубчатого венца.

Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянно-фосфористые бронзы Бр. ОФ 10—1, Бр. ОНФ и др., а также оловянно-цинкосвинцовые бронзы, например бронза Бр. ОЦС 6—6—3 и др. Их рекомендуется применять при скоростях скольжения $V_{ск} > 3$ м/с. Безоловянистые бронзы, применение которых в настоящее время все более расширяется, значительно дешевле оловянистых бронз, имеют хорошие механические характеристики, но обладают несколько худшими антифрикционными свойствами, чем бронзы с большим содержанием олова. Из безоловянистых бронз для изготовления венцов червячных колес применяются алюминийевожелезистая Бр. АЖ 9—4, алюминийевожелезистоникелевая Бр. АЖН 10—4—4. Указанные бронзы рекомендуется применять при скоростях скольжения $V_{ск}$ до 4...5 м/с; при этом во избежание заедания червяк должен быть тщательно отшлифован или отполирован и должен иметь твердость рабочих поверхностей $HRC \geq 50$ ($HB \geq 500$).

Высокая степень чистоты рабочей поверхности червяка, которая достигается шлифованием и полированием, а также соответствующая

Марка материала	ГОСТ	Способ отливки	Предел прочности σ_B , кгс/мм ²	Предел текучести σ_T , кгс/мм ²	Твердость H_B , кгс/мм ²	Модуль упругости E , кгс/мм ²	Рекомендуемые пределы использования по скорости скольжения $V_{ск}$, м/с
Бр ОФ—10—1	Не стандартизированы	з	23,0	14	80—100	$0,75 \cdot 10^4$	≤ 25
Бр ОНФ		м ц	25,0 29,0	20 17	100—120 100—120	— $1 \cdot 10^4$	≤ 35
Бр ОЦС 6—3—3	613—50	з	15—20	8—10	60—75	$0,75 \cdot 10^4$	≤ 12
Бр ОЦС 5—5—5	613—50	м	18—22				
Бр СуН7—2	Не стандартизированы	—	20—25 18	—	90		≤ 25
Бр АЖ9—4	493—54	з	40	20	110	$(0,9...1) \cdot 10^4$	} ≤ 10
		м	50		125		
		ц	50		120		
Бр АЖН 10—4—4		м, ц	60	170			
Бр АЖМц10—3—1,5 ЛАЗМц 66—6—3—2		з м	50 60	120—140			
	м	65	24	160			
	ц	70					
ЛМцС58—2—2	1019—47	м	34	14	95	$(0,9...1) \cdot 10^4$	≤ 10
ЛМцОС58—2—2—2		м	50	38	189		
СЧ 12—28	1412—54	з	$\sigma_{вн} \begin{cases} 28 \\ 32 \\ 36 \end{cases}$	—	120—150	$(0,75...1) \cdot 10^4$	≤ 3
СЧ 15—32		з		—	163—129		≤ 3
СЧ 18—36		з		—	170—241		≤ 2

Примечание: з — в землю; м — в металлическую форму; ц — центробежный

термическая обработка (закалка, цементация, азотирование), обеспечивающая высокую твердость рабочей поверхности червяка, позволяет повысить контактную прочность и износостойкость червячной передачи.

Для изготовления червяков применяют среднеуглеродистую конструкционную сталь марок 45, 50, реже сталь марок 35, Ст. 6, в ответственных случаях — различные марки легированной стали, например 12ХНЗА, 18ХНВА, 20Х, 20Х2Н4А (с применением цементации) или 40Х, 38ХГН, 40ХН (закаленные), 38ХМЮА (азотируемая) и др.

Конструктивно червяк выполняется как одно целое с валом.

Механические свойства материалов, применяемых для изготовления червяков, приведены в табл. 3.2 [2], а материалов, применяемых для изготовления венцов червячных колес, — в табл. 6.5.

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Расчет зубьев червячного колеса

Физические явления, происходящие при работе зубчатых и червячных передач, во многом аналогичны. Поэтому в основу получения расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предпосылки, что и в зубчатых передачах.

Поскольку по роду материала и по своей геометрии червячное колесо является менее прочным звеном, чем червяк, расчет зацепления червячной передачи всегда ведется по колесу.

Для получения расчетных зависимостей зацепление червячной передачи рассматривается как реечное косозубое зацепление, так как в главном сечении червячная передача представляет собой реечное зацепление.

Расчетные формулы выводятся для архимедова червяка, однако с достаточной степенью точности их можно применять и для других видов цилиндрических червяков.

Расчет на выносливость по контактным напряжениям. Изобразим червячное зацепление в главном сечении червячной передачи в момент зацепления профилей в полюсе (рис. 7.1). Сопряженные профили колеса и червяка рассматриваются как цилиндр и плоскость. В соответствии с теорией Герца — Беляева наибольшие контактные напряжения, возникающие на поверхности таких тел, с учетом неравенства модулей упругости E_1 , E_2 и коэффициентов Пуассона ν_1 , ν_2

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{\omega_{Hn}}{\rho_{np}} \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}}. \quad (7.1)^1$$

Здесь $\omega_{Hn} = \frac{F_{Hn}}{b_{w2}}$ — удельное давление; F_{Hn} — сила нормального давления; b_{w2} — ширина заменяющего цилиндра; ρ_{np} — приведенный радиус кривизны; $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$; так как $\frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{\infty} = 0$

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2 \cos^2 \lambda} = \frac{d_2 \sin \alpha_{tw} \cos \lambda}{2 \cos^2 \lambda} = \frac{d_2}{2} \frac{\sin \alpha_{tw}}{\cos \lambda}, \quad (7.2)$$

¹ При $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$ зависимость (7.1) приводится к виду (5.1) [2].

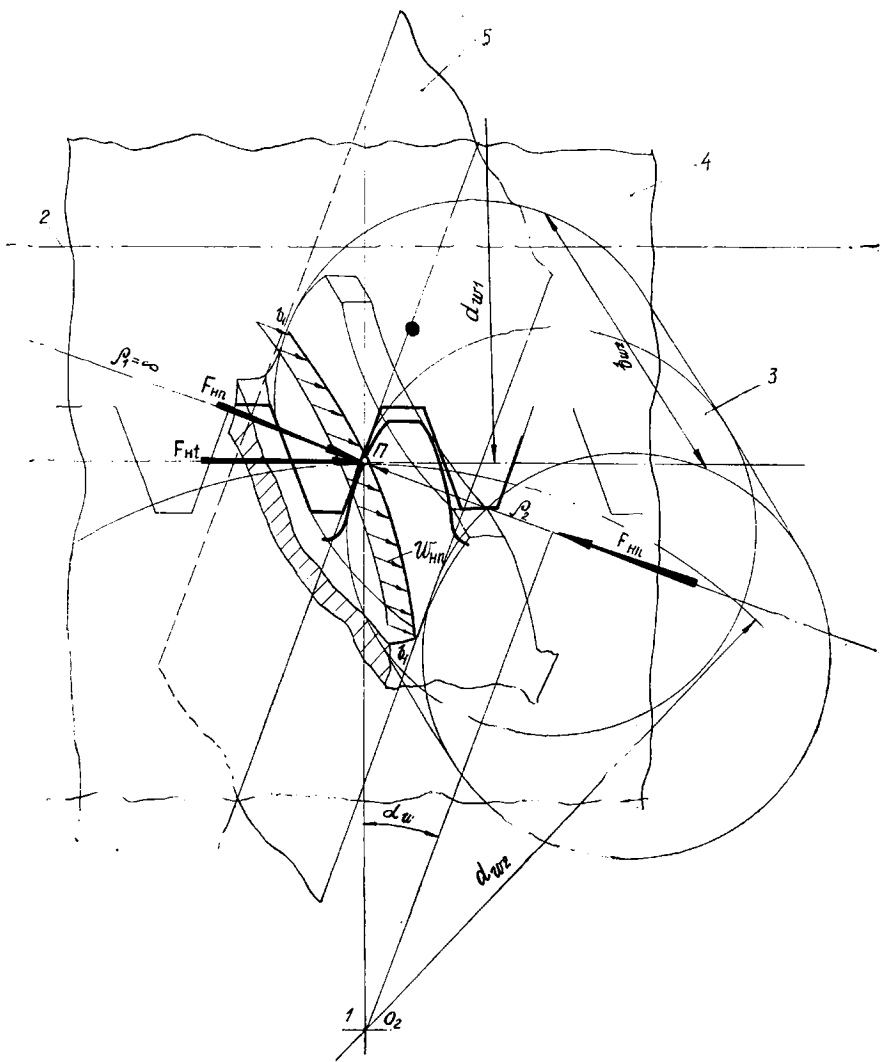


Рис. 7.1. К расчету зубьев червячного колеса на выносливость по контактным напряжениям:

1 — ось колеса; 2 — ось червяка; 3 — эквивалентный цилиндр; 4 — плоскость главного сечения червячной передачи; 5 — плоскость, перпендикулярная к главному сечению червячной передачи.

где α_{tw} — угол зацепления в главном сечении (или торцевом сечении колеса); α_w — угол зацепления в нормальном сечении; λ — угол подъема винтовой линии; $\sin \alpha_w \approx \sin \alpha_{tw} \cos \lambda$.

Длина, измеренная по дуге начальной окружности червяка (рис. 7.2).

$$b_w = \pi d_{w1} \frac{2\beta}{360}$$

Ширина заменяющего цилиндра с учетом коэффициента перекрытия и коэффициента, характеризующего колебания длины контактных линий, K_ϵ

$$b_{w2} = \frac{b_w}{\cos \lambda} K_\epsilon \epsilon_\alpha = \\ = \pi d_{w1} \frac{2\beta}{360} \frac{1}{\cos \lambda} K_\epsilon \epsilon_\alpha.$$

Сила нормального давления F_{Hn} (кгс), выраженная через окружную силу F_{Ht} и расчетный крутящий момент на колесе T_{2H}

$$F_{Hn} = \frac{F_{Ht}}{\cos \alpha_{tw} \cos \lambda} = \\ = \frac{2 \cdot 1000 T_{2H}}{d_{w2} \cos \alpha_{tw} \cos \lambda},$$

где T_{2H} , кгс·м; d_{w2} , мм.

Удельное давление, кгс/мм

$$w_{Hn} = \frac{F_{Hn}}{b_{w2}} = \frac{2 \cdot 1000 T_{2H}}{d_{w2} \cos \alpha_{tw} \cos \lambda \pi d_{w1} \frac{2\beta}{360} \frac{1}{\cos \lambda} K_\epsilon \epsilon_\alpha} = \frac{36 \cdot 10^4 T_{2H}}{\pi d_{w1} d_{w2} K_\epsilon \epsilon_\alpha \beta \cos \alpha_{tw}}. \quad (7.3)^1$$

Из (7.1) — (7.3)

$$\sigma_H^2 = \frac{1}{\pi} \frac{w_{Hn}}{\rho_{np}} \frac{1}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} = \\ = \frac{1}{\pi} \frac{36 \cdot 10^4 \cdot T_{2H}}{\pi d_{w1} d_{w2} K_\epsilon \epsilon_\alpha \beta \cos \alpha_{tw}} \frac{2 \cos \lambda}{d_{w2} \sin \alpha_{tw} (1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1} = \\ = \frac{4}{\pi^2} \frac{36 \cdot 10^4 T_{2H} \cos \lambda}{d_{w2}^2 d_{w1} K_\epsilon \epsilon_\alpha \beta \sin 2\alpha_{tw} (1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1}.$$

¹ Здесь и в дальнейшем применяется $d_1 = d_{w1}$ и $d_2 = d_{w2}$.

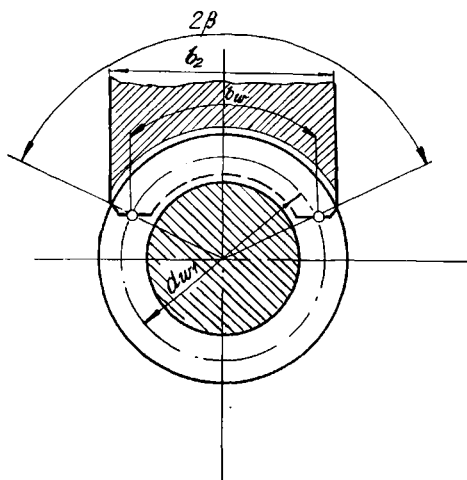


Рис. 7.2. К расчету зубьев червячного колеса на выносливость по контактным напряжениям.

Выразим диаметры начальных окружностей колеса d_{w2} и червяка d_{w1} через межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = \frac{d_{w2} + d_{w1}}{2} = \frac{z_2 m + q m}{2} = \frac{m(z_1 u + q)}{2} = \frac{m z_1 \left(u + \frac{q}{z_1}\right)}{2},$$

откуда

$$m = \frac{2a_w}{z_1 \left(u + \frac{q}{z_1}\right)},$$

$$d_{w2}^2 d_{w1} = m^2 z_2^2 m q = \frac{8a_w^3 z_1^2 u^2 q}{z_1^3 \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3} = \frac{8a_w^3 u^2 q}{z_1 \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3}.$$

После подстановки $d_{w2}^2 d_{w1}$ и $\frac{z_1}{q} = \operatorname{tg} \lambda$

$$\sigma_H^2 = \frac{14,6 \cdot 10^4 T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3 \operatorname{tg} \lambda \cos \lambda}{8a_w^3 u^2 K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \beta \sin 2\alpha_{tw}} \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1};$$

$$\sigma_H^2 = \frac{1,82 \cdot 10^4 T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3 \sin \lambda}{a_w^3 u^2 \beta \sin 2\alpha_{tw}} \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1}.$$

Введем обозначения

$$\frac{\sin \lambda}{\sin 2\alpha_{tw}} = Z_H^2; \quad \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} = Z_\varepsilon^2; \quad \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1} = Z_M^2.$$

С учетом этих обозначений

$$\sigma_H^2 = \frac{1}{\pi} \frac{w_{Hn}}{\rho_{np}} \frac{1}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} = \frac{1,82 \cdot 10^4 T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3}{a_w^3 \beta u^2} Z_H^2 Z_\varepsilon^2 Z_M^2,$$

откуда окончательно

$$\sigma_H = 134,9 Z_H Z_\varepsilon Z_M \sqrt{\frac{T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3}{a_w^3 \beta u^2}} \leq \sigma_{Hр2}. \quad (7.4)$$

Эта зависимость, полученная в общем виде, используется для проверочного расчета.

Решая (7.4) относительно a_w , получают зависимость для проектного расчета, с помощью которой определяют межосевое расстояние по известному допускаемому напряжению

$$a_w = 26,3 \left(u + \frac{q}{z_1} \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{Z_H Z_e Z_M}{\sigma_{H\text{п}2}} \right)^2 \frac{T_{2H}}{\beta u^2} } \quad (7.5)$$

В зависимостях (7.4) и (7.5) T_{2H} — расчетные нагрузки, кгс·м; σ_H и $\sigma_{H\text{п}2}$ — расчетные и допускаемые напряжения, кгс/мм²; a_w — межосевое расстояние, мм; β — половина угла обхвата червяка колесом, град; u — передаточное число; q — коэффициент диаметра червяка; z_1 — число заходов червяка; $Z_H = \sqrt{\frac{\sin \lambda}{\sin 2\alpha_{tw}}}$ — коэффициент, которым учитывается форма сопряженных поверхностей; $Z_e = \sqrt{\frac{1}{K_e \varepsilon_\alpha}}$ — коэффициент, которым учитывается суммарная длина контактных линий; $Z_M = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1}}$ — коэффициент, которым учитываются механические свойства материала.

Для червячных передач, получивших наибольшее распространение, можно принимать следующие усредненные значения параметров: $K_e \approx 0,75$; $\varepsilon_\alpha \approx 1,82$; $\beta \approx 50^\circ$; $E_1 \approx 2,1 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $E_2 = 1,03 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $\nu_1 \approx 0,3$; $\nu_2 \approx 0,335$; $\alpha_{tw} \approx 20^\circ$; $\sin 2\alpha_{tw} = 0,643$; λ — обычно в пределах $3,5^\circ \dots 30^\circ$. В среднем $\sin \lambda \approx 0,2805$; $\cos \lambda \approx 0,932$.

Тогда

$$Z_H = \sqrt{\frac{\sin \lambda}{\cos 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{0,2805}{0,643}} = 0,6606;$$

$$Z_e = \sqrt{\frac{1}{K_e \varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,75 \cdot 1,82}} = 0,8559;$$

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^4 \cdot 1,03 \cdot 10^4}{(1 - 0,3^2) \cdot 1,03 \cdot 10^4 + (1 - 0,335^2) 2,1 \cdot 10^4}} = 87,859.$$

При этом зависимости (7.4) и (7.5) примут вид:

$$\sigma_H = 134,9 \cdot 0,6606 \cdot 0,8559 \cdot 87,859 \cdot 0,1414 \sqrt{\frac{T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1} \right)^3}{a_w^3 u^2}};$$

$$\sigma_H = 947,8 \sqrt{\frac{T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3}{a_w^3 u^2}} \leq \sigma_{HP2}; \quad (7.6)$$

$$a_w = 26,3 (0,6606 \cdot 0,8559 \cdot 87,859)^{2/3} \frac{1}{50^{1/3}} \left(u + \frac{q}{z_1}\right) \sqrt[3]{\frac{T_{2H}}{u^2 \sigma_{HP2}^2}};$$

$$a_w = 96,47 \left(u + \frac{q}{z_1}\right) \sqrt[3]{\frac{T_{2H}}{u^2 \sigma_{HP2}^2}}. \quad (7.7)$$

Расчет на выносливость по напряжениям изгиба. В рассматриваемом расчете исходной является зависимость, подобная полученной для расчета косозубых колес (см. [2, (6.12)])

$$\sigma_{F2} = Y_\varepsilon Y_F \frac{636,6 T_{2F} \cos^2 \lambda}{m_n^2 z_2 b_w \gamma}. \quad (7.8)$$

Приводя эту зависимость к виду, удобному для расчета червячной передачи, вводят следующие обозначения:

$$z_2 = z_1 u; \quad b_w = \frac{\pi d_{w1}}{360} 2\beta; \quad m_n = m \cos \lambda; \quad d_{w1} = qm;$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}; \quad Y_{F2} = 0,83 \frac{q}{q+1,5} Y_F.$$

Здесь $0,83 \frac{q}{q+1,5}$ — поправка, которой учитывают особенности формы зуба червячного колеса; Y_F — коэффициент формы зуба цилиндрического косозубого колеса.

Тогда из (7.8)

$$\sigma_{F2} = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} \cdot 0,83 \cdot \frac{q}{q+1,5} Y_F \frac{636,6 T_{2F} \cos^2 \lambda 360}{m^3 \cos^2 \lambda z_1 u q \beta \gamma}$$

и окончательно

$$\sigma_{F2} = Y_\varepsilon Y_{F2} \frac{36493 T_{2F}}{m^3 z_1 u q \beta \gamma} \leq \sigma_{FP2}. \quad (7.9)$$

С учетом усредненных значений ряда параметров применительно к наиболее распространенным червячным передачам

$$\beta \approx 50^\circ; \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,83} = 0,729; \quad \frac{Y_{F2}}{q} = 0,83 \frac{q!}{q+1,5} Y_F \frac{1}{q}; \quad q = 14$$

$$\frac{Y_{F2}}{q} = 0,0535 Y_F.$$

Тогда (7.8) вначале примет вид

$$\sigma_{F2} = 0,729 \cdot 0,0535 Y_F \frac{36492,99 T_{2F}}{m^3 z_1 u 50 \gamma}$$

и окончательно

$$\sigma_{F2} = \frac{28,47 T_{2F} Y_F}{m^3 z_1 u \gamma} \leq \sigma_{Fp2}, \quad (7.10)$$

откуда

$$m = 3,05 \sqrt[3]{\frac{T_{2F} Y_F}{z_1 u \gamma \sigma_{Fp2}}}. \quad (7.11)$$

В зависимостях (7.9) — (7.11): T_{2F} — расчетная нагрузка, кгс·м; σ_{F2} и σ_{Fp2} — соответственно расчетное и допускаемое напряжения, кгс/мм²; m — модуль, мм; γ — коэффициент износа [2, табл. 5.6]; Y_F — коэффициент формы зуба, который определяется по графику [2, рис. 5.12]

$$Y_F = Y_F(z_{2v}); \quad z_{2v} = \frac{z_2}{\cos^2 \lambda}.$$

Таблица 7.1

Значения коэффициента Θ

Число заходов червяка z_1	Коэффициент диаметра червяка q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	157	190	214	232
2	57	86	125	152	172	186
3	51	76	110	134	152	162
4	47	70	101	123	138	148

Расчетная нагрузка выражена через расчетный крутящий момент на червячном колесе T_{2H} , T_{2F}

$$T_{2H} \approx T_{2F} = T_2 K_\beta K_v,$$

где T_2 — наибольшая нагрузка на колесе (кгс·м), которая определяется так же, как и при расчете зубчатых передач (см. [2, гл. V]).

Если зависимость изменения нагрузки известна и задана функцией $T_2 = T_2(t)$, то из нее определяется наибольшее значение T_2 , а если эта закономерность не известна, то принимают: $T_2 = 716,2 \frac{N_2}{n_2}$; $N_2 = N_1 \eta$,

где N_1 — номинальная мощность на валу червяка, л. с.; η — КПД червячной передачи; n — частота вращения колеса, об/мин; K_β — коэффициент, которым учитывается характер распределения нагрузки по длине контактных линий (коэффициент концентрации нагрузки).

Концентрация нагрузки в основном возникает из-за деформации червяка, так как червяк имеет сравнительно большое расстояние между опорами.

Теоретический коэффициент концентрации нагрузки в условиях отсутствия приработки зубьев колеса определяется зависимостью

$$K_{\beta}^0 = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3,$$

где Θ — коэффициент деформации червяка, зависящий от q и z_1 (табл. 7.1).

Зубья червячного колеса обладают способностью хорошо прирабатываться. При постоянной нагрузке происходит полная приработка зубьев и концентрация нагрузки быстро исчезает. При переменной нагрузке происходит частичная приработка, в результате которой неравномерность распределения нагрузки полностью не исчезает. В этом случае эффективный коэффициент концентрации нагрузки определяют по формуле

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1 - x),$$

где x — отношение среднего момента T_{2cp} к наибольшему T_{2M} , т. е.

$$x = \frac{\sum T_{2i} t_i}{T_{2M} \sum t_i},$$

где T_{2i} — крутящие моменты, действующие на колесо; t_i — продолжительность действия момента T_{2i} в часах за весь срок службы передачи.

Если закономерность изменения нагрузки во времени неизвестна, то с определенной степенью точности можно принимать

$$K_{\beta} = 0,5 (K_{\beta}^0 + 1) = 1 + 0,5 \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3.$$

При постоянной нагрузке $K_{\beta} = 1$. K_v — коэффициент, которым учитывается динамическая нагрузка, возникающая в зацеплении. Величина этой нагрузки зависит от неточности при изготовлении зацепления (главным образом от погрешностей по шагу), окружной скорости, величин приведенных масс и жесткостей. Значение коэффициента динамичности с достаточной степенью точности для технических расчетов может определяться по табл. 7.2 в зависимости от принятой степени точности. В табл. 7.3 приводятся необходимые данные для выбора степени точности червячных передач.

Допускаемые напряжения. Особенности выбора допускаемых напряжений для червячных колес связаны с их малыми частотами вращения и малыми числами циклов напряжений, тогда как кривые усталости при изгибе и контактных напряжениях для бронз имеют очень длинные наклонные участки — до $25 \cdot 10^7$ циклов напряжений.

Таблица 7.2
Значения коэффициента K_v

Степень точности	K_v
6	1,0
7	1,15
8	1,30
9	1,60

Поэтому за исходные выбирают допускаемые напряжения при 10^6 или 10^7 циклов напряжений в зависимости от ограниченного, а не длительного предела выносливости, как при расчете зубчатых передач.

Для чугунов наклонные участки кривых усталости очень короткие, что позволяет выбирать допускаемые напряжения независимо от числа циклов.

Таблица 7.3

Данные для выбора степени точности червячных передач

Степень точности	Характеристика передачи	
	Область применения	Окружная скорость червяка V_1 , м/с
6	Передачи повышенной точности	Свыше 6
7	Передачи нормальной точности	2...6
8	Передачи пониженной точности	До 2
9	Передачи весьма низкой точности	—

Допускаемые контактные напряжения для червячных передач с колесами из бронз средней прочности с достаточным сопротивлением заеданию (оловянистые и аналогичные им бронзы) выбирают из условия сопротивления материала поверхностной усталости

$$\sigma_{H\text{p}2} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B K_{HL}$$

Здесь большие значения коэффициентов принимают для закаленных до твердости $HRC \geq 45$, шлифованных и полированных червяков; σ_B — предел прочности; K_{HL} — коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_H}}; \quad (7.12)$$

N_{H0} — базовое число циклов напряжений ($N_{H0} \approx 10^7$); N_H — число циклов напряжений за расчетный срок службы передачи.

При постоянном режиме, когда $T_2 \cong \text{const}$ и $n_2 \cong \text{const}$

$$N_H = 60n_2t,$$

где n_2 — частота вращения колеса, об/мин; t — расчетная продолжительность работы передачи за весь ее срок службы в часах (с учетом числа часов работы передачи в сутки, числа рабочих дней в году и расчетного числа лет работы передачи).

При переменном режиме N_H — эквивалентное число циклов напряжений. Под эквивалентным понимают такое число циклов напряжений, в течение которого максимальная, не изменяющаяся во времени нагрузка (за исключением «пиковой»), создает такой же усталостный эффект в материале зубьев, как и фактически действующая нагрузка.

Для определения N действительный нагрузочный график [2, рис. 5.9], представляющий собой плавную кривую, заменяется ступенчатым графиком. При построении ступенчатого графика учитываются нагрузки только одного знака, а ординаты располагаются в порядке их убывания. В соответствии с полученными графиками, для общего

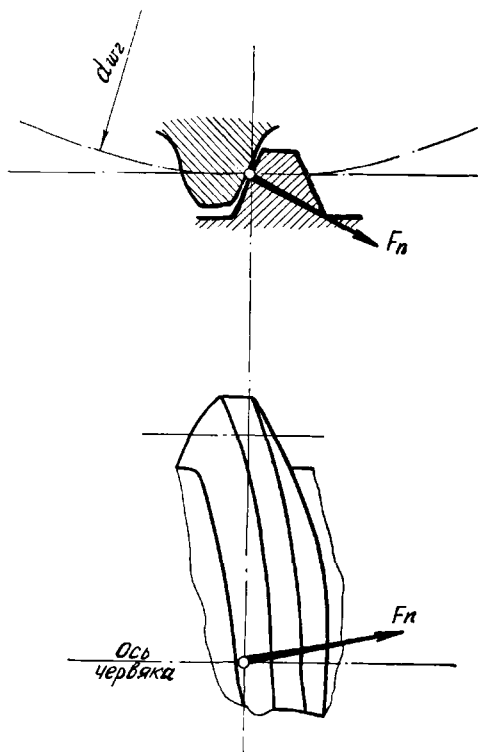


Рис. 7.3. Сила, действующая на виток червяка.

случая переменного режима, когда $T = \text{var}$ и $n = \text{var}$, эквивалентное число циклов напряжений

$$N_H = \frac{60}{T_{2M}^4} \sum T_{2i}^4 n_i t_i, \quad (7.13)$$

где T_{2i} , n_i и t_i — соответственно моменты, частоты вращения колеса (об/мин) и время работы (ч) при режиме i ; T_{2M} и n — наибольший из учитываемых моментов и соответствующая ему частота.

При $T = \text{var}$ и $n \approx \text{const}$ $n_1 = n_2 = \dots = n_n$; $T \approx \text{const}$ и $n = \text{var}$ $T_1 = T_2 = \dots = T_n$.

Для любого режима работы передачи (постоянного или переменного) при $N_H \geq N_{H0}^*$, $K_{HL} = 1$.

Если закономерность изменения нагрузки во времени неизвестна, для типовых переменных режимов K_{HL} с известной степенью точности определяют по табл. 5.4 [2] в зависимости от трех групп режима и частоты вращения колеса.

Для твердых бронз и чугунов допускаемые контактные напряжения выбирают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения $V_{ск}$. Для червячного колеса из бронзы Бр. АЖ 9—4 и червяка из закаленной стали $\sigma_{Hр2} = 30 - 2,5V_{ск}$ кгс/мм², для чугунных колес $\sigma_{Hр2} \approx 21 - 3,5V_{ск}$ кгс/мм² ($V_{ск}$, м/с).

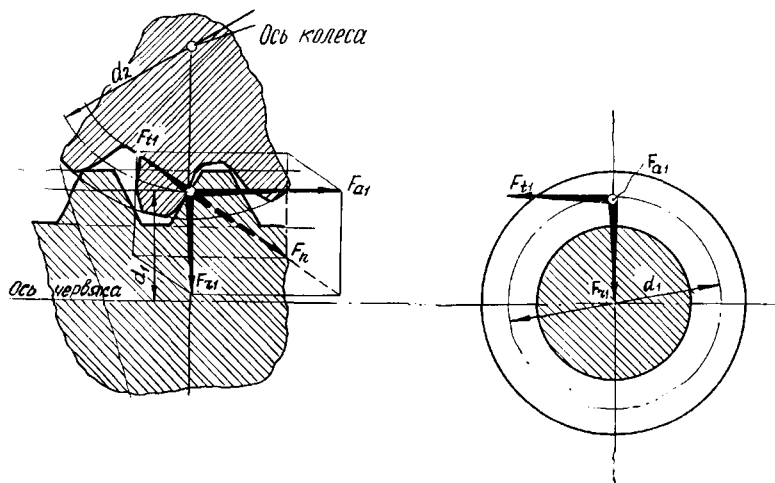
Допускаемые напряжения изгиба для бронзовых червячных колес

$$\sigma_{Fр2} = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B^1) K_{FC} K_{HL},$$

где σ_T и σ_B^1 — пределы текучести и прочности; K_{FC} — коэффициент, которым учитывается влияние двустороннего приложения нагрузки ($K_{FC} = 1$ — для зубьев, работающих одной стороной; $K_{FC} = 0,7 \div 0,8$ — для зубьев, работающих двумя сторонами); K_{FL} — коэффициент долговечности (определяется так же, как и в контактной задаче).

При этом в формулы (7.12) и (7.13) подставляется показатель степени 9, а базовое число циклов напряжений N_{F0} принимается равным 10^6 .

Допускаемое напряжение для чугунных колес $\sigma_{Fp2} = 0,12\sigma_{\text{ВИ}}K_{FC}$, $\sigma_{\text{ВИ}}$ — предел прочности при изгибе.



Р и с. 7.4. Силы в червячной передаче.

При использовании закаленных до твердости $HRC \geq 45$ шлифованных и полированных червяков допускаемые напряжения изгиба для бронзовых и чугунных колес в связи с меньшим износом зубьев рекомендуется повышать на 25%.

7.2. Силы в червячной передаче, проверка тела червяка на прочность и жесткость

Пусть сила $F_{\text{н}}$ — полное давление на виток червяка, действующее по нормали к рабочей поверхности витка (рис. 7.3). Эту силу можно разложить на три взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 7.4). Без учета сил трения эти составляющие определяются следующим образом: первая составляющая направлена параллельно оси червяка и равна окружному усилию колеса

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2},$$

вторая составляющая

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

направлена по касательной к начальной окружности червяка или параллельно оси колеса и равна окружному усилию червяка; гребня составляющая (распорная сила) направлена по радиусу червяка:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_{tw},$$

где α_{tw} — угол зацепления.

В этих соотношениях крутящий момент на колесе, кгс·м

$$T_2 = 716,20 \frac{N_1 \eta}{n_2},$$

где N_1 — мощность на червяке, л. с.; n_2 — частота вращения колеса, об/мин; η — КПД червячной передачи.

Крутящий момент на червяке, кгс·м

$$T_1 = 716,20 \frac{N_1}{n_1};$$

$$T_2 = T_1 u \eta.$$

Направление этих сил определяется по тем же правилам, что и для зубчатых передач, в зависимости от направления скорости вращения звеньев червячной передачи. Направления скоростей вращения ω_1 и ω_2 звеньев червячной передачи с правым

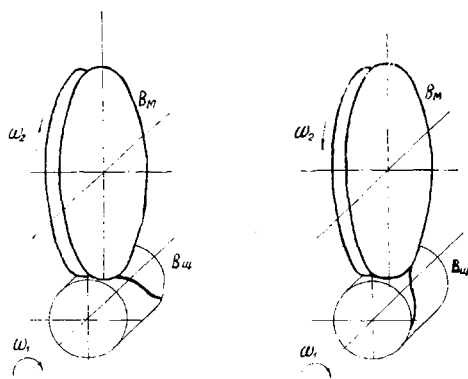


Рис. 7.5. К определению направления вращения звеньев червячной передачи.

и левым червяком определяются по схемам, изображенным на рис. 7.5. На рис. 7.6 сплошными линиями показаны силы, действующие на червяк, штриховыми — силы, действующие на колесо. При изменении направления вращения изменяются также и направления окружных сил.

Проверка тела червяка на прочность сводится либо к определению напряжений в теле червяка и сравнению этих напряжений с допускаемыми, либо к определению запасов прочности и сравнению их с допускаемыми. При проверке на жесткость определяется величина стрелы прогиба червяка, которая сравнивается с допускаемой.

Проверка тела червяка на прочность и жесткость выполняется после определения размеров элементов червячной передачи и конструктивного оформления вала червяка в соответствии с этими размерами, а также после определения величины и направления сил, действующих в червячной передаче. На рис. 7.7 показана червячная передача и силы, действующие в ней. Плоскости A и B взаимно перпендикулярны. При этом плоскость A параллельна оси колеса и проходит через ось червяка, а плоскость B перпендикулярна оси колеса и проходит через ось червяка. Если перенести силу F_{t1} на ось вращения червяка, то получится пара сил, скручивающая червяк

моментом T_1 , и сила F_{t1} , изгибающая червяк в плоскости A (рис. 7.8, a). Крутящий момент от окружного усилия F_{t1} червяка

$$T_1 = F_{t1} \frac{d_1}{2} = 716,20 \frac{N_1}{n_1}.$$

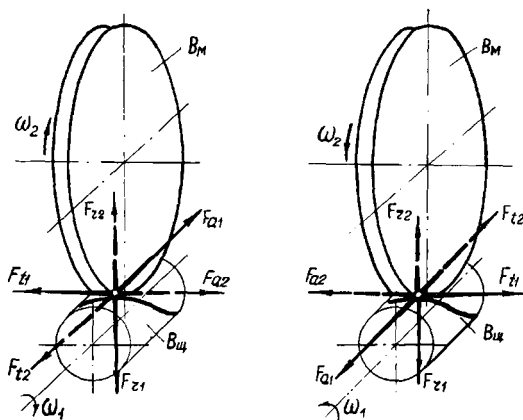


Рис. 7.6. К определению направления сил, действующих в червячной передаче.

Изгибающий момент от окружного усилия F_{t1} червяка в плоскости A (рис. 7.8, b)

$$M_{t1} = \frac{F_{t1} l}{4}.$$

Распорная сила F_{r1} изгибает червяк в плоскости B (см. рис. 7.8, b). Изгибающий момент от распорной силы

$$M_{r1} = \frac{F_{r1} l}{4}.$$

Если перенести силу F_{a1} на ось вращения червяка, то получается пара сил, изгибающая червяк в плоскости B , и сила, сжимающая или растягивающая червяк (см. рис. 7.8, z). Изгибающий момент от осевой силы червяка

$$M_{a1} = \frac{F_{a1} d_1}{2l} \frac{l}{2} = \frac{F_{a1} d_1}{4}.$$

Сила, сжимающая червяк, показана на рис. 7.8, d .

Таким образом, на червяк действуют:

1) суммарный изгибающий момент

$$M = \sqrt{(M_{a1} + M_{r1})^2 + M_{t1}^2};$$

2) крутящий момент

$$T_1 = 716,20 \frac{N_1}{n_1};$$

3) сила F_{a1} , сжимающая или растягивающая червяк.

После определения значений M , T_1 , F_{a1} в нескольких так называемых расчетных сечениях конструктивно оформленного вала червяка определяется фактический запас прочности и сравнивается с минимально допускаемым. В качестве таких расчетных сечений при-

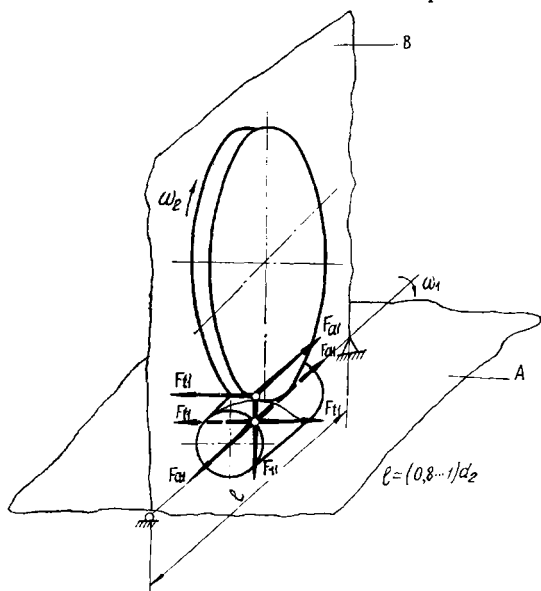


Рис. 7.7. К проверке тела червяка на прочность.

нимают обычно сечения, в которых действуют наибольшие изгибающие моменты и концентраторы напряжений (например, галтели в местах резкого изменения сечений вала червяка).

Запас прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq n;$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m},$$

где n_σ и n_τ — запасы прочности, соответствующие нормальным и касательным напряжениям; σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости материала червяка при симметричном цикле нормальных напряжений изгиба и касательных напряжений кручения ($\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B$; $\tau_{-1} \approx 0,22\sigma_B$); K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений ($K_\sigma = 2,3 - 2,5$; $K_\tau = 1,7 - 1,9$); более высокие значения принимаются для червяков из легированной или закаленной углеродистой стали); ε_σ и ε_τ — масштаб-

ные факторы для нормальных и касательных напряжений; при $d_1 = 30 \dots 200$ мм для углеродистой стали $\epsilon_\sigma = 0,88 \dots 0,61$; для легированной стали $\epsilon_\sigma = 0,77 \dots 0,52$; для любой стали $\epsilon_\tau = 0,77 \dots 0,52$; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, характеризующие соотношения пределов выносливости при симметричном и пульсирующем циклах нормальных и касательных напряжений; для углеродистой стали $\psi_\sigma \approx 0,15$ при $\sigma_B = 35 \dots 55$ кгс/мм², $\psi_\sigma \approx 0,2$ при $\sigma_B = 65 \dots 75$; для легированной стали $\psi_\sigma \approx 0,25 \dots 0,3$; для любой стали $\psi_\tau \approx 0,1$; σ_v , τ_v и σ_m , τ_m — амплитуда и среднее напряжение циклов нормальных и касательных напряжений.

Нормальные напряжения изменяются во времени по асимметричному циклу, который получается в результате наложения напряжений изгиба симметричного цикла на постоянно действующие напряжения сжатия или растяжения. Касательные напряжения изменяются по пульсирующему циклу. При этом

$$\sigma_v = \sigma_n = \frac{M}{0,1D_p^3}; \quad \sigma_m = \sigma_{сж} = \frac{4F_{a1}}{\pi D_p^2};$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \tau_{max} = \frac{1}{2} \frac{T_1}{0,2D_p^3},$$

где M , T_1 , D_p — соответственно изгибающий момент, крутящий момент и диаметр в расчетном сечении червяка. Допускаемый запас прочности $[n] = 1,5 - 1,8$.

Проверка тела червяка на жесткость сводится к определению стрелы прогиба δ по формуле:

$$\delta = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI} \leq [\delta],$$

где l — расстояние между опорами, мм; $I = 0,0491 d_1^4$, мм⁴; $E = 2,15 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $[\delta] \approx (0,005 \div 0,007) m$ — допустимая величина прогиба, мм.

7.3. Тепловой расчет червячной передачи

Тепловой расчет проводится с целью предохранения зацепления от заедания, которое может возникнуть из-за перегрева передачи.

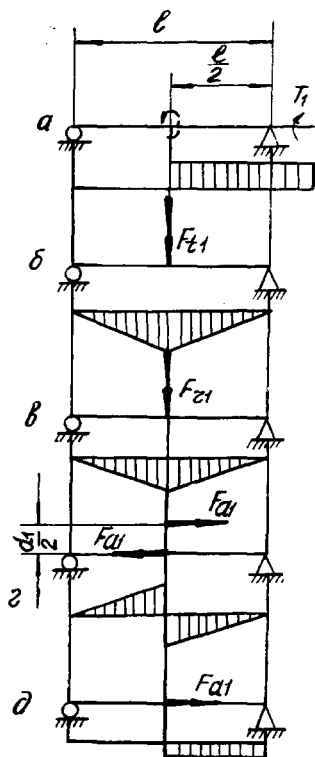


Рис. 7.8. К проверке тела червяка на прочность.

сводится к определению

Если передаваемая мощность на червяке — N_1 (в л. с.) и КПД передачи — η , то потери мощности, л. с.

$$N_1 - N_1\eta = N_1(1 - \eta). \quad (7.14)$$

Предположим, что эти потери полностью обращаются в тепло. Тогда количество тепла, которое выделяется в результате этих потерь за час работы передачи, ккал/ч

$$Q_1 = \frac{75 \cdot 3600}{427} N_1(1 - \eta) K_n = 632 N_1(1 - \eta) K_n. \quad (7.15)$$

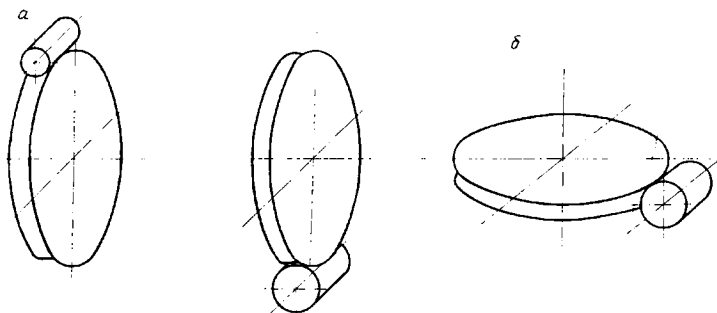


Рис. 7.9. К тепловому расчету червячной передачи.

Количество тепла, которое может передать корпус редуктора окружающей среде (ккал/ч)

$$Q_2 = kF \Delta t. \quad (7.16)$$

В формулах (7.14) — (7.16):

K_n — коэффициент относительной продолжительности работы; k — коэффициент теплоотдачи, ккал/(ч·град·м²). (При работе червячной передачи с перерывами $k_n < 1$. При этом для легкого режима $k_n = 0,15$; среднего — $0,25$; тяжелого — $0,4$; непрерывно работающих передач — 1 . Коэффициент теплоотдач $k = 7 \dots 15$. Меньшие значения k принимаются в том случае, если рассчитываемая передача работает в закрытом небольшом помещении, с плохой естественной вентиляцией, большие значения принимаются в том случае, если передача работает в помещении с хорошей естественной вентиляцией); F — поверхность корпуса редуктора, омываемая воздухом, м² (в расчет вводится вся поверхность корпуса (по наружным размерам), за исключением той ее части, корпус которой прикрепляется к раме или фундаменту);

Δt — разность температур масляной ванны и окружающей среды, °С.

При верхнем расположении червяка (рис. 7.9, а) допустимая разность температур $\Delta t_{\text{доп}} \leq 30^\circ$.

При нижнем или боковом расположении червяка (рис. 7.9, б) допустимая разность температур $\Delta t_{\text{доп}} \leq 70^\circ$.

Для устранения опасности перегрева и обеспечения работы передачи в нормальном тепловом режиме необходимо, чтобы $Q_2 \geq Q_1$, т. е.

$$kF \Delta t \geq 632 N_1 (1 - \eta) K_n,$$

откуда

$$\frac{kF \Delta t}{632 (1 - \eta) K_n} \geq N_1.$$

Выражение

$$\frac{kF \Delta t}{632 (1 - \eta) K_n} = N_T$$

принято называть термической мощностью червячной передачи, под которой понимают мощность, максимально допустимую по нагреву. Таким образом, для работы червячной передачи в нормальном тепловом режиме термическая мощность должна быть не меньше передаваемой мощности, т. е. $N_T \geq N_1$.

Если соотношение не соблюдается, для увеличения N_T нужно увеличить поверхность или применить искусственное охлаждение передачи. Увеличение поверхности F достигается путем применения охлаждающих ребер на корпусе передачи.

Искусственное охлаждение может быть воздушным, водяным или осуществляться с помощью централизованной смазочной системы. Воздушное охлаждение производится обдувом червячной передачи вентилятором, водяное — обычно при помощи специальных змеевиков, по которым циркулирует охлаждаемая жидкость. Централизованной смазочной системой предусматривается принудительная подача охлажденного и отфильтрованного жидкого масла во все смазываемые точки.

При воздушном охлаждении крыльчатка вентилятора обычно устанавливается на червяке снаружи корпуса редуктора и закрывается специальным кожухом. Расположение ребер на поверхности корпуса в зоне, обдуваемой вентилятором, должно соответствовать направлению потока воздуха. Обдуть удается лишь часть поверхности корпуса, в остальной его части происходит естественный теплообмен. Если на необдуваемой части корпуса для увеличения поверхности охлаждения требуется сделать ребра, то их располагают вертикально, чтобы обеспечить естественную циркуляцию воздуха. Фактически обдуваемой поверхностью отводится количество теплоты, кал/ч

$$Q_{01} = K_0 F_0 \Delta t,$$

где F_0 — площадь обдуваемой поверхности ребер, м²; $K_0 = 14 \sqrt{V}$ — коэффициент теплопередачи для обдуваемой поверхности, кал/(ч · м² · град); $V = \frac{n_1}{200}$ — скорость движения воздуха, создаваемая вентилятором, м/с; n_1 — частота вращения червяка в оборотах, мин.

Необходимая величина поверхности необдуваемой части корпуса

$$F_H = \frac{Q_1 - K_0 F_0 \Delta t}{K \Delta t}.$$

Необходимая производительность вентилятора, м³/ч

$$W = \frac{Q_{01}}{\gamma_B C_B (t'_B - t_B) \eta_B},$$

где $\gamma_B \approx 1,29$ кг/м³ — удельный вес сухого воздуха; $C_B \approx 0,24$ ккал/(кг·град) — теплоемкость воздуха; $\eta_B \approx 0,8$ — коэффициент использования воздуха; t'_B — температура воздуха, отходящего от корпуса;

Таблица 7.4

Сортамент красномедных труб для змеевиков (по ГОСТ 617—72)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Наружная поверхность 1 пог. м. трубы, м ²	Вес 1 пог. м. трубы, кг
13	1,5	0,041	0,49
15	1,5	0,047	0,57
18	2	0,056	0,895
22	2	0,069	1,13
26	2	0,082	1,36
30	2,5	0,094	1,94
36	3	0,13	2,8

принимается на 3 ... 6°С больше температуры окружающего воздуха; t_B — температура окружающего воздуха (при отсутствии особых указаний принимается равной 20°С).

После определения производительности W выбирают или рассчитывают вентилятор. Диаметр крыльчатки вентилятора, устанавливаемой на червяке, обычно принимают равным (0,6 ... 0,8) d_2 .

При водяном охлаждении количество тепла, которое должно быть отведено с помощью змеевика, вмонтированного в масляную ванну, ккал/ч,

$$Q_{02} = 632 (N_1 - N_2) (1 - \eta) K_{\text{п.}}$$

Расход воды для охлаждения, л/мин,

$$G_B = \frac{Q_{02}}{60 \Delta t_B},$$

где $\Delta t_B = 2 \dots 10^\circ\text{C}$ — перепад температуры воды в змеевике.

Скорость потока воды в трубе змеевика, м/с,

$$V_B = \frac{21,22 G_B}{d^2},$$

где d — внутренний диаметр трубы (в мм) выбирается по табл. 7.4.

Перепад температур масла и воды в начале змеевика при заданной температуре масляной ванны t_M

$$\Delta t_n = t_M - t_1,$$

где t_1 — температура воды на входе в змеевик, которая при отсутствии особых указаний принимается равной 20° .

Таблица 7.5

Значение $K_{зм}$ для змеевика из красномедной трубки

Окружная скорость червяка, м/с	Значения $K_{зм}$ (в ккал/м ² ·ч·град) при скорости воды (м/с)		
	0,1	0,2	0,4 и более
До 4	126	135	142
4—6	132	140	150
6—8	139	150	160
8—10	145	155	168
10—12	150	160	175

Конечный температурный перепад

$$\Delta t_k = t_M - t_2,$$

где $t_2 = t_1 + \Delta t_b$ — температура воды при выходе из змеевика.

Средний температурный перепад

$$\Delta t_{ср} = 0,5 (\Delta t_n + \Delta t_k).$$

Наружная поверхность змеевика, м²,

$$F_{зм} = \frac{Q_{02}}{K_{зм} \Delta t_{ср}},$$

где $K_{зм}$ — коэффициент теплоотдачи змеевика (см. табл. 7.5).

Длина трубы змеевика, м,

$$L = \frac{F_{зм}}{S},$$

где S — наружная поверхность одного погонного метра трубы змеевика, м² (см. табл. 7.4).

Более подробные сведения по расчету и конструированию охлаждающих систем, в том числе и с помощью централизованной смазки, приводятся в работах ЦНИИТМАШ [10], ЭНИМС [11] и других специальных источниках [12].

7.4. Порядок расчета червячной передачи

Проектный расчет закрытой червячной передачи. 1. Определяется передаточное число $u = \frac{n_1}{n_2}$ и выбираются материалы (см. гл. 6).

2. Задаются z_2 , $z_1 = \frac{z_2}{u}$, $q = \frac{d_1}{m}$ (см. гл. 6) и определяется η по формуле (6. 2).

3. Определяется межосевое расстояние a_w (зависимости 7.5; 7.7).
4. После определения a_w окончательно увязываются со стандартом a_w ; $z_2 z_1 q$ (см. табл. 6.2) и в соответствии с этими параметрами по той же табл. 6.2 выбирается модуль m .
- При увязке параметр a_w округляется до ближайшего стандартного значения. При увязке параметра z_2 допускается отклонение от заданного u с точностью $\pm 5\%$.
5. Проверяются зубья червячного колеса на выносливость по контактным напряжениям при выбранном значении a_w и других параметров (зависимости 7.4; 7.6).
6. Проверяются зубья червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба (зависимости 7.9; 7.10).
7. Проверяются зубья червячного колеса на прочность при воздействии пиковой нагрузки (если в расчетном задании оговорена возможность возникновения пиковой нагрузки и указано ее значение) по зависимостям (5.26), (5.27) (см. [2]).

8. Определяются размеры элементов червячной передачи в соответствии с определенными основными параметрами a_w , m , q , z_1 , z_2 (см. табл. 6.3), а также конструктивно оформляется червяк с учетом соответствующих норм и деталей, установленных на червяке.

9. Проверяется тело червяка на прочность и жесткость.

10. Выполняется тепловой расчет.

Если при проверке по пп. 5, 6, 7 напряжения выходят за пределы допускаемых величин, а при проверке по п. 9 оказывается, что $n < [n]$ или $\delta > [\delta]$, необходимо сделать перерасчет, приняв более прочные материалы или изменив параметры a_w , q , z_1 , z_2 .

Проектный расчет открытой червячной передачи. 1. Определяется передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1}$ и выбирается материал.

2. Задаются z_2 ; $z_1 = \frac{z_2}{u}$; q и определяются η по формуле (6.2).

3. Определяется модуль по зависимости (7.11). Он округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 9563—60 [2].

4. Определяются основные размеры элементов червячной передачи (см. табл. 6.3).

5. Проверяются зубья червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба.

6. Проверяются зубья червячного колеса на прочность при воздействии пиковой нагрузки (только по изгибу).

7. Проверяется тело червяка на прочность и жесткость.

В заключение дано приложение, в котором приводится сводная таблица основных формул, принятых для расчета цилиндрических, конических зубчатых и червячных цилиндрических передач на выносливость по контактным напряжениям, напряжениям изгиба, а также на прочность при воздействии пиковой нагрузки с учетом ГОСТ 21354—75, соответствующего требованиям, рекомендациям СЭВ и действующих стандартов на основные параметры.

Основные формулы для расчета зубчатых и червячных передач

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	
Передачи цилиндрическими колесами С прямыми зубьями	в общем случае $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1 - \nu^2)} \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}}$	$\sigma_{H1} = 22,36 Z_H Z_\varepsilon Z_M \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 7,94 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{(Z_H Z_\varepsilon Z_M)^2 T_{1H}}{\sigma_{HP1} \Psi_{bd} u}}$	$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F}}{m^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1}$ $m = \sqrt[3]{\frac{T_{1F}}{Y_\varepsilon Y_{F1} z_1 \Psi_{bd} \sigma_{FP1} \gamma}}$
	для стальных колес с $\alpha_w = 20^\circ$; $Z_H = 1,77$; $Z_\varepsilon = 1$; $Z_M = 86,6$	$\sigma_{H1} = \frac{3427,4}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 227,32 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\Psi_{bd} u \sigma_{HP1}^2}}$	

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	
Передачи цилиндрическими колесами С косыми зубьями	<p>В общем случае</p> $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2 \alpha_w}}$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}}$	$\sigma_{H1} = 22,36 Z_H Z_\varepsilon Z_M \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta (u \pm 1)^3}{b_w}} \leq \leq \sigma_{HP1}$	$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F} \cos^2 \beta}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} \leq \leq \sigma_{FP1}$
	<p>для стальных колес $\alpha_w = 20^\circ$; $Z_M = 86,6$; $Z_H = 1,77 \sqrt{\cos \beta}$; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$</p>	$\sigma_{H1} = \frac{3427,4}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta (u \pm 1)^3}{b_w \varepsilon_\alpha u}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 227,3 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta}{\sigma_{HP1}^2 \psi_{ba} \varepsilon_\alpha u}}$	$m_n = 8,6 \sqrt[3]{Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{389,9 T_{1F}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma}}$
	<p>То же, но при $\beta = 8^\circ$</p>	$\sigma_{H1} = \frac{2670,1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 192,5 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\sigma_{HP1}^2 \psi_{ba} u}}$	$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{389,9 T_{1F}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1}$ $m_n = 7,3 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{\sigma_{FP1} z_1 \psi_{ba} m_n}}$

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям		Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба
Передачи цилиндрическими колесами с шевронными зубьями	для стальных колес с $\alpha_w = 20^\circ$, $\beta \approx 25^\circ$	$\sigma_{H1} = \frac{2337,9}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1};$ $a_w = 176,1 (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_{1H}}{\sigma_{HP1}^2 \psi_{ba} u}}.$	$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{326,8 T_{1F}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1};$ $m_n = 6,89 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{\sigma_{FP1} z_1 \psi_{bm} \gamma}}.$
	в общем случае $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}};$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$ $Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi (1 - \nu^2)} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}$	$\sigma_{H1} = 26,3 Z_H Z_\varepsilon Z_M \frac{1}{R_e - 0,5 b_w} \times$ $\times \sqrt{\frac{T_{1H} (u^2 + 1)^{3/2}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}.$	$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{748,9 T_{1F}}{m_m^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1};$ $m = 9,1 \times$ $\times \sqrt[3]{Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{T_{1F}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}.$
Передачи коническими колесами с прямыми зубьями	для стальных колес с $\alpha_w = 20^\circ$; $Z_M = 86,6$; $Z_H = 1,77$; $Z_\varepsilon = 1.$	$\sigma_{H1} = \frac{4032,2}{R_e - 0,5 b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u^2 + 1)^{3/2}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1};$ $R_e = 253,3 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{(1 - 0,5 \psi_{bR})^2 \psi_{bR} u \sigma_{HP1}^2}}$	
	То же, но при $\psi_{bR} = 0,25 \dots 0,3 (0,275)$	$R_e = 429,9 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{u \sigma_{HP1}^2}}.$	

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	
Передачи коническими колесами с непрямыми зубьями	в общем случае $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2 \alpha_w}};$ $Z_e = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}};$ $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}};$	$\sigma_{H1} = 26,3 Z_H Z_e Z_M \frac{1}{R_e - 0,5 b_w} \times$ $\times \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^2 \beta_m (u^2 + 1)^{3/2}}{b_w u}}.$	$\sigma_{F1} = Y_e Y_{F1} \frac{748,9 T_{1F} \cos^2 \beta_m}{m_{nm}^2 z_1 b_w \gamma} \leq$ $\leq \sigma_{FP1};$ $m = 9,1 \times$
	для стальных колес с $\alpha_w = 20^\circ$; $Z_M = 86,6$; $Z_H = 1,77 \sqrt{\cos \beta_m}$; $Z_e = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$	$\sigma_{H1} = \frac{4032,2}{R_e - 0,5 b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta_m (u^2 + 1)^{3/2}}{b_w \varepsilon_\alpha u}} \leq$ $\leq \sigma_{HP1};$ $R_e = 253,3 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta_m}{(1 - 0,5 \psi_{bR})^2 \psi_{bR} \varepsilon_\alpha u \sigma_{HP1}^2}}$	$\times \sqrt[3]{Y_e Y_{F1} \frac{T_{1F} \cos^2 \beta_m}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}.$
	то же, но при $\beta_m = 20^\circ$.	$\sigma_{H1} = \frac{2903,8}{R_e - 0,5 b_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u^2 + 1)^{3/2}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}.$	$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{413,3 T_{1F}}{m_{nm}^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1};$
	то же, но при $\psi_{bR} = 0,275$.	$R_e = 345,4 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt{\frac{T_{1H}}{u \sigma_{HP1}^2}}.$	$m_{nm} = 7,4 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}.$

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	
Червячная цилиндрическая передача	в общем случае $Z_H = \sqrt{\frac{\sin \lambda}{\sin 2\alpha_{tw}}};$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon E_\varepsilon}}; \quad Z_M =$ $= \sqrt{\frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1}}$	$\sigma_{H1} = 134,9 Z_H Z_\varepsilon Z_M \sqrt{\frac{T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3}{a_w^3 \beta u^2}} \leq \sigma_{HP2}$ $a_w = 26,3 \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3 \sqrt{\frac{\left(\frac{Z_H Z_\varepsilon Z_M}{\sigma_{HP2}}\right)^2 T_{2H}}{\beta u^2}}$	$\sigma_{F2} = \frac{28,477 T_{2H} Y_F}{m^3 z_1 u \psi} \leq \sigma_F$ $m = 3,05 \sqrt[3]{\frac{T_{2F} Y_F}{z_1 u \psi \sigma_{FP2}}}$
	Для наиболее часто встречающихся параметров и материалов ($\beta = 50^\circ$, $\alpha_{tw} = 20^\circ$, $\lambda = 3,5 \div 30^\circ$) $Z_H = 0,66$; $Z_\varepsilon = 0,86$; $Z_m = 87,9$	$\sigma_H = 947,8 \sqrt{\frac{T_{2H} \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3}{a_w^3 u^2}} \leq \sigma_{HP2}$ $a_w = 96,47 \left(u + \frac{q}{z_1}\right)^3 \sqrt{\frac{T_{2H}}{u^2 \sigma_{HP2}^2}}$	
Все виды передач зацеплением	Расчет на прочность при воздействии пиковой (максимальной) нагрузки		
	$\sigma_{HM1} = \sigma_{H1} \sqrt{\frac{T_{1M}}{T_{1H}}} \leq \sigma_{HPM1}$	$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \frac{T_{1M}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FPM1}$	

ЛИТЕРАТУРА

1. **Часовников Л. Д.** Передачи зацепления.— М., 1969.
 2. **Эйдинов М. С., Гальчун Б. Р.** Расчет зубчатых и червячных передач. Цилиндрические зубчатые передачи.— Свердловск, 1978.
 3. **Кедринский В. Н., Писманик К. М.** Станки для нарезания конических зубчатых колес.— М., 1958.
 4. **Решетов Д. Н.** Детали машин.— М., 1974.
 5. **Иванов М. Н.** Детали машин.— М., 1977.
 6. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкция и расчет зубчатых редукторов.— Л., 1971.
 7. **Эйдинов М. С.** Расчет зубчатых и червячных передач. Москва; Свердловск, 1961.
 8. **Дмитриев В. А.** Детали машин.— Л., 1970.
 9. **Громан М. В., Шлейфер М. А.** Конические передачи с круговым зубом.— М., 1964.
 10. **Справочное руководство по зубчатым передачам и редукторам, ЦНИИТМАШ**,— М., 1947, вып. 2, кн. 3.
 11. Смазка металлорежущих станков. Под ред. В. И. Дикушина.— М., 1956.
 12. **Проектирование механических передач.** /Чернавский С. А., Ицкович Г. М., Киселев В. А. и др.— М., 1976.
 13. **Петрусевич А. И.** Контактная прочность деталей машин.— М., 1970.
 14. **Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач.** Болотовская Т. П., Болотовский И. А., Бочаров и др.— М., 1963.
 15. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкция и расчет зубчатых редукторов.— Л., 1971.
 16. **Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные.** Расчет на прочность. ГОСТ 21354—75.— М., 1976.
 17. **Передачи зубчатые конические.** Основные параметры. ГОСТ 12289—76.— М., 1978.
 18. **Передачи зубчатые.** Термины, определения, обозначения, расчет, геометрии.— М., 1971.
 19. **Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями.** Расчет геометрии. ГОСТ 19624—74.— М., 1974.
 20. **Передачи червячные цилиндрические.** ГОСТ 19672—74.— М., 1977.
 21. **Передачи червячные цилиндрические.** Основные параметры. ГОСТ 2144—76.— М., 1976.
 22. **Казанский Г. И.** Методические указания по расчету зубчатых и червячных передач. Под ред. Плотникова В. С.— Свердловск, 1976.
 23. **ЕСКД ГОСТы 2.405—65, 2.406—68.**— М., 1976.
 24. **Передачи червячные цилиндрические редукторов общего назначения.** Расчеты на прочность и заедание. Методические рекомендации.— Киев, 1977.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА ПЕРВАЯ. Общие сведения по геометрии конических зубчатых передач	7
ГЛАВА ВТОРАЯ. Основные параметры конических зубчатых передач	13
ГЛАВА ТРЕТЬЯ. Расчет конических зубчатых колес с прямыми зубьями	19
3.1. Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	21
3.2. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	21
ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ. Особенности расчета конических зубчатых колес с косыми зубьями	24
4.1. Основные расчетные зависимости	24
4.2. Порядок расчета зубчатых передач коническими колесами	26
ГЛАВА ПЯТАЯ. Силы в зубчатых передачах коническими колесами	29
ГЛАВА ШЕСТАЯ. Червячная цилиндрическая передача	33
6.1. Общие сведения о червячной передаче и ее основных параметрах	33
6.2. Материалы, применяемые в червячной передаче	64
ГЛАВА СЕДЬМАЯ. Расчет червячной цилиндрической передачи	67
7.1. Расчет зубьев червячного колеса	67
Расчет на выносливость по контактным напряжениям	67
Расчет на выносливость по напряжениям изгиба	72
7.2. Силы в червячной передаче, проверка тела червяка на прочность и жесткость	77
7.3. Тепловой расчет червячной передачи	81
7.4. Порядок расчета червячной передачи	85
ПРИЛОЖЕНИЕ	87
ЛИТЕРАТУРА	93

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
19	Рис. 3.1	$b_v = b$	$b_{wv} = b_w$
23	1-я сверху	Y_F	$Y_F = \pi Y'_F$
73	10-я сверху		где Y'_F определяется по графику ([2] рис. 5.12)
	12-я сверху		Y'_F
71	6-я снизу	cos	sin
80	10-я снизу	$> n$	$> [n]$
91	4-я сверху	E_e	ϵ_α

Заказ 75

Михаил Соломонович ЭЙДИНОВ

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Конические и червячные передачи

Учебное пособие

Научный редактор канд. техн. наук. **В. С. Плотников**

Редактор издательства *Л. П. Федотова*
Технический редактор *И. М. Олерская*
Корректоры *О. И. Сироткина, Н. Я. Бель*

Сдано в набор 4.01.79. Подписано в печать 17.10.79. НС 19215.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага тип. № 1. Лит. гарнитура. Высокая печать.
Усл.-печ. л. 6,0. Уч.-изд. л. 5,01. Тираж 5000. Заказ 75. Цена 35 коп.

Редакционно-издательский отдел УПИ им. С. М. Кирова, 620002, Свердловск,
УПИ, главный учебный корпус.

Типография изд-ва «Уральский рабочий», 620151, Свердловск, пр. Ленина, 49.

35 коп.

