

М.С. Эйдинов



Расчет

**ЗУБЧАТЫХ
И ЧЕРВЯЧНЫХ
ПЕРЕДАЧ**

Министерство высшего и среднего специального образования
РСФСР
УРАЛЬСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМ. С. М. КИРОВА

М. С. ЭДИНОВ

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА, ГЛОБОИДНЫЕ
И ЧЕРВЯЧНО-СПИРОИДНЫЕ

Учебное пособие

М. С. Эйдинов. Расчет зубчатых и червячных передач. Передачи Новикова, глобоидные и червячно-спироидные. Учебное пособие. Свердловск, изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1981, 92 с.

Изложены современные методы расчета новых видов зацеплений на прочность применительно к модифицированным глобоидным, червячно-спироидным передачам и передачам с заплоским и дозаплоским зацеплением М. Л. Новикова, 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, даны подробные указания о последовательности расчетных операций. В приводимых методах расчета передач нашли отражение ГОСТ 21354—75, соответствующий требованиям и рекомендациям СЭВ, а также действующие стандарты на основные параметры и др.

Учебное пособие является продолжением работ [3, 18], предназначено для студентов вузов и инженерно-технических работников.

Рис. 50. Табл. 16. Библ. 26 назв.

Рецензенты:

кафедра «Детали машин» Свердловского сельскохозяйственного института; зав. отд. комплексных проблем машиностроения УНЦ докт. техн. наук член-корреспондент АН СССР Г. Л. Химич.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В современном машиностроении для осуществления вращения между валами со скрещивающимися осями наряду с другими видами передач применяются модифицированные глобоидные (рис. 1) и червячно-спироидные передачи (рис. 2), которые прошли сложный путь своего развития, и хотя известен ряд разновидностей таких передач, описанных в технической и патентной литературе, промышленное значение в настоящее время имеют лишь немногие из них, рассматриваемые в настоящей работе.

Вследствие благоприятных условий смазки зацепления эти передачи отличаются высокой нагрузочной способностью и большим коэффициентом полезного действия. В 1968 г. был введен стандарт на основные параметры глобоидной модифицированной передачи (ГОСТ 9369—66), а в 1973 г.— стандарт на расчет геометрии (ГОСТ 17696—72).

Идеи примитивной глобоидной передачи были показаны еще в работах Леонардо да Винчи (1452—1519 гг.).

Практически выполненные глобоидные передачи в курсе машиностроения были описаны во второй половине XIX века. Уже в 1902 г. инженерами судостроителями Петербурга были изготовлены глобоидные передачи, которые были установлены в механизмах судов, участвовавших в дальнейшем в русско-японской войне. Резкий сдвиг в освоении глобоидных передач был связан с разработками С. И. Кона, получившего ряд патентов, которые были использованы фирмой Мичиган Тул.

Значительного усовершенствования современные глобоидные передачи достигли у нас в стране благодаря работам Я. И. Дикера, Л. И. Сагина, П. С. Зака, научно-исследовательской группы Московского авиационного института им. С. Орджоникидзе, Всесоюзного научно-исследовательского и проектно-технологического института угольного машиностроения (ВНИИПТуглемаш), Центрального научно-исследовательского института технологии машиностроения и др.

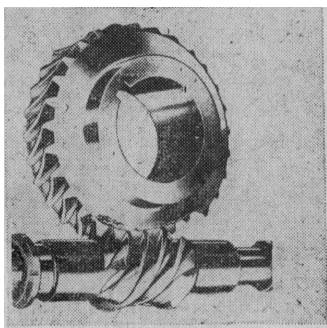


Рис. 1. Модифицированная глобоидная передача.

Червячно-спироидные передачи представляют собой новый прогрессивный вид передач с перекрещивающимися осями. Значительное развитие эти передачи получили у нас в стране благодаря работам, проводимым группой исследователей Ижевского механического института, Б. Д. Зотова, Н. С. Голубкова, И. М. Троицкого, А. К. Георгиева, В. И. Гольдфарба и др.

В зависимости от вида кривых, образующих профили зубьев, различают зубчатые передачи колесами с эвольвентным и не-

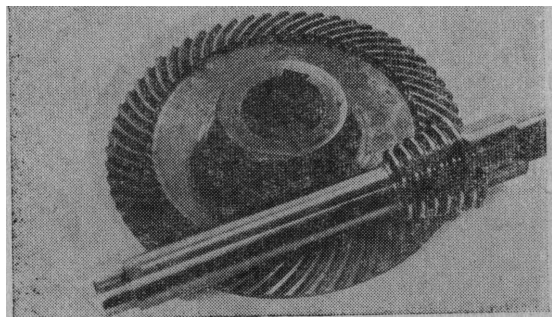


Рис. 2. Червячно-спироидная передача.

эвольвентным профилями. Получившая в настоящее время большое распространение эвольвентная система зацепления в зубчатых передачах была предложена в 1754 г. в России акад. Леонардом Эйлером. Широкое распространение этой системы объясняется существенными преимуществами ее по сравнению с другими системами зацепления. Основные из этих преимуществ: высокая изгибная прочность зубьев; простота и удобство изготовления; возможность зацепления каждого колеса с любым колесом того же модуля; небольшая чувствительность передачи к изменениям межосевого расстояния.

Однако многолетняя эксплуатация зубчатых передач с эвольвентным зацеплением вскрыла и существенные их недостатки. К ним относятся: сравнительно невысокая контактная прочность зубьев; необходимость повышенной жесткости элементов передач (колес, валов, опорных частей и др.); сравнительно большие потери от трения в зацеплении.

Следствием таких недостатков является то, что эти передачи в ряде случаев не удовлетворяют современным требованиям, предъявляемым к ним. Поэтому наряду с дальнейшим совершенствованием зубчатых передач с эвольвентным зацеплением ведутся поиски новых систем зацепления, которые при сохранении основных преимуществ эвольвентного зацепления дали бы возможность дальнейшего увеличения нагрузочной способности зубьев.

В 1954 г. в СССР М. Л. Новиковым была создана новая теория зацепления, предназначенного для передачи большой мощности. На базе этой теории им предложена новая высокоэффективная точечная система зацепления и разработан конкретный, весьма перспективный вид передач с круговыми или близкими к дугам окружности профилями. Эти профили позволяют значительно повысить нагрузочную способность передач, снизить потери в зацеплении и существенно уменьшить влияние деформаций элементов передач на равномерность распределения нагрузки по зубу.

В 1955 г. М. Л. Новиков изготовил первые образцы цилиндрических (рис. 3) и конических (рис. 4) зубчатых колес заплосного зацепления с круговым профилем. Дальнейшая реализация идей М. Л. Новикова привела в 1960 г. к разработке геометрии зубчатых передач с дозаполосным зацеплением (рис. 5). Экспериментальная проверка показала, что передачи с дозаполосным зацеплением обладают более высокой несущей способностью по сравнению с передачами с заплосным зацеплением.

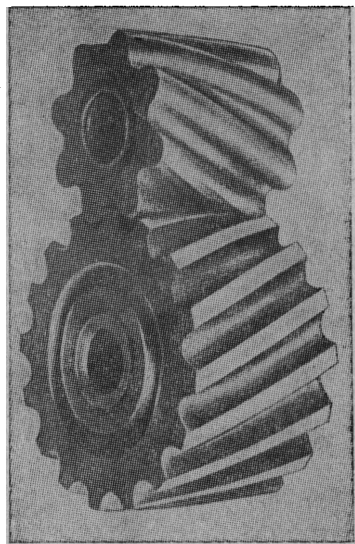


Рис. 3. Цилиндрические зубчатые колеса с заплосным зацеплением.

В результате широкого развития исследований передач М. Л. Новикова в 1963 г. был создан нормальный исходный контур с заплосным зацеплением (нормаль машиностроения МН 4229—63), а после 1970 г. были введены стандарты на модули (ГОСТ 14186—69) и исходный контур для дозаполосного зацепления (ГОСТ 15023—76).

В настоящее время в нашей стране и в некоторых зарубежных странах передачи с зацеплением Новикова находят все возрастающее применение. Уже сейчас более 70 % всех редукторов, выпускаемых в нашей стране специализированными редукторными заводами, изготавливаются с зацеплением Новикова. Это зацепление находит широкое распространение в тяжелом, транспортном и горном машиностроении. Его внедрение в нашей стране имеет большое общегосударственное значение. Современные методы расчета рассматриваемых передач базируются на экспериментальных и теоретических работах ряда научно-исследовательских институтов и вузов страны, среди которых: институт машиноведения АН СССР, ЦНИИТМАШ, ВНИИНМАШ, ВВИА им. Н. Е. Жуковского, ЛКВВИА им. А. Ф. Можайского, МВТУ

им. Баумана, Одесский политехнический, Ленинградский механический, Уральский политехнический, Ижевский механический и др. Большие работы в этой области ведутся и на таких крупнейших машиностроительных заводах, как: Новокраматорский, Уралмаш, Ижевский, Кировский в Ленинграде, других заводах и зарубежных фирмах.

В работе ставится задача в удобной форме для практического применения и изучения в курсе «Детали машин» пред-

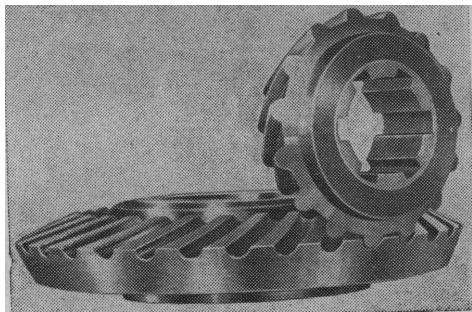


Рис. 4. Конические зубчатые колеса с заплоским зацеплением.

ставить методы расчета современных модифицированных глобидных, червячно-спиройдных, заплоских и дозаплоских передач с зацеплением М. Л. Новикова, показать теоретические основы получения расчетных зависимостей.

Основные теоретические положения, касающиеся геометрического расчета этих передач, излагаются в курсе теории механизмов и машин, поэтому в настоящем учебном пособии приводятся лишь краткие сведения, необходимые для определения размеров, выбора рациональных параметров передач и понимания сущности явлений, связанных с расчетом их на прочность. Принятая терминология и обозначения соответствуют действующим стандартам на основные параметры, геометрические и прочностные расчеты, в частности, ГОСТ 21354 — 75 и требованиям СЭВ.

В книге обобщен многолетний опыт работы над методами расчета зубчатых и червячных передач в Уральском политехническом институте им. С. М. Кирова, Ижевском механическом институте, а также других институтах и на машиностроительных заводах Урала. Данная работа 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 схематическом виде. В случае необходимости более глу-

боко разобраны в них читателю рекомендуется специальная литература.

В учебном пособии, состоящем из трех частей, рассматриваются последовательно: расчет плоских зацеплений (Цилиндрические зубчатые передачи, I часть); пространственных зацеплений (Конические и червячные передачи, II часть); новых видов зацеплений (Передачи Новикова, глобоидные и червячно-спироидные, III часть).

В этой книге излагается III часть, которая посвящена вопросам расчета модифицированных глобоидных, червячно-спироидных передач, а также передач с заплоским и дозаплоским зацеплением М. Л. Новикова. В главе по червячно-спироидным передачам получила отражение работа Б. Д. Зотова и Н. С. Голубкова, изложенная в [11].

Перевод основных расчетных зависимостей, показанных в приложении III, из технической системы единиц в систему СИ выполнен Г. И. Казанским.

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

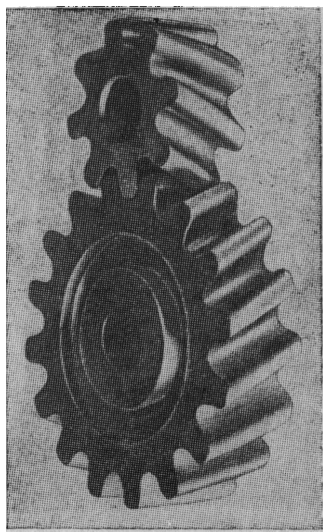


Рис. 5. Цилиндрические зубчатые колеса с дозаплоским зацеплением.

Глава первая

МОДИФИЦИРОВАННАЯ ГЛОБОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА

1.1. Общие положения

Глобоидная передача представляет собой усовершенствованную червячную передачу. В отличие от червячной цилиндрической передачи, у которой червяк имеет цилиндрическую форму, в глобоидной передаче червяк имеет форму тора, чем достигается улучшение режима смазки зацепления, создаются условия для возникновения жидкостного или полужидкостного режимов трения. Отсюда возникают основные достоинства глобоидной передачи по сравнению с червячной цилиндрической, которые состоят в том, что она обладает большей нагрузочной способностью, имеет более высокий КПД и более надежна в эксплуатации.

Значение нагрузочной способности и КПД зависят от ряда параметров передачи. Нагрузочная способность по сравнению с червячной цилиндрической передачей выше в 1,5...4 раза, а КПД при $u \cong 40 \dots 80$ и $u \cong 20 \dots 40$ соответственно 0,8 и 0,9. В остальных случаях — 0,98. Более точные значения КПД приводятся, например, в [1].

К недостаткам глобоидной передачи следует отнести: необходимость в специальном оборудовании (или оснастке) при изготовлении; необходимость в повышенной точности изготовления; наличие весьма больших осевых усилий на червяке, вызывающих необходимость применения сложных конструкций опорных узлов.

В главном сечении $I-I$ (рис. 1.1 и 1.2) глобоидной передачи червяк и колесо имеют форму круговых прямобоочных реек. Прямые, являющиеся продолжением боковых сторон профилей этих реек, касаются окружности диаметра D_p , которая называется профильной окружностью. Обод колеса очерчен радиусом R_{a2} из центра, который несколько смещен относительно оси вращения червяка. Окружность диаметра d_2 в главном сечении $I-I$, по которой номинальная толщина зубьев равна ширине впадин, называется расчетной окружностью колеса. При вращении вокруг оси червяка дуга расчетной окружности колеса опишет тор, который называется расчетным глобoidом червяка. Окружность диаметра d_1 в среднем сечении $II-II$ расчетного глобоида называется расчетной окружностью червяка. Характер контакта зубьев колеса и витков червяка линейчатый. В результате при-

работки и деформаций, так же как и в червячной передаче с цилиндрическим червяком, контактные линии превращаются в поверхность.

Как видно из рис. 1.1, б, контактных линий две. Одна контактная линия aa сохраняет свое неизменное положение и нахо-

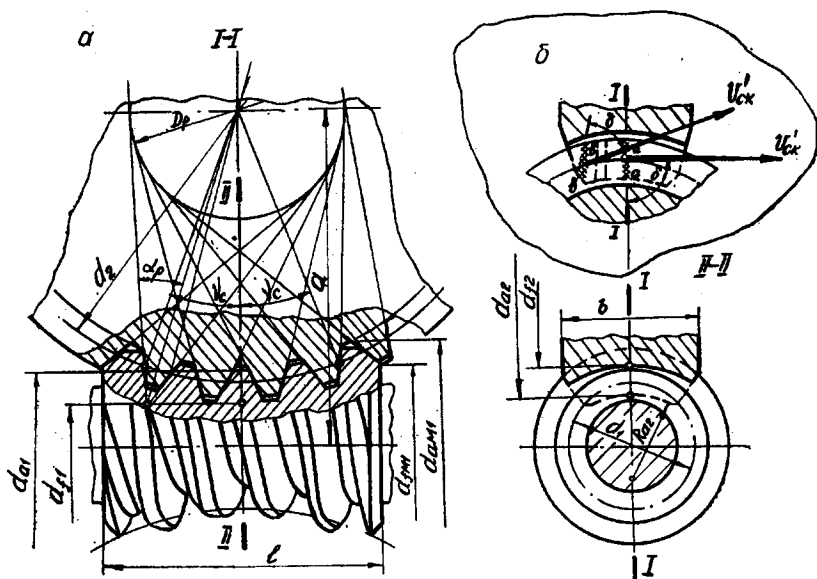


Рис. 1.1. К конструктивным особенностям модифицированной передачи:
 а — глобoidное зацепление; б — положение контактных линий.

дится в главном сечении глобoidной передачи $I-I$, а другая bb — в процессе работы перемещается из одного положения в другое. В червячной цилиндрической передаче, как уже отмечалось, проекция вектора скорости скольжения $V'_{ск}$ либо совпадает с касательной к контактным линиям, либо составляет с ними малый угол δ . В глобoidной передаче этот угол значительно больше ($\delta \cong 90^\circ$). Вследствие этого в глобoidном зацеплении создаются благоприятные условия для возникновения жидкостного или полужидкостного режимов трения. Созданию таких условий способствует также особая форма, которую придают витку червяка модифицированной глобoidной передачи (см. рис. 1.3). В отличие от классической глобoidной передачи, у которой толщина витков червяка в различных поперечных сечениях одинакова (см. линии K на рис. 1.3, б), в модифицированной передаче она изменяется по параболическому закону (см. линии M на рис. 1.3, б), который определяется кривой модификации (рис. 1.3, а).

В соответствии с ГОСТ 9369—66 эта кривая представляет собой квадратичную параболу:

$$\Delta\psi = \Delta \left(0,3 + 0,7 \frac{\psi}{v_c} \right)^2, \quad (1.1)$$

где $\Delta = (0,0003 + 0,000034u) a$ — наибольшая глубина модификации; v_c — половина угла расчетного обхвата; ψ — текущая угловая координата образующей червяка ($-v_c \leq \psi \leq v_c$).

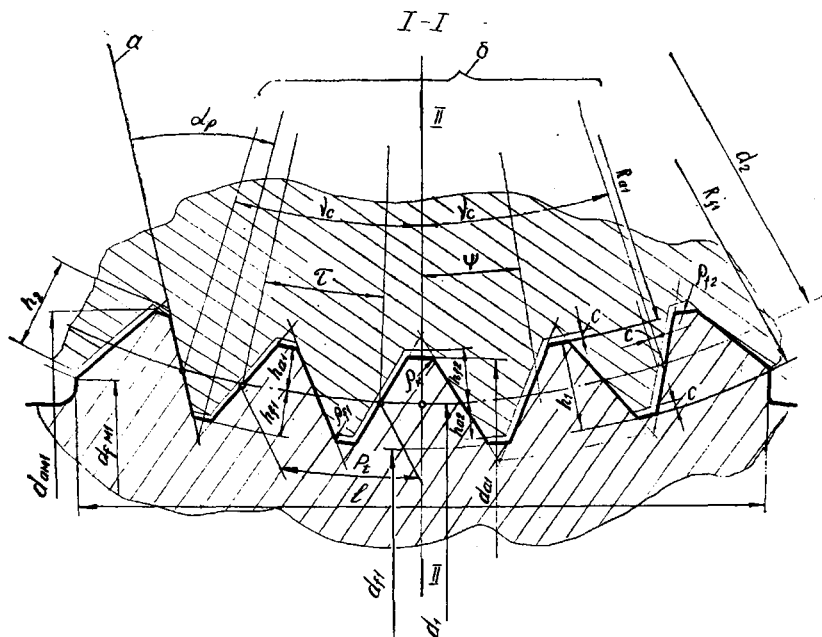


Рис. 1.2. Глобoidное зацепление

a — касательная к профильной окружности; b — линии, пересекающиеся на оси вращения колеса; α_p — профильный угол; r_t — дуговой шаг.

Такая форма витка получается при изготовлении червяка с помощью специального корректирующего устройства [1, 2]. В результате между зубьями колеса и витками червяка образуются зазоры переменного сечения и обеспечиваются хорошие условия для заклинивания смазки.

Современная модифицированная глобoidная передача прошла сложный путь своего развития. До модифицированных применялись, так называемые, классические глобoidные передачи с одинаковыми поперечными сечениями витка червяка, которые после изготовления длительное время не обеспечивали высокой нагрузочной способности и КПД, вытекающих из теории этих передач.

Изучение вопроса показало, что в результате длительной эксплуатации из-за износа глобoidных пар между зубьями колеса

и витками червяка возникают клинообразные зазоры, а технико-экономические и эксплуатационные показатели передач постепенно улучшаются. Тогда и разработали технологию изготовления

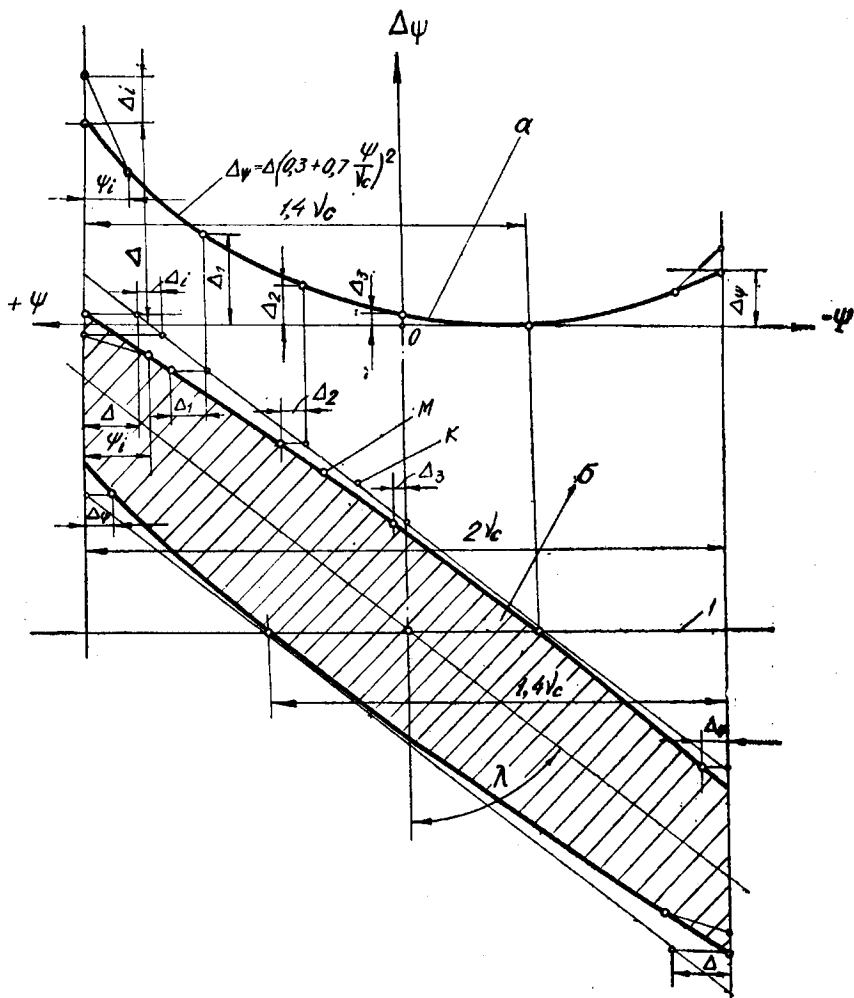


Рис. 1.3. К конструктивным особенностям модифицированной глобоидной передачи:

а — кривая модификации; б — схема развертки витка; л — ось червяка.

глобоидных пар, в которых такие зазоры появляются преднамеренно, уже при изготовлении. Так появилась идея создания модифицированной глобоидной передачи, обеспечивающей высокие показатели уже в первые часы эксплуатации после ее изготовления.

Значения межосевых расстояний a , мм

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

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Таблица 1.2

Значения номинальных передаточных чисел u

1-й ряд	—	—	12,5	—	16	—	20	—	25	—	31,5	—	40	—	50	—	63	—	80	—
2-й ряд	10	11,2	—	14	—	18	—	22,4	—	28	—	35,5	—	45	—	56	—	71	—	90

Примечания:

1. Для межосевых расстояний $a=40 \dots 630$ мм стандартом не предусматриваются передаточные числа $u=80$ и 90 ; для $a=710 \dots 1600$ мм не предусматриваются $u=10$ и $11,2$.
2. Передаточные числа 2-го ряда по возможности не применять.
3. Фактические значения передаточных чисел u_f не должны отличаться от номинальных более чем на 4 %.

Для смягчения удара при входе витков в зацепление предусматривают фланкирование концов витка червяка обычно на входной его части. Оно задается двумя параметрами: величиной фланка на концах витка Δ_i , которая равна $0,6\Delta$, и длиной фланка $\psi_i = 9z_r$ град. (см. рис. 1.3).

1.2. Основные параметры и геометрия

Основные параметры глобоидных передач стандартизованы по ГОСТ 9369—66, который вошел в силу с 1.01.68 г. Стандарт

Таблица 1.3

Значения диаметров вершин зубьев колес d_{a2} и ширины колес b

a	d_{a2}	b	d_{a2}	b
	1-й ряд		2-й ряд	
40	62	15	54	22
50	80	17	72	24
63	103	19	95	26
80	133	21	124	30
100	170	24	160	34
125	215	28	205	38
140	242	31	230	42
160	278	34	265	45
180	312	38	300	50
200	348	42	335	55
225	392	47	378	60
250	435	55	420	68
280	490	60	470	75
315	550	65	530	85
355	620	75	595	95
400	700	85	670	110
450	790	95	760	120
500	880	105	840	140
560	980	120	940	150
630	1100	135	1060	170
710	1240	150	1200	190
800	1400	170	1360	210
900	1580	190	1520	240
1000	1750	210	1690	260
1120	1970	230	1910	280
1250	2210	250	2150	300
1400	2480	280	2400	340
1600	2850	300	2770	380

Примечания. 1. 1-й ряд значений d_{a2} и b следует предпочитать 2-му.

2. Для a 630 мм величины d_{a2} и b являются рекомендуемыми.

распространяется на все ортогональные глобоидные передачи, за исключением передач специального назначения, специальной конструкции, например, кинематических и др.

В качестве основных параметров стандартизованы межосевые расстояния a , диаметры вершин зубьев d_{a2} и ширины b червячных колес, а также передаточные числа u и числа зубьев z_2 . Это позволяет сократить номенклатуру наиболее трудоемких деталей и инструмента: корпусов, заготовок колес и глобоидных фрез.

Таблица 1.4

Рекомендуемые сочетания параметров

u	a , мм	
	40 ... 630	710 ... 1600
	$z_2:z_1$	$z_2:z_1$
10	40:4	—
11,2	35:3	—
12,5	37:3	49:4
14	42:3	55:4
16	48:3	49:3
18	35:2	55:3
20	40:2	61:3
22,4	45:2	67:3
25	50:2	49:2
28	56:2	55:2
31,5	63:2	61:2
35,5	35:1	71:2
40	40:1	79:2
45	45:1	91:2
50	50:1	49:1
56	56:1	55:1
63	63:1	61:1
71	71:1	71:1
80	—	79:1
90	—	91:1

При проектировании глобоидных передач допускается применение нестандартных модулей, так как стандартизация модуля все равно не приводит к сокращению комплекта инструмента в связи с тем, что одной глобоидной фрезой нельзя нарезать колеса с разным числом зубьев.

Ниже приводятся стандартные значения межосевых расстояний a (табл. 1.1), номинальных значений передаточных чисел u (табл. 1.2), диаметров вершин зубьев d_{a2} и ширины колес b (табл. 1.3).

В приложении к стандарту приводятся также рекомендуемые сочетания некоторых параметров значений ряда фактических передаточных чисел u , выраженных через отношение чисел зубьев колеса z_2 и чисел захо-

дов червяка z_1 (табл. 1.4); рабочей высоты h и высоты головки зубьев колеса h_{a2} в зависимости от межосевых расстояний a (табл. 1.5); числа зубьев колеса в обхвате червяком z_T в зависимости от числа зубьев колеса z_2 (табл. 1.6).

Геометрические соотношения между элементами глобоидного зацепления стандартизованы по ГОСТ 17696—72, который вошел в силу с 1.07.73 г. Основное содержание этого стандарта сведено в таблицы 1.7 и 1.8. В этих таблицах показаны соотношения между элементами, их обозначения, расчетные формулы, необходимые указания и последовательность операций геометрического расчета.

Материалом для изготовления глобоидных червяков служат, обычно, углеродистые или легированные стали, а для изготовления червячных колес — бронза.

При выборе материала можно пользоваться соответствующими рекомендациями для червячных пар с цилиндрическими червяками [3, гл. VI, табл. 6.5].

Рекомендуемые сочетания параметров, мм:

a	z _a																	
	35 ... 37		40 ... 42		45		49; 50		55; 56		61 ... 63		67 ... 71		79		91	
	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}
40	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	2,2	1	2	0,8	1,8	0,8	1,6	0,6	—	—	—	—
50	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	2,2	1	2	0,8	—	—	—	—
63	5	2	4,5	2	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	—	—	—	—
80	5	2,5	5,5	2,5	5	2	4,5	2	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	—	—	—	—
100	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,5	5	2	4,5	2	4	1,6	—	—	—	—
125	10	4	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,2	5	2	—	—	—	—
140	11	4,5	10	4	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,2	—	—	—	—
160	12	5	11	4,5	10	4	9	3,5	8	3	7	2,8	6	2,5	—	—	—	—
180	14	5,5	12	5	11	4,5	10	4	9	3,2	8	3	7	2,8	—	—	—	—
200	16	6	14	5,5	12	5	11	4,5	10	3,5	9	3,2	8	3	—	—	—	—
225	18	6,5	16	6	14	5,5	12	5	11	4	10	3,5	9	3,2	—	—	—	—
250	20	7	18	6,5	16	6	14	5,5	12	4,5	11	4	10	3,5	—	—	—	—
280	22	8	20	7	18	6,5	16	6	14	5	12	4,5	11	4	—	—	—	—
315	25	9	22	8	20	7	18	6,5	16	5,5	14	5	12	4,5	—	—	—	—
355	28	10	25	9	22	8	20	7	18	6	16	5,5	14	5	—	—	—	—
400	32	11	28	10	25	9	22	8	20	6,5	18	6	16	5,5	—	—	—	—
450	36	12	32	11	28	10	25	9	22	7	20	6,5	18	6	—	—	—	—
500	40	13	36	12	32	11	28	10	25	8	22	7	20	6,5	—	—	—	—
560	45	14	40	13	36	12	32	11	28	9	25	8	22	7	—	—	—	—
630	50	15	45	14	40	13	36	12	32	10	28	9	25	8	—	—	—	—
710	—	—	—	—	—	—	40	13	36	11	32	10	28	9	25	7	22	6,5
800	—	—	—	—	—	—	45	14	40	12	36	11	32	10	28	8	25	7
900	—	—	—	—	—	—	50	15	45	14	40	12	36	11	32	9	28	8
1000	—	—	—	—	—	—	55	16	50	15	45	13	40	12	36	10	32	9
1120	—	—	—	—	—	—	60	17	55	16	50	14	45	13	40	11	36	10
1250	—	—	—	—	—	—	70	19	60	17	55	15	50	14	45	12	40	11
1400	—	—	—	—	—	—	80	21	70	19	60	16	55	15	50	13	45	12
1600	—	—	—	—	—	—	90	24	80	21	70	17	60	16	55	14	50	13

1.3. Расчет модифицированной глобоидной передачи

Аналитических методов расчета модифицированных глобоидных передач на прочность пока не существует. Основные размеры их определяются по эмпирическим зависимостям, которые получены в результате экспериментальных исследований [1, 4, 5, 6, 7].

Таблица 1.6

Рекомендуемые сочетания параметров

z_2	z_T
35 ... 42	4
45 ... 50	5
55 ... 67	6
71 ... 79	7
91	8

Определение межосевого расстояния

Зависимость для определения межосевого расстояния имеет вид:

$$a = 26,14 \sqrt[3]{\frac{T_2}{K_a K_u K_v K_m K_s K_T K_p}}, \quad (1.3)$$

где a — межосевое расстояние в мм; T_2 — наибольший крутящий момент на колесе, в кгс·м.

Если закономерность изменения момента не известна, принимают

$$T_2 = 716,2 \frac{N_2}{n_2}, \quad \text{кгс м,}$$

где N_2 — номинальная мощность на колесе, л. с.; n_2 — частота вращения колеса, об/мин.

Знаменатель (1.3) представляет собой произведение корректирующих коэффициентов. K_a — масштабный коэффициент, который определяется по графику рис. 1.4. Для определения этого и других коэффициентов зависимости (1.3) межосевое расстояние определяют по приближенной зависимости

$$a \approx 26,14 \sqrt[3]{T_2}, \quad (1.4)$$

где K_u — коэффициент передаточного числа (рис. 1.5); K_v — коэффициент скорости (рис. 1.6); K_m — коэффициент материала венца колеса.

Для оловянистых бронз $K_m = 1$; для безоловянистых бронз $K_m = 0,8$; для чугунов $K_m = 0,3$; K_s — коэффициент геометрии зацепления. При $u \geq 25$ $K_s = 1,2$, а при $u = 10 \dots 25$ $K_s = 1,15$; при $u < 10$ $K_s = 1,1$. K_T — коэффициент точности изготовления. Для передач повышенной точности, 6-я степень (по ГОСТ 16502—70) $K_T = 1$; для передач нормальной точности, 7-я степень $K_T = 0,8$. K_p — коэффициент режима работы. При непрерывной работе со спокойной нагрузкой $K_p = 1$; при непрерывной работе с толчками

Соотношения между элементами глобоидного зацепления

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания	
Число заходов червяка	z_1	$z_1 = \frac{z_2}{u}$ Рекомендуются минимальные числа зубьев колеса: $z_{2\min} = 35$ при $a < 630$ мм $z_{2\min} = 49$ при $a > 630$ мм	Для передач со стандартизованными основными параметрами значения следует выбирать по табл. 1.4
Число зубьев колеса	z_2	Предпочтительными являются значения z_2 , кратные числу заходов червяка z_1	
Коэффициент диаметра червяка	q	q следует выбирать в зависимости от числа зубьев колеса z_2	Св. 60 9 ... 13
Диаметр расчетной окружности червяка	d_1	$d_1 = 2aq / (q + z_2)$ Для передач со стандартизованными основными параметрами $d_1 = 2a - d_2$	
	d_2	$d_2 = 2a - d_1$ Для передач со стандартизованными основными параметрами $d_2 = d_{a2} - 2h_{a2}$ где d_{a2} и h_{a2} — по табл. 1.3 и 1.6	
Ширина венца колеса	b	$b = (0,6 \dots 0,8) d_1$ (округляется до значений по табл. 1.3) Для передач со стандартизованными основными параметрами значения следует выбирать по табл. 1.3	

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
Модуль	m	$m = \frac{d_g}{z_g}$
Расчетный обхват	k_c	$k_c = z_g / 10$ (округляется до ближайшего из членов ряда: 3,5; 4,5; 5,5)
Теоретический обхват	k_T	$k_T = (1,1 \dots 1,2) k_c$
Число зубьев колеса в обхвате	z_T	По табл. 1.5 (определяется только для передач со стандартизованными основными параметрами)
Половина угла теоретического обхвата	ν_T	$\nu_T = \frac{180^\circ}{z_g} k_T$ (уточняется после округления величины D_p). Для передач со стандартизованными основными параметрами $\sin \nu_T = \frac{D_p}{d_g}$
Половина угла расчетного обхвата	ν_c	$\nu_c = \frac{180^\circ}{z_g} k_c$ Для передач со стандартизованными основными параметрами $\nu_c = 180^\circ \frac{z_T - 0,5}{z_g}$

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
Диаметр профильной окружности	D_p	$D_p = d_2 \sin \nu_T$ (округляется до ближайшего целого числа). Для передач со стандартизованными основными параметрами $D_p = a/1,6$ с округлением до величины 25; 31,5; 40 и далее по ряду межосевых расстояний
Рабочая высота зуба колеса	h	$h = (1,4 \dots 1,7) m$ Для передач со стандартизованными основными параметрами значения следует выбирать по табл. 1.6
Высота головки витка червяка	h_{a1}	$h_{a1} = h - h_{a2}$
зуба колеса	h_{a2}	$h_{a2} = (0,3 \dots 0,45) h$ Для передач со стандартизованными основными параметрами значения следует выбирать по табл. 1.6
Радиальный зазор	c	$c = (0,15 \dots 0,25) m$ Для передач со стандартизованными основными параметрами $c_{\min} = 0,1h$
Радиус переходной кривой витка червяка	ρ_{f1}	$\rho_{f1} = c$
зуба колеса	ρ_{f2}	$\rho_{f2} = c$
Радиус притупления	ρ_k	$\rho_k = c$
Радиус впадин червяка (в средней плоскости колеса)	R_{f1}	$R_{f1} = 0,5d_2 + h_{a2} + c$ Для передач со стандартизованными основными параметрами $R_{f1} = 0,5d_{a2} + c$, где d_{a2} — по табл. 1.3

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
Диаметр вершин витков червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
зубьев колеса	d_{a2}	$d_{a2} = 2(R_{f1} - c)$ Для передач со стандартизованными основными параметрами значения следует выбирать по табл. 1.3
Радиус вершин витков червяка (в средней плоскости колеса)	R_{a1}	$R_{a1} = a - 0,5d_{a1}$
Диаметр впадин червяка	d_{f1}	$d_{f1} = 2(a - R_{f1})$
колеса	d_{f2}	$d_{f2} = 2(R_{a1} - c)$
Длина нарезанной части червяка	l	$l = d_2 \sin \nu_c$
Наибольший диаметр впадин червяка	d_{fM1}	$d_{fM1} = 2 \left[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0,5l)^2} \right]$

Таблица 1.7 (продолжение)

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
Угол фаски червяка	Φ_1	$\Phi_1 = 20 \dots 45^\circ$
	Φ_2	$\Phi_2 = 30 \dots 45^\circ$
Радиус вершин зубьев колеса (в средней плоскости червяка)	R_{a2}	$R_{a2} \geq 0,53d_{fM1}$
Глубина модификации	Δ	$\Delta = (0,0003 + 0,000034u) a$
Кривая модификации	Δ_ψ	$\Delta_\psi = \Delta \left(0,3 + 0,7 \frac{\psi}{\psi_c} \right)^2$ <p>где ψ — текущая угловая координата</p>
Величина фланка	Δ_i	$\Delta_i = 0,6\Delta$
Длина фланка	ψ_i	$\psi_i = 9z_T$ град.

$K_p = 0,85$; при непрерывной работе с ударной нагрузкой $K_p = 0,75$; при периодической работе с паузами и спокойной нагрузкой $K_p = 1,4$.

Проверка зубьев колеса на прочность

Исследования показывают, что при кратковременных перегрузках, вследствие повышенного осевого смещения червяка из-за

Таблица 1.8

Размеры для контроля глобоидного зацепления

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
Угловой шаг	τ	$\tau = \frac{360^\circ}{z_2}$
Угол подъема витка червяка	λ	$\operatorname{tg} \lambda = \frac{d_2}{ud_1}$
Толщина по хорде витка червяка	\bar{s}_1	$s_1 = d_2 \sin \frac{\tau}{4} \cos \lambda$
зуба колеса	\bar{s}_2	$\bar{s}_2 = \bar{s}_1$
Высота до хорды витка червяка	\bar{h}_{a1}	$\bar{h}_{a1} = h_{a1} - d_2 \sin^2 \frac{\tau}{8}$
зуба колеса	\bar{h}_{a2}	$\bar{h}_{a2} = h_{a2} + d_2 \sin^2 \frac{\tau}{8}$

дополнительной деформации подшипников (рис. 1.7, а), нагрузка между зубьями, находящимися в зацеплении, распределяется неравномерно. В связи с этим, при расчете на прочность учитывается только половина от числа зубьев колеса в обхвате червяком, $0,5z_p$.

Кроме этого, деформация зубьев (витки червяка практически не деформируются) вызывает неравномерность распределения давлений по высоте зуба, а равнодействующая этих давлений смещается к основанию зуба (рис. 1.7, б).

Поэтому напряжения изгиба в зубьях невелики и они рассчитываются на срез. Сила, срезающая один зуб (без учета сил

трения), представляет собой равнодействующую окружной F_t и осевой сил F_a (рис. 1.8) и определяется зависимостью

$$F_{cp} = \frac{\sqrt{F_t^2 + F_a^2}}{0,5z_T}, \quad (1.5)$$

где

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (1.6)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \lambda. \quad (1.7)$$

Площадь среза

$$A_{cp} = \frac{0,5\pi m \cos \lambda + 2h_{f2} \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{D_p}{d_2} - \frac{180^\circ}{z_2} \right)}{\cos \lambda} \cdot b. \quad (1.8)$$



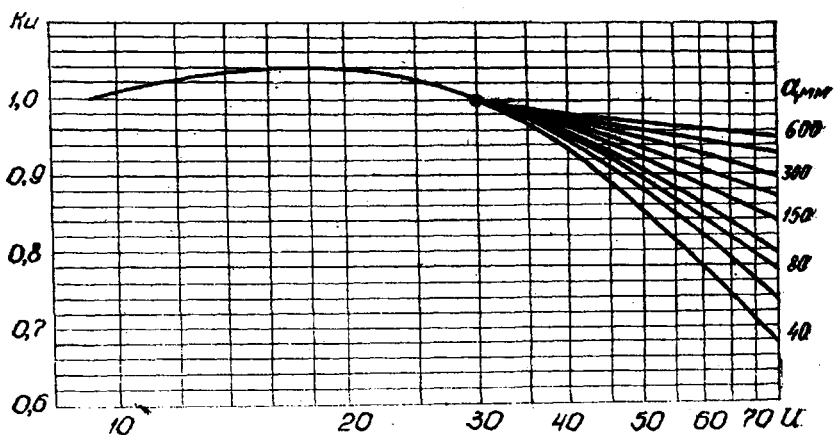
Рис. 1.4. График для определения масштабного коэффициента K_a .

В зависимостях (1.6) ... (1.8) $h_{f2} = h - h_{a2}$ — высота ножки зуба колеса; h и h_{a2} — рабочая высота зуба и головки зуба колеса (см. табл. 1.7); $\lambda = \operatorname{arctg} \frac{d_2}{u_{d1}}$ — угол подъема витка червяка в середине расчетного глобоида. $d_1 = 2a - d_2$ и $d_2 = d_{a2} - 2h_{a2}$ — диаметры расчетной окружности червяка и колеса (см. табл. 1.7). $D_p = \frac{a}{1,6}$ — диаметр профильной окружности; b — ширина колеса.

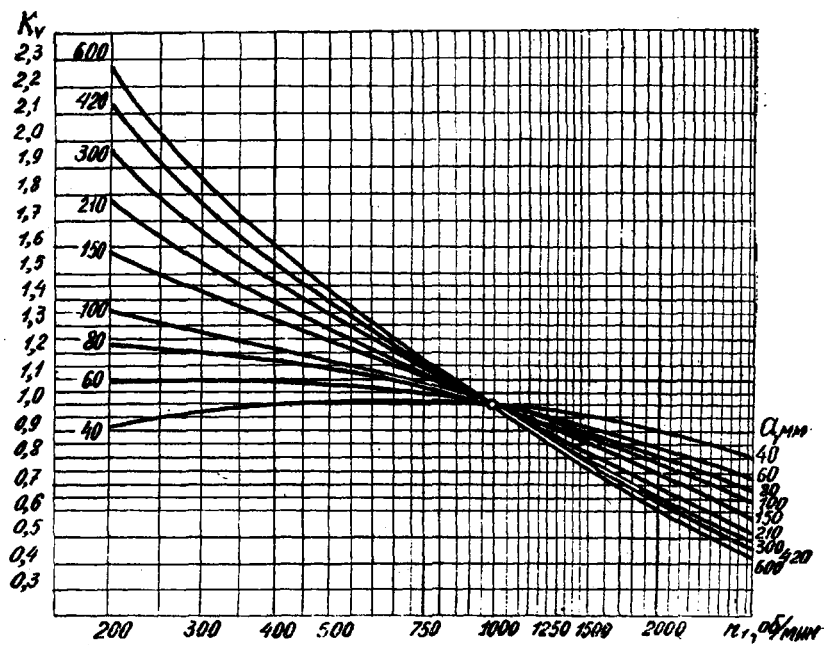
Напряжение среза

$$\tau_{cp} = \frac{F_{cp}}{A_{cp}} \leq \tau_{cp. p}, \quad (1.9)$$

где F_{cp} — кгс; A_{cp} — мм²; τ_{cp} и $\tau_{cp. p}$ — кгс/мм².



Р и с. 1.5. График для определения коэффициента передаточного числа K_u .



Р и с. 1.6. График для определения коэффициента скорости K_v .

Для медных сплавов

$$\tau_{\text{ср. р}} \approx 0,5\sigma_{\text{в}} \quad (1.10)$$

Для чугуна

$$\tau_{\text{ср. р}} \approx (0,5 \dots 0,9) \sigma_{\text{в}} \quad (1.11)$$

$\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности при растяжении, кгс/мм².

Примечание. Проверка тела червяка на прочность и жесткость и тепловой расчет для глобоидной передачи выполняется так же, как и для передачи с цилиндрическим червяком (см. [3, гл. 7]).

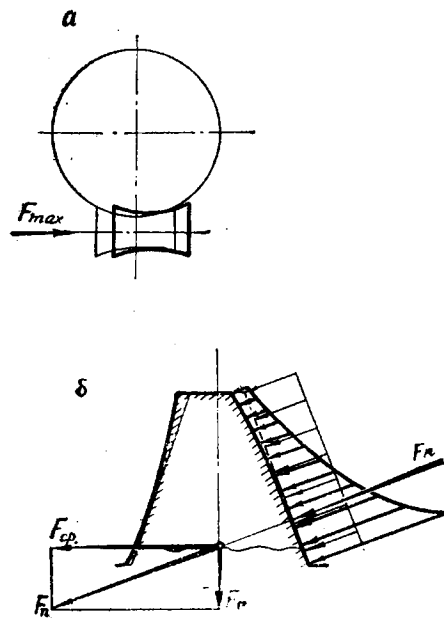


Рис. 1.7. К проверке зубьев колеса на прочность.

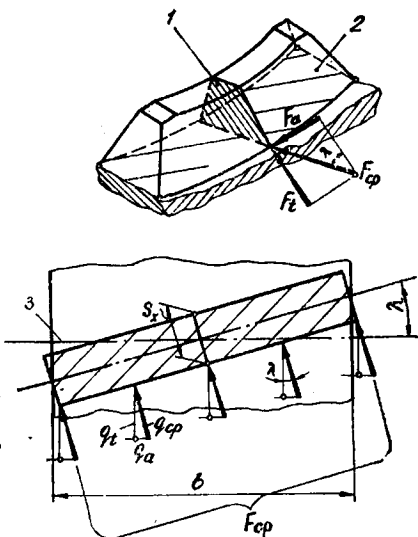


Рис. 1.8. К проверке зубьев колеса на прочность:

1 — нормальное поперечное сечение; 2 — опасное сечение; 3 — ось колеса.

1.4. Порядок расчета модифицированной глобоидной передачи со стандартными основными параметрами

1. Определение передаточного числа u и последующее округление его по табл. 1.2.
2. Выбор материалов для червяка и колеса (см. [3, гл. 6.2]).
3. Определение межосевого расстояния a по зависимости (1.3) и последующее округление его по табл. 1.1.
4. В соответствии с принятым межосевым расстоянием a по табл. 1.3 определяется диаметр вершин d_{a2} и ширина колеса b .

5. По принятому значению передаточного числа u из табл. 1.4 выбираются значения числа заходов червяка z_1 и зубьев колеса z_2 .

6. В соответствии с принятым числом зубьев колеса z_2 по табл. 1.6 определяется число зубьев колеса в обхвате червяком z_T .

7. По принятым межосевому расстоянию a и числу зубьев колеса z_2 из табл. 1.5 определяются рабочая высота h и высота головки зуба колеса h_{a2} .

8. Определяются все необходимые размеры элементов зацепления по табл. 1.7 и 1.8.

9. Проверяется прочность зубьев колеса по зависимости (1.9).

10. Проверяется тело червяка на прочность и жесткость (см. [3, гл. 7.2]).

11. Выполняется тепловой расчет (см. [3, гл. 7.3]).

Примечание. Если при проверке по п. 9 напряжения выходят за пределы допускаемых, а по п. 10 оказывается, что $n < n_{\min}$ или $\delta > [\delta]$, то необходимо сделать перерасчет, приняв более прочные материалы или изменив параметры передачи.

ЧЕРВЯЧНО-СПИРОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА

2.1. Общие положения

Рассматриваемая червячно-спироидная передача состоит из большого спирально-конического колеса (см. рис. 2) и конического червяка, имеющего постоянный осевой шаг. Линейный характер контакта позволяет сравнивать червячно-спироидную передачу с обычной червячной передачей. Характерное расположение червяка относительно колеса (рис. 2.1) определяет ряд особенностей червячно-спироидного [8, 9, 10, 11, 27] зацепления:

1) в одновременном контакте находится большое число пар зубьев, достигающее при высоких передаточных числах до 20 и более;

2) контактные линии в червячно-спироидном зацеплении почти перпендикулярны к направлению проекции вектора скорости скольжения (рис. 2.2). Поэтому создаются весьма благоприятные условия для режима смазки зацепления и снижения коэффициента трения в зоне контакта.

Это обстоятельство в сочетании с большими приведенными радиусами кривизны контактирующих поверхностей, а также в сочетании с большой суммарной длиной контактных линий является причиной более высокой нагрузочной способности червячно-спироидной передачи по сравнению с обычной червячной передачей;

3) сила трения в червячно-спироидном зацеплении при продольном скольжении помогает вращению колеса. В связи с этим КПД даже при одинаковых коэффициентах трения червячно-спироидного зацепления выше, чем у червячного зацепления:

4) при одинаковых размерах колеса и червяка у червячно-спироидной передачи межосевое расстояние меньше, чем у червячной передачи, за счет бокового расположения червяка;

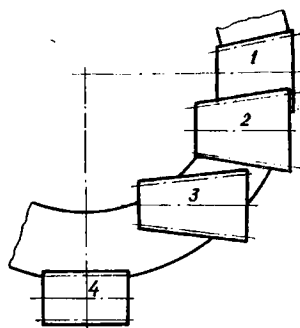


Рис. 2.1. Расположение шестерни относительно колеса в конической (1) и гипоидной (2) передачах червяка в червячно-спироидной (3) и червячной (4) передачах.

5) червячно-спироидные передачи мало чувствительны к ошибкам монтажа, просты в сборке. Боковой зазор в зацеплении легко регулируется осевым перемещением червяка.

Недостатком передачи можно считать ее несимметричность, т. е. условия работы при вращении червяка в противоположных направлениях неодинаковы. При вращении, соответствующем работе витка червяка стороной обращенной от вершины конуса, нагрузочная способность оказывается несколько ниже, а моменты, изгибающие червяк, и радиальные опорные реакции на червяке становятся больше, чем при вращении в обратном направлении. Поэтому, если передача по условиям эксплуатации должна работать в одну сторону, лучше использовать направление вращения (сплошные линии см. на рис. 2.8), соответствующее контакту выпуклой поверхности зуба колеса и стороны червяка, обращенных к вершине его конуса.

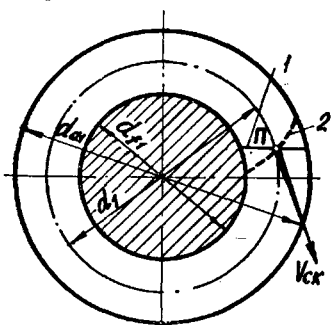


Рис. 2.2. Расположение контактных линий относительно проекции вектора скорости скольжения:

1 — контактная линия на поверхности витка червяка, обращенной к вершине конуса червяка; 2 — линия контакта на обратной стороне витка червяка.

а), оси которых скрещиваются под углом 90° , а боковые поверхности соприкасаются в некоторой точке P , называемой полюсом. Общая нормаль к делительным конусам, проходящая через точку P , пересекает ось червяка в точке n_1 , а ось колеса в точке n_2 .

Если через точку P провести перпендикулярно к нормали плоскость T , (рис. 2.3, б), называемую общей касательной плоскостью, то она будет касаться делительного конуса червяка вдоль образующей O_1P и делительного конуса колеса вдоль образующей O_2P . Угол μ между этими образующими в плоскости T и определит взаимное расположение делительных конусов червячно-спироидной передачи. Исследования показали, что рационально принимать угол μ около 50° . Этот угол связывает между собой углы делительных конусов червяка δ_1 и колеса δ_2 (рис. 2.3, а) следующей зависимостью:

$$\cos \mu = \operatorname{tg} \delta_1 \operatorname{tg} \delta_2.$$

Величина угла δ_1 с целью получения максимальной суммарной длины контактных линий принимается в пределах $5 \dots 10^\circ$, причем при значениях, близких к нижнему пределу, суммарная длина контактных линий увеличивается, но, вместе с тем, усложняется регулировка бокового зазора в зацеплении из-за необходимости больших перемещений червяка вдоль его оси.

При принятых значениях углов μ и δ_1 угол δ_2 имеет определенные значения (табл. 2.1).

В плоскости T (рис. 2.3, б) прямая tt является общей касательной к продольным линиям зубьев колеса и витков червяка

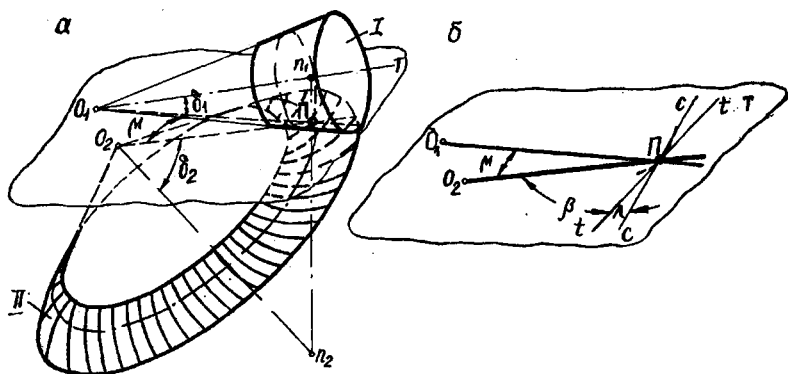


Рис. 2.3. Расположение делительных конусов в пространстве.

в полюсе Π . Она составляет с образующей $O_2\Pi$ угол β — угол спирали зуба колеса в его расчетном сечении¹, а с прямой cs , перпендикулярной $O_1\Pi$, угол λ — угол подъема винтовой линии червяка в его расчетном сечении. Сумма постоянна и равна

$$\beta + \lambda = 90^\circ - \mu.$$

В червячно-спироидных передачах направление спиралей зубьев колеса зависит от положения червяка. На рис. 2.4, а по-

Таблица 2.1

Значения углов δ_1 и δ_2 при $\mu = 50^\circ$

δ_1	5°	6°	7°	8°	9°	10°
δ_2	$82^\circ 14' 57''$	$80^\circ 42' 50''$	$79^\circ 11' 10''$	$77^\circ 40' 01''$	$76^\circ 09' 30''$	$74^\circ 39' 37''$

казаны направления вращения, а также относительное расположение левозаходного червяка и правоспирального² колеса: червяк располагается впереди колеса справа и ниже его центра

¹ Расчетным сечением червяка (колеса) называется сечение конуса червяка (колеса) плоскостью, перпендикулярной его оси, проходящей через точку Π .

² Правоспиральным (левоспиральным) называется колесо, у которого спираль зуба разворачивается от оси колеса по часовой стрелке (против часовой стрелки), если смотреть со стороны вершины конуса. Направление винтовой линии червяка определяется так же, как и в червячной передаче.

или слева и выше центра колеса. Возможные случаи расположения правозаходного червяка относительно левоспирального колеса и направления вращения показаны на рис. 2.4, б.

Так же, как и в обычной червячной передаче, колесо нарезается фрезой, которая представляет собой копию червяка. Конструктивно передача может быть оформлена как с консольным, так и с двухпорным червяком. При консольном расположении червяк обладает несколько большей жесткостью, но приходится

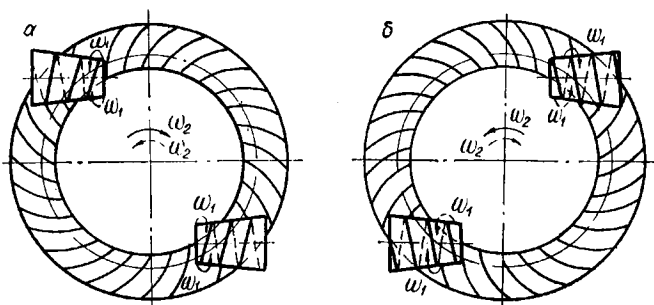


Рис. 2.4. Варианты расположения червяка относительно колеса.

увеличивать размеры подшипникового узла, чтобы снизить радиальные реакции в опорах.

Двухпорная система, имея несколько меньшую жесткость, позволяет в значительной степени сократить габаритные размеры редуктора.

2.2. Основные параметры и геометрия

Основными параметрами червячно-спироидной передачи являются: a_w — межосевое расстояние; m — осевой модуль; z_2 — число зубьев колеса; z_1 — число заходов червяка; u — передаточное число.

Между этими параметрами существуют следующие зависимости:

$$m = \frac{2a_w \operatorname{tg} \lambda}{z_1 \sin \mu \left(\frac{u \sin \lambda}{\cos \beta} + \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} \right)} \quad (2.1)$$

$$z_2 = z_1 u;$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta}.$$

Имея основные исходные параметры, можно определить все размеры червячно-спироидной пары по рис. 2.5 и табл. 2.2.

Одним из важнейших показателей передачи является ее коэффициент полезного действия. Для червячно-спиройдной зацепления КПД подсчитывается следующим образом:

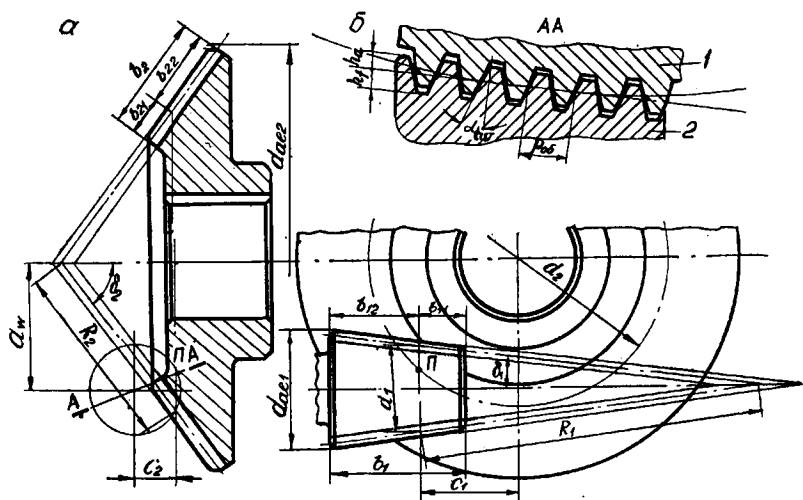


Рис. 2.5. Элементы червячно-спиройдной передачи:
1 — колесо; 2 — червяк.

1) при ведущем червяке

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} \frac{1 + \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \lambda \operatorname{tg} \rho}$$

или, выражая β через λ и μ ,

$$\boxed{\eta = \frac{1 + \frac{\operatorname{tg} \mu}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}}{1 + \frac{\operatorname{tg} \mu}{\operatorname{tg} \lambda}}}; \quad (2.2)$$

2) при ведущем колесе

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\lambda - \rho)}{\operatorname{tg} \lambda} \frac{1 + \operatorname{tg} \lambda \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \rho}$$

или

$$\boxed{\eta = \frac{1 + \frac{\operatorname{tg} \mu}{\operatorname{tg} \lambda}}{1 + \frac{\operatorname{tg} \mu}{\operatorname{tg}(\lambda - \rho)}}}$$

где ρ — угол трения ($\rho = \operatorname{arctg} f$); f — коэффициент трения.

Значительное влияние на величину КПД оказывает угол подъема винтовой линии червяка λ . Как видно из рис. 2.6 ра-

Соотношения между элементами червячно-спиройдного зацепления

Наименование элемента	Обозначение	Формулы	
		для червяка	для колеса
Осевой модуль	m	Выбирается по ГОСТ 9563—60	
Шаг вдоль образующей червяка	$p_{об}$	$p_{об} = \frac{\pi m}{\cos \delta_1}$	
Высота головки зуба (витка)	h_a	$h_a = m$	
Высота ножки зуба (витка)	h_f	$h_f = 1,3m$	
Диаметр начальной (делительной) окружности в расчетном сечении	$d_{w1}, d_{w2}; d_1; d_2$	$d_{w1} = d_1 = \frac{m z_1}{\cos \delta_1 \operatorname{tg} \lambda}$	$d_{w2} = d_2 = \frac{m z_2 \cos \lambda}{\cos \delta_1 \cos \beta}$
Конусное расстояние	$R_2; R_1$	$R_1 = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1}$	$R_2 = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$
Ширина обода колеса	b_2	—	$b_2 = \frac{R_2}{3}$
Внутренняя часть ширины обода колеса	b_{21}	—	$b_{21} = 0,3b_2$
Наружная часть ширины обода колеса	b_{22}	—	$b_{22} = 0,7b_2$
Длина нарезанной части червяка	b_1	$b_1 = 1,5b_2$	—
Внутренняя часть длины червяка	b_{11}	$b_{11} = \frac{1}{3} b_1$	—
Наружная часть длины червяка	b_{12}	$b_{12} = \frac{2}{3} b_1$	—
Внешний диаметр вершин	d_{ae1} d_{ae2}	$d_{ae1} = d_1 + 2 \left(b_{12} \operatorname{tg} \delta_1 + \frac{m}{\cos \delta_1} \right)$	$d_{ae2} = d_2 + 2 (b_{22} \sin \delta_2 + m \cos \delta_2)$
Расстояние от оси червяка до расчетного сечения колеса	c_2	$c_2 = \frac{d_1 \sin \delta_2}{2 \cos \delta_1}$	

Наименование элемента	Обозначение	Формулы	
		для червяка	для колеса
Угол подъема винтовой линии в расчетном сечении червяка	λ	$\lambda = \arctg \frac{\sin \mu}{\frac{u d_1}{d_2} - \cos \mu}$	
Расстояние от оси колеса до расчетного сечения червяка	c_1	$c_1 = \frac{d_2 \cdot \sin \delta_1}{2 \cos \delta_2}$	
Угол зацепления в осевом сечении	α_{tw}	$\alpha_{tw} = 20^\circ$	

ционально применять передачи с углом λ , достигающим $20-25^\circ$, так как при дальнейшем увеличении λ КПД повышается незначительно, а технология изготовления пары усложняется.

Коэффициент трения, так же как и в червячных передачах, зависит от ряда величин, в том числе от средней скорости скольжения $V_{ск}$, которая подсчитывается в расчетном сечении по формуле:

$$V_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1 \sin \mu}{60 \cdot 1000 \cos \beta} \text{ м/с,}$$

где значение d_{w1} подставляется в мм.

На рис. 2.7 представлена зависимость f от $V_{ск}$, полученная экспериментальным путем для стального закаленного шлифованного червяка и колеса с венцом из бронзы Бр.АЖ 9-4 и смазки минеральным маслом типа АК-15. Здесь коэффициент трения включает в себя не только потери в зацеплении, но и потери в опорах качения и потери на размешивание и разбрызгивание масла. Таким образом, подставляя f в уравнение для КПД, можно

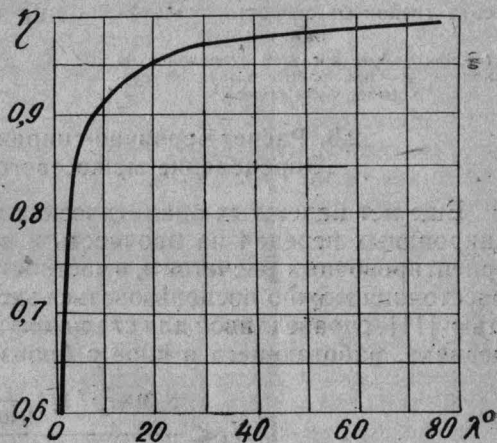


Рис. 2.6. Зависимость КПД от угла подъема винтовой линии λ :
 $\rho = 1^\circ$, $\mu = 50^\circ$ (червяк ведущий).

Таким образом, подставляя f в уравнение для КПД, можно

с достаточной для практики точностью оценить эффективность передачи. Условие самоторможения, как и в червячной паре, имеет вид:

$$\lambda \leq \rho.$$

Детали червячно-спироидной пары могут быть изготовлены из тех же материалов, которые применяются для червячной цилиндрической передачи. Кроме того, может быть использована комбинация материалов, применяемых при изготовлении гипоидных передач, т. е. как колесо, так и червяк могут быть сделаны из стали с поверхностным упрочнением и с последующей притиркой рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка. Следует также отметить целесообразность применения износостойких пластмасс для изготовления колеса, так как большое число пар зубьев, находящихся в одновременном зацеплении, обеспечивает высокий запас прочности у основания зуба.

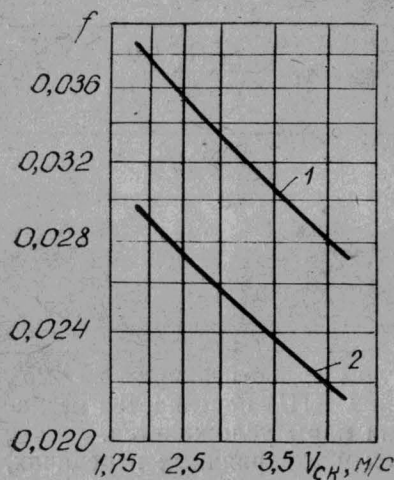


Рис. 2.7. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения:

1 — при работе вогнутой стороной зуба колеса; 2 — при работе выпуклой стороной зуба колеса.

2.3. Расчет червячно-спироидной передачи. Определение межосевого расстояния

Еще нет надежных аналитических методов расчета червячно-спироидных передач на прочность и выносливость. Поэтому для ориентировочных расчетов и, в частности, определения межосевого расстояния можно воспользоваться экспериментальной зависимостью [11], справедливой для стального закаленного шлифованного червяка, работающего в паре с бронзовым колесом¹,

$$N_1 \leq \frac{0,018 a_w^{2,2} \lg \left(\frac{n_1}{340} + 1 \right)}{u + 3,7}, \quad (2.3)$$

где N_1 — мощность на валу червяка, л. с.; a_w — межосевое расстояние, мм; n_1 — число оборотов червяка, об/мин; u — передаточное число.

¹ Формула (2.3) дает хорошие результаты при $a_w = 13 \dots 127$ мм, $u = 9 \dots 100$ и $n_1 = 100 \dots 2000$ об/мин.

Под влиянием внешних нагрузок, приложенных к звеньям передачи, между зубьями колеса и витками червяка возникают силы взаимодействия. Предполагая, что их равнодействующая

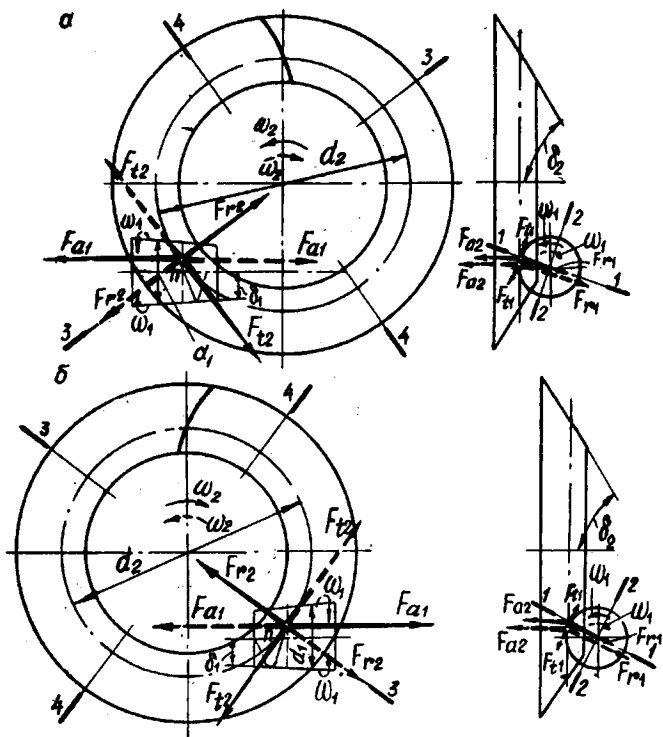


Рис. 2.8. Силы в червячно-спиральном зацеплении:
 а — при левоспиральном колесе и правозаходном червяке; б — при
 правоспиральном колесе и левозаходном червяке.

приложена в полюсе зацепления Π , можно определить усилия, действующие на валы и опоры передачи (рис. 2.8):

— окружное усилие червяка

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}}, \quad (2.4)$$

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

— осевое усилие червяка

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg} \lambda} K_{a1}; \quad (2.5)$$

— радиальное усилие червяка

$$\boxed{F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg} \lambda} K_{r1}}; \quad (2.6)$$

— окружное усилие колеса

$$\boxed{F_{t2} = F_{t1} \eta \frac{\cos \beta}{\sin \lambda}}; \quad (2.7)$$

— осевое усилие колеса

$$\boxed{F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta} K_{a2}}; \quad (2.8)$$

— радиальное усилие колеса

$$\boxed{F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta} K_{r2}}; \quad (2.9)$$

где

$$K_{a1} = \cos \delta_1 \pm \operatorname{tg} \alpha_{tw} \sin \delta_1;$$

$$K_{r1} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} \cos \delta_1 \mp \sin \delta_1;$$

$$K_{a2} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} \cos \lambda \sin \delta_2 \mp \sin \beta \cos \delta_2;$$

$$K_{r2} = \sin \beta \sin \delta_2 \pm \operatorname{tg} \alpha_{tw} \cos \lambda \cos \delta_2.$$

Окружные усилия действуют по касательным к начальным окружностям червяка и колеса в расчетных сечениях. Направления этих сил определяются общепринятым методом. При ведущем червяке окружное усилие червяка направлено в сторону, противоположную направлению скорости вращения червяка, а окружное усилие колеса — по направлению скорости вращения колеса.

Направления радиальных и осевых сил червяка и колеса, а также знаки между слагаемыми можно определить, пользуясь табл. 2.3 и рис. 2.8, а, б. Здесь направления вращения червяка и колеса следует рассматривать со стороны вершин конусов. На рис. 2.8, а представлена схема сил, действующих в передаче, при левом направлении спирали зуба колеса и при правом направлении винтовой линии червяка. На рис. 2.8, б показаны силы в передаче, когда в зацеплении участвуют правое колесо и левый червяк.

При верхнем расположении червяка направления сил относительно элементов пары остаются такие же, что и в передачах, показанных на рис. 2.8.

К определению направления сил в червячно-спиройдной передаче

Направление спиралей		Направление вращения		Знаки между слагаемыми				Направление сил
червяка	колеса	червяка	колеса	K_{a1}	K_{r1}	K_{r2}	K_{a2}	
Правое	Левое	По часовой стрелке	Против часовой стрелки	+	-	+	-	F_{a1} — от вершины конуса червяка F_{r1} — к оси червяка F_{r2} — к оси колеса F_{a2} — от вершины конуса колеса
		Против часовой стрелки	По часовой стрелке	-	+	-	+	F_{a1} — к вершине конуса червяка F_{r1} — к оси червяка F_{r2} — от оси колеса F_{a2} — от вершины конуса колеса
Левое	Правое	По часовой стрелке	Против часовой стрелки	-	+	-	+	F_{a1} — к вершине конуса червяка F_{r1} — к оси червяка F_{r2} — от оси колеса F_{a2} — от вершины конуса колеса
		Против часовой стрелки	По часовой стрелке	+	-	+	-	F_{a1} — от вершины конуса червяка F_{r1} — к оси червяка F_{r2} — к оси колеса F_{a2} — от вершины конуса колеса

**Проверка тела червяка
на прочность и жесткость**

Зная величину и направление сил в передаче, можно осуществить проверку тела червяка на прочность и жесткость.

Для этого рассмотрим два возможных варианта конструктивного оформления червяка при разных направлениях винтовой линии червяка и разных направлениях вращения. На рис. 2.9 изображены силы и эпюры изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях 1—1 и 2—2 для консольного червяка. На рис. 2.10 дано то же самое, но для двухопорного червяка.

Определим суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях для различных вариантов:

— I вариант (см. рис. 2.9, а):

сечение $a-a$

$$M_u = \sqrt{\left(F_{r1}l_1 - \frac{F_{a1}d_1}{2}\right)^2 + (F_{t1}l_1)^2};$$

сечение $b-b$

$$M_u = \frac{F_{a1}d_1}{2};$$

— II вариант (см. рис. 2.9, б):

сечение $a-a$

$$M_u = \sqrt{\left(F_{r1}l_1 + \frac{F_{a1}d_1}{2}\right)^2 + (F_{t1}l_1)^2};$$

сечение $b-b$

$$M_u = \frac{F_{a1}d_1}{2};$$

— III вариант (рис. 2.10, а):

$$M_u = \sqrt{\left(\frac{F_{a1}d_1l_1}{2l} + \frac{F_{r1}l_1l_2}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}l_1l_2}{l}\right)^2}$$

при

$$\left(\frac{F_{a1}d_1l_1}{2l} + \frac{F_{r1}l_1l_2}{l}\right) > \left(\frac{F_{a1}d_1l_2}{2l} - \frac{F_{r1}l_1l_2}{l}\right),$$

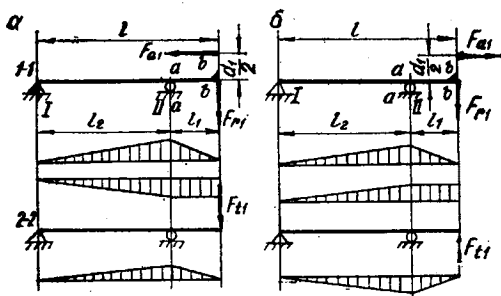


Рис. 2.9. Силы и изгибающие моменты в консольном червяке (см. рис. 2.8):

a — левый червяк — вращающийся против часовой стрелки, правый червяк — вращающийся по часовой стрелке; b — левый червяк — вращающийся по часовой стрелке, правый червяк — вращающийся против часовой стрелки.

в противном случае надо подставлять в уравнение изгибающего момента величину, стоящую в правой части неравенства; — IV вариант (см. рис. 2.10, б):

$$M_u = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}l_1l_2}{l} + \frac{F_{a1}d_1l_2}{2l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}l_1l_2}{l}\right)^2}.$$

Для консольного червяка величины l_1 и l_2 можно принять равными:

$$l_1 \approx a_w;$$

$$l_2 \approx (1,0 \dots 1,2) l_1,$$

где a_w — межосевое расстояние.

В двухопорной конструкции эти значения равны:

$$l_1 \approx a_w;$$

$$l_2 \approx a_w + 2c_1,$$

где c_1 — расстояние от расчетного сечения червяка до оси колеса.

После определения значений сил, изгибающих и крутящих моментов, а также конструктивного оформления вала червяка, проверяются запасы прочности в его расчетных сечениях как в обычной червячной передаче с цилиндрическим червяком (см. [3, гл. VII]).

Проверка жесткости выполняется по следующим зависимостям:

$$\delta = \frac{\sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{3EI} l_1^2 l_2 \leq$$

$\leq [\delta]$ — для консольного червяка;

$$\delta = \frac{\sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{3EI} l_1^2 l_2 \leq [\delta] \text{ — для двухопорного червяка,}$$

где I — момент инерции по диаметру впадин червяка в расчетном сечении; $I = 0,05 (d_1 - 2,6m \cos \delta_1)^4$.

Величина допускаемого прогиба

$$[\delta] \approx (0,005 \dots 0,007) m.$$

Тепловой расчет червячно-спиральной передачи производится так же, как и соответствующий расчет обычной червячной передачи с цилиндрическим червяком (см. [3, гл. VII]).

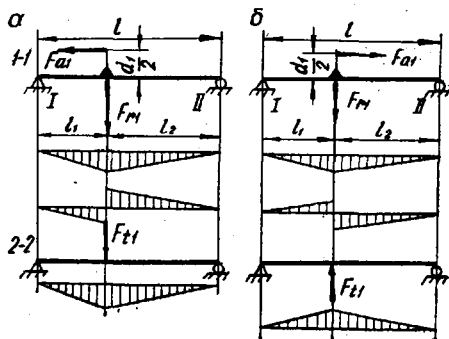


Рис. 2.10. Силы и изгибающие моменты в двухопорном червяке (см. рис. 2.9): а — левый червяк — вращающийся против часовой стрелки, правый червяк — вращающийся по часовой стрелке; б — левый червяк — вращающийся по часовой стрелке, правый червяк — вращающийся против часовой стрелки.

2.4. Порядок расчета

1. Определение передаточного числа

$$u = \frac{n_1}{n_2}$$

и выбор материалов.

2. Задаются z_1 и определяют

$$z_2 = z_1 u.$$

3. Задаются углом делительного конуса червяка δ_1 и определяют угол делительного конуса колеса δ_2 из соотношения

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\cos \mu}{\operatorname{tg} \delta_1}$$

или по табл. 2.1.

4. Определение межосевого расстояния, мм, из (2.3)

$$a_w = \left[\frac{N_1 (u + 3,7)}{0,018 \operatorname{lg} \left(\frac{n_1}{340} + 1 \right)} \right]^{0,455}$$

5. Задавшись отношением диаметров начальных (делительных) окружностей колеса и червяка в расчетных сечениях $\frac{d_2}{d_1}$ по гра-

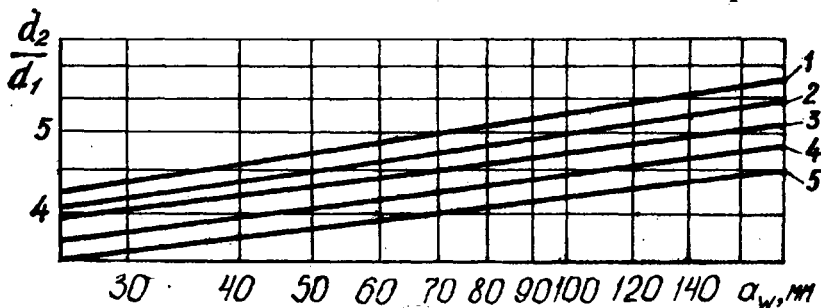


Рис. 2.11. Зависимость $\frac{d_2}{d_1}$ от a_w при различных передаточных числах:

1 — при $u=106$; 2 — $u=87$; 3 — $u=71$ и $u=38,5$; 4 — при значениях u : 58; 31,5; 20,7; 14,3; 11,4; 10,2; 5 — при значениях u : 47; 25,5; 17,3.

фикам, рис. 2.11¹, найдем угол подъема винтовой линии червяка λ в расчетном сечении:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{\sin \mu}{\frac{u d_1}{d_2} - \cos \mu}.$$

¹ Для двухпорной конструкции червяка эти значения необходимо несколько уменьшить.

6. Определяют угол β спирали зуба колеса:

$$\beta = 90^\circ - (\lambda + \mu)$$

и задаются направлением вращения и направлением спирали зуба колеса и винтовой линии червяка.

7. Определение осевого модуля m

$$m = \frac{2a_w \operatorname{tg} \lambda}{z_1 \sin \mu \left(\frac{u \sin \lambda}{\cos \beta} + \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} \right)}$$

Осевой модуль округляется по ГОСТ 9563—60. По стандартному модулю корректируется межосевое расстояние

$$a_w = \frac{mz_1 \sin \mu}{2 \operatorname{tg} \lambda} \left(\frac{u \sin \lambda}{\cos \beta} + \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} \right)$$

Если по каким-либо причинам необходимо наряду со стандартным модулем иметь определенное межосевое расстояние, то последнее можно приблизить к нужному значению a_w , изменяя угол δ_1 . В этом случае величину угла δ_1 по заданным a_w и m можно определить следующим образом:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \sqrt{\frac{(B-1)}{2}} + \sqrt{\frac{(B-1)^2}{4} + B \cos^2 \mu},$$

где

$$B = \left(\frac{2a_w \operatorname{tg} \mu}{mz_1 \sin \mu} - \frac{u \sin \lambda}{\cos \beta} \right)^2$$

Если δ_1 выйдет за пределы значений ($5 \dots 10^\circ$), то следует изменить величину осевого модуля m и пересчитать δ_2 . При этом следует учитывать, что предпочтительным является угол δ_2 , лежащий ближе к нижнему пределу. После указанных пересчетов необходимо привести в соответствие все ранее определенные величины.

8. Определение размеров элементов зацепления (см. табл. 2.2).

$r_{об}; h_a; h_f; d_1; d_2; R_2; b_{21}; b_{22}; b_1; b_{11}; b_{12}; c_1; c_2;$

9. Определив скорость скольжения, находят коэффициент трения (см. рис. 2.7), определяют КПД и силы, действующие в передаче, а также производят проверку тела червяка на прочность, жесткость. Если жесткость червяка оказывается недостаточной, выбирают меньшее значение отношения $\frac{d_2}{d_1}$ (см. рис. 2.11).

10. Выполняют тепловой расчет.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПЕРЕДАЧИ С ЗАПОЛЮСНЫМ И ДОЗАПОЛЮСНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ М. Л. НОВИКОВА

3.1. Общие положения

Зубчатые колеса с точечным зацеплением М. Л. Новикова применяются для передачи вращения между осями, произвольно расположенными в пространстве. Они могут быть выполнены в

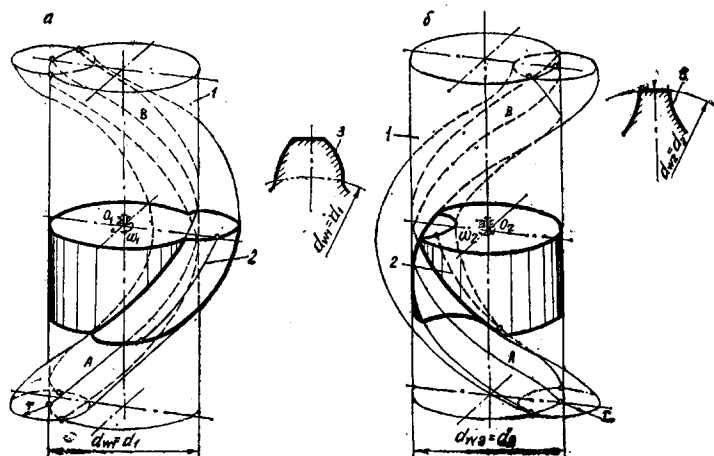


Рис. 3.1. Образование поверхности зуба шестерни (а) и колеса (б) заплуюсного зацепления:

1 — делительный (начальный) цилиндр; 2 — линия контакта; 3 — профиль в нормальном сечении зуба.

виде цилиндрических и конических зубчатых колес, а также в виде червячной передачи с одной или двумя линиями зацепления.

В данном пособии рассмотрены цилиндрические зубчатые колеса с точечным зацеплением, предназначенные для передачи движения между валами с параллельными осями. [12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19].

Образование поверхности зуба в зацеплении М. Л. Новикова можно представить следующим образом. На поверхности 1 делительного цилиндра зубчатого колеса, совпадающего с начальным цилиндром (рис. 3.1, а, б), располагается винтовая линия АВ постоянного шага. Если взять круг радиусом r или фигуру,

близкую к нему, и перемещать центр этой фигуры по винтовой линии AB так, чтобы плоскость ее все время оставалась параллельной самой себе, то эта фигура опишет в процессе движения какую-то поверхность. Эта поверхность показана на рис. 3.1, а, б. Любая часть ее может быть принята за рабочую поверхность зуба рассматриваемых зубчатых колес.

За поверхность зуба шестерни заплотного зацепления принимается та часть полученной поверхности, которая лежит снаружи делительного цилиндра. Поэтому зубья шестерни в этом случае имеют выпуклый *круговой профиль* (рис. 3.1, а).

За поверхность зуба колеса заплотного зацепления принимается та часть рассматриваемой поверхности, которая лежит внутри делительного цилиндра. Поэтому зубья колеса в этом случае имеют *вогнутый круговой профиль* (рис. 3.1, б).

Поверхность зуба шестерни и колеса дозаплотного зацепления (рис. 3.2) образуется перемещением сопряженных кругов по трем винтовым линиям $A_1 B_1$, $A_2 B_2$ и $A_3 B_3$. Поэтому зубья шестерни и колеса имеют одинаковый *выпукло-вогнутый профиль*.

При условии разницы в радиусах сопряженных профилей эти профили в любом поперечном сечении зубьев шестерни и колеса могут касаться только в одной точке K , которая называется точкой зацепления. Отсюда произошло название точечного зацепления. В различных фазах зацепления суммарное число точек всех сопряженных зубьев не остается постоянным и определяется параметрами передачи.

По ходу вращения точки зацепления в любом поперечном сечении сопряженных зубьев могут располагаться за полюсом (рис. 3.3, а), до полюса (рис. 3.3, б) и одновременно в двух разных сечениях зубьев до и за полюсом (рис. 3.4). Соответствующие варианты зацепления Новикова называются заплотными, дозаплотными и дозаплотными. Ниже рассматриваем наиболее распространенные заплотный и дозаплотный варианты зацепления.

Траектории точек зацепления в неподвижном пространстве называются *линиями зацепления*. Они представляют собой прямые линии, расположенные параллельно осям вращения колес. В заплотном зацеплении имеется одна линия зацепления, соответствующая точке K (рис. 3.5); в дозаплотном — две, соответствующие точкам K_1 и K_2 (см. рис. 3.4 и 3.5).

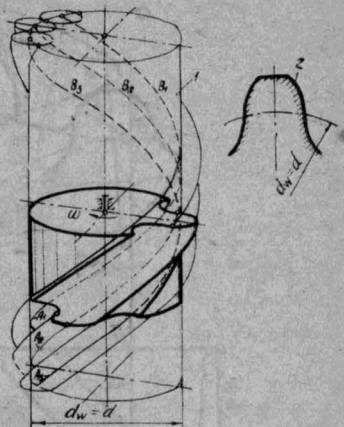


Рис. 3.2. Образование поверхности зуба дозаплотного зацепления:

1 — делительный (начальный) цилиндр; 2 — профиль в нормальном сечении зуба.

Траектории точек зацепления в подвижном пространстве, связанном с вращающимся колесом, называются *линиями контакта*. Линии контакта являются *винтовыми линиями*, расположенными на поверхности зубьев шестерни и колеса (см. рис. 3.1, а, в,

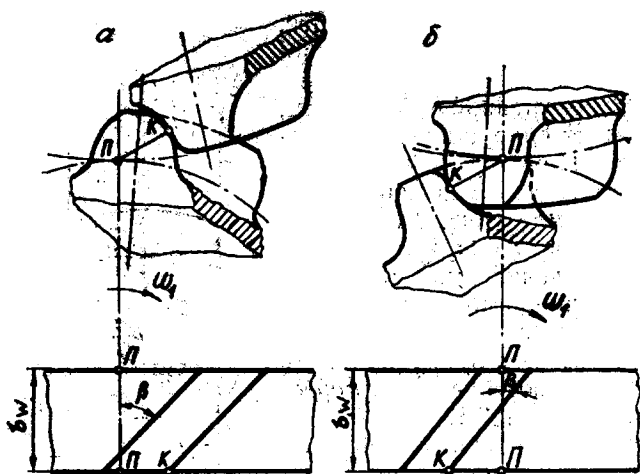


Рис. 3.3. Сопряженные зубчатые колеса одноточечного зацепления:
а — за полюсного; б — дозаполюсного.

3.2, 3.5). В соответствии с количеством точек зацепления в за полюсном зацеплении имеется одна пара линий контакта на головке зуба шестерни и ножке зуба колеса, а в дозаполюсном — две пары линий контакта, расположенных попарно как на головке, так и на ножке зубьев шестерни и колеса.

Зубчатые колеса с рассматриваемым зацеплением имеют только винтовое расположение зубьев, как у косозубых или шевронных колес. Поясним это на примере за полюсного зацепления. Как уже указывалось, зубья таких колес касаются друг друга лишь в одной точке. Пусть в данный момент времени касание зубьев шестерни и колеса происходит в одном из нормальных сечений. После того как зуб шестерни сообщит движение колесу, профили зубьев шестерни и колеса в рассматриваемом сечении выйдут из зацепления. Если бы передача была выполнена с прямыми зубьями, то они полностью бы вышли из зацепления и непрерывность движения нарушилась. Но поскольку передача имеет винтовое расположение зубьев, в зацепление войдет новое сечение зуба шестерни, которое вновь сообщит движение колесу, и тем самым будет сохраняться непрерывность движения. Аналогичный характер передачи движения имеет место и в дозаполюсном зацеплении. Итак, в рассматриваемом зацеплении *непре-*

равность движения может быть обеспечена лишь благодаря винтовому расположению зубьев.

Точечные зубчатые передачи с круговым профилем в нормальном сечении по сравнению с передачами с эвольвентным профилем обладают рядом преимуществ. Основное из них — высокая несущая способность, которая объясняется тремя основными причинами.

Первая причина состоит в том, что радиусы кривизны зубьев в направлении касательных к линиям контакта оказываются больше соответствующих радиусов кривизны в эвольвентном зацеплении при одинаковых размерах зубчатых колес. Как будет показано ниже, это приводит к увеличению контактной прочности зубьев.

Второй причиной является то, что фактическая контактная площадка в зацеплении Новикова больше чем в эвольвентном зацеплении при одинаковых размерах зубчатых колес. Это можно объяснить следующим образом.

Теоретическая контактная площадка в передаче с эвольвентным профилем имеет вид узкого прямоугольника, расположенного вдоль зуба и перемещающегося в процессе зацепления по профилю зуба. Фактическая контактная площадка из-за концентрации нагрузки получается значительно меньше теоретической (рис. 3.6). В зацеплении М. Л. Новикова в результате приработки зубьев точечный контакт превращается в линейчатый контакт профилей по всей рабочей высоте зубьев. В пространстве же возникает контактная площадка довольно больших размеров, которая перемещается по длине зуба. Как это видно из рис. 3.7, в заполюзном зацеплении имеется одно пятно касания, в дозаполюзном — два, расположенных как на головке, так и на ножке зуба и смещенных друг относительно друга в осевом направлении.

Третья причина состоит в том, что в рассматриваемых передачах по сравнению с эвольвентными возникают более благоприятные условия смазки зацепления.

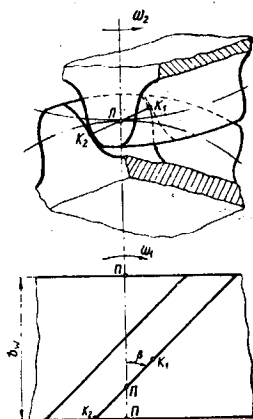


Рис. 3.4. Сопряженные зубчатые колеса двухточечного (дозаполюзного) зацепления.

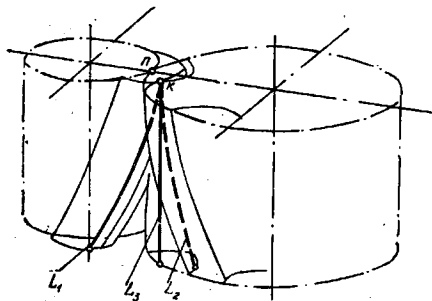


Рис. 3.5. Траектории точки зацепления K :

L_1 и L_2 — линии контакта шестерни и колеса; L_3 — линия зацепления.

Повышение несущей способности передач с зацеплением М. Л. Новикова дает возможность по сравнению с эвольвентными передачами уменьшить габариты и вес или использовать для их изготовления менее прочные материалы.

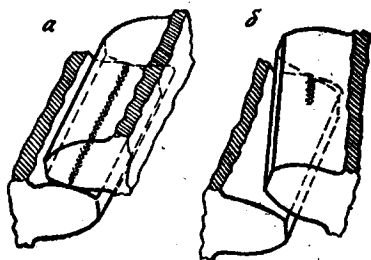


Рис. 3.6. Контактная теоретическая (а) и фактическая (б) площадки эвольвентного зацепления.

В рассматриваемых передачах относительное движение сопряженных зубьев сводится, в основном, к их взаимному перекатыванию; относительное же скольжение мало.

К преимуществам рассматриваемых передач также относится их малая чувствительность к перекосам геометрических осей валов, которые могут возникать в результате деформации деталей передач и неточности в их изготовлении. Здесь эти явления вызывают только перемещение контактной площадки по рабочей поверхности зубьев, а в эвольвентных передачах — значительное сокращение размеров контактной площадки.

К недостаткам передач с зацеплением М. Л. Новикова можно отнести повышенную чувствительность их к изменению межосевого расстояния, недостаточную

плавность работы и более значительные шумовые явления по сравнению с эвольвентными передачами. Эти недостатки в большей степени относятся к запольному и допольному вариантам и в меньшей степени — к допольному. Недостатком запольного и допольного вариантов зацепления, кроме того, яв-

Улучшение условий смазки зацепления не только является одной из причин увеличения несущей способности передач с зацеплением М. Л. Новикова, но и способствует увеличению КПД этих передач. Специфическая форма поверхности зубьев и их большая скорость качения способствуют хорошему заклиниванию смазки и возникновению ее устойчивого слоя в зоне контакта.

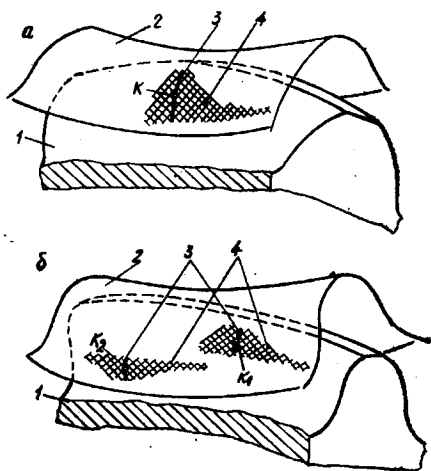


Рис. 3.7. Контактная площадка запольного (а) и допольного (б) зацепления М. Л. Новикова:

1 — зуб шестерни; 2 — поверхность зуба колеса; 3 — контактная линия профилей; 4 — фактическая контактная площадка.

Элементы исходного контура дозаполосного зацепления (ГОСТ 15023—76)

Наименование параметров	Коэффициенты параметров (в долях модуля) и угловые параметры для модуля m_n , мм			
	до 3,15	св. 3,15 до 6,3	св. 6,3 до 10	св. 10 до 16
Исходный контур				
Радиус кривизны профиля головки, являющегося дугой окружности ρ_a	1,147		1,150	
Радиус кривизны профиля ножки, являющегося дугой окружности ρ_f	1,307	1,290	1,270	1,250
Радиус кривизны переходной кривой, являющейся дугой окружности ρ_i	0,52246	0,52155	0,50677	0,49785
Расстояние от центра окружности радиуса ρ_a до оси симметрии зуба l_a	0,39270			
Расстояние от центра окружности радиуса ρ_f до оси симметрии впадины l_f	0,50526	0,48994	0,47462	0,45680
Смещение центра окружности радиуса ρ_f от делительной прямой x_f	0,07264	0,06356	0,05448	0,04540
Высота головки h_a	0,9			
Высота ножки h_f	1,05			
Делительная толщина зуба s	1,53215	1,53532	1,53945	1,5406
Делительная ширина e	1,60944	1,60627	1,60214	1,60098
Угол профиля в точках касания прямолинейного отрезка с профилями головки и ножки α_1	8° 10' 30"	7° 39' 47"	8° 23' 02"	8° 34' 37"
Пара идентичных исходных контуров				
Высота до контактной точки \bar{h}_k	0,52073	0,52209		
Толщина зуба по контактным точкам \bar{s}_k	1,25857	1,26392		

Таблица 3.1 (продолжение)

Наименование параметров	Коэффициенты параметров (в долях модуля) и угловые параметры для модуля m_n , мм			
	до 3,15	св. 3,15 до 6,3	св. 6,3 до 10	св. 10 до 16
Ширина впадины по контактным точкам e_k	1,31857	1,31892	1,31392	
Глубина захода зубьев h_w	1,8			
Радиальный зазор c	0,15			
Боковой зазор по прямой, проходящей через контактные точки j_k	0,060	0,055	0,050	
Угол профиля в контактной точке α	27°			

Примечание. Допускается изменять форму линии сопряжения дуг образующих профили головки и ножки зуба, не изменяя их суммарной длины

ляется необходимость применения фрез с различным профилем зубьев для нарезания шестерни и колеса.

3.2. Основные параметры и геометрия

Основными параметрами зубчатых передач с зацеплением М. Л. Новикова являются межосевые расстояния, модули, передаточные числа, ширина зубчатых колес, углы наклона зубьев, угол давления и величина абсолютного смещения. Ряд из этих параметров определяется исходным контуром зубчатых колес, регламентированным для зацепления с нормальным машиностроения МН 4229-63 и для дозацепления (рис. 3.8) нормалью машиностроения МН 4229-63 и для дозацепления (рис. 3.9, табл. 3.1) — ГОСТ 15023—76.

Выбор межосевых расстояний a_w , передаточных чисел u и распределение их по ступеням производится так же, как и для эвольвентных передач в соответствии с ГОСТ 2185—66.

В качестве стандартного модуля принимается нормальный модуль m_n в диапазоне от 1,6 до 63 мм по ГОСТ 14186—69 (табл. 3.2).

Угол наклона зубьев β на делительном цилиндре принимается равным 10 ... 24°. С уменьшением β увеличивается контактная прочность зубьев, уменьшаются осевое давление на зуб и коэффициент перекрытия. Поэтому для повышения плавности работы передачи увеличивают ширину колес.

Ширина зубчатых колес для редукторных и открытых передач

$$b_w = \frac{p_n \epsilon_\Sigma}{K_\beta \sin \beta},$$

где p_n — нормальный шаг; β — угол наклона зубьев на делительном цилиндре; K_β — количество линий зацепления; ϵ_Σ — полный (суммарный) коэффициент перекрытия.

Таблица 3.2

Ряд модулей для зацепления с полными и дозацеплениями в наиболее применительном диапазоне по ГОСТ 14186—69

Ряды	Модуль, мм											
1	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	
2	1,8	2,25	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2	14	18	

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

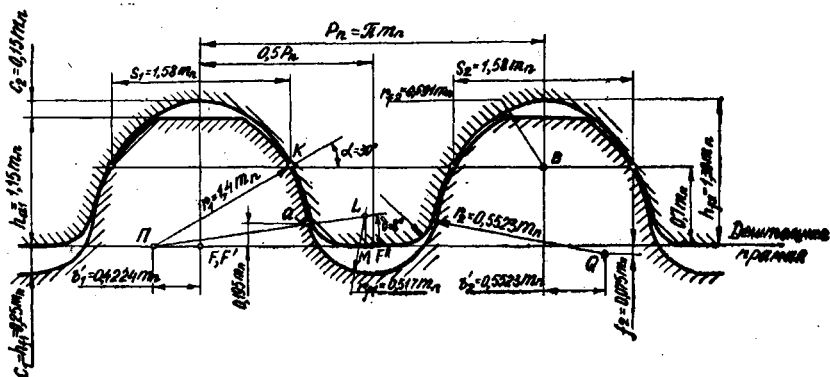


Рис. 3.8. Исходный контур зацепления с полными. Нормаль МН 4229-63.

В эвольвентных зубчатых передачах ϵ_Σ представляет собой сумму торцового ϵ_α и осевого¹ ϵ_β коэффициентов перекрытия и характеризует число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении:

$$\epsilon_\Sigma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta,$$

где ϵ_α — отношение длины дуги зацепления к окружному шагу p_x ; ϵ_β — отношение ширины колеса b_w к осевому шагу p_x .

¹ Осевой коэффициент перекрытия ϵ_β также называют коэффициентом перекрытия относительного смещения торцовых профилей.

В передачах с точечным зацеплением М. Л. Новикова $\varepsilon_\alpha = 0$, а

$$\varepsilon_\Sigma = \varepsilon_\beta = \frac{K_\beta b_w}{p_x} = \frac{K_\beta b_w \sin \beta}{p_n}$$

и характеризует суммарное число точек контакта пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении.

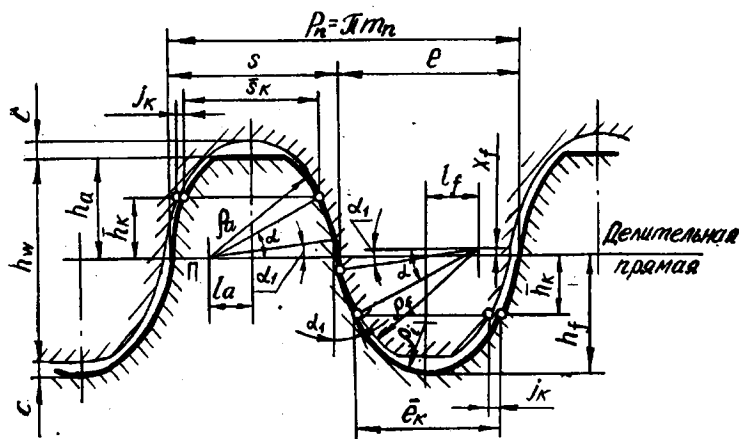


Рис. 3.9. Исходный контур дозаполюсного зацепления, ГОСТ 15023—76.

Таким образом, полный коэффициент перекрытия в зацеплении М. Л. Новикова так же, как и в эвольвентном зацеплении, с увеличением угла β растет по синусоидальному закону (рис. 3.10). При одинаковых значениях β в заполюсном варианте ε_Σ имеет меньшее значение, а в дозаполюсном может достигать больших значений, чем в эвольвентном зацеплении.

При определении ширины колеса в передачах с зацеплением М. Л. Новикова рекомендуется принимать

$$\varepsilon_\Sigma = \varepsilon_\beta = \mu + (0,2 \dots 0,4),$$

где $\mu = 1,0$; с целью увеличения плавности работы передачи можно принять $\mu = 2,0$.

Величиной абсолютного смещения $l = r_1$ называется расстояние от полюса Π до точки зацепления K в нормальном сечении. Ее рекомендуется принимать равной

$$l = \lambda m_n,$$

где λ — относительное смещение (для заполюсного зацепления $\lambda = 1,40$; дозаполюсного $\lambda = \rho_\alpha = 1,147 \dots 1,15$ (см. табл. 3.1)).

С увеличением λ увеличивается контактная прочность зубьев, но вместе с тем повышается чувствительность передачи к неточности изготовления и деформациям ее деталей.

Под углом давления α_w в нормальном сечении, рассматриваемых передач, понимают угол между общей касательной к начальным (делительным) окружностям и прямой, проходящей через точку зацепления K и полюс Π . Угол давления в зацеплении совпадает с углом давления исходного контура.

Принято различать углы давления в нормальных α_w и торцовых α_t сечениях. Эти углы связаны соотношением

$$\operatorname{tg} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta.$$

С увеличением угла давления увеличивается контактная прочность зубьев, но при больших углах давления, так же как и в эвольвентном зацеплении, возникает недопустимое заострение зубьев. Угол давления α_w в нормальном сечении рекомендуется принимать в запольном зацеплении равным 30° и в дозапольном — 27° .

Радиус профиля в нормальном сечении зуба шестерни в запольном зацеплении, а также головок зубьев шестерни и колеса r_1 в дозапольном зацеплении принимается равным l . Радиус профиля в нормальном сечении зуба колеса в запольном и ножек зубьев шестерни и колеса r_2 в дозапольном зацеплениях принимается несколько больше r_1 .

$$r_2 = l + \Delta r.$$

С уменьшением Δr уменьшается время приработки зубьев шестерни колеса и повышается несущая способность зацепления. Для запольного зацепления $\Delta r = 0,15m_n$ и для дозапольного — $\Delta r = (0,10 \dots 0,16)m_n$, при этом больший коэффициент соответствует меньшему значению модуля (см. табл. 3.1).

На радиусы профилей следует принимать допуски одного знака: или только положительные, или только отрицательные. Если это условие не будет выполнено, то точка контакта может сместиться к вершине зуба, что приведет к снижению изгибной прочности зубьев, особенно в запольном варианте.

Необходимый боковой зазор, принимаемый равным $\Delta = 0,2 \dots 0,3$ мм, достигается утонением выпуклого зуба в запольном зацеплении или головки зубьев шестерни и колеса — в дозапольном.

В соответствии с рассмотренными основными параметрами размеры зубчатых передач определяются по соотношениям, приведенным в табл. 3.3 и 3.4 для запольного и дозапольного вариантов.

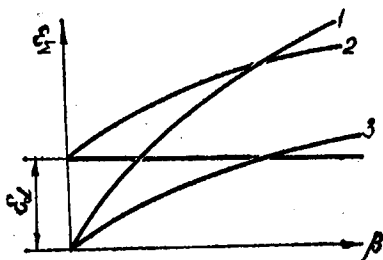


Рис. 3.10. Зависимость суммарного коэффициента перекрытия от угла наклона зубьев $\epsilon_{\Sigma} = \epsilon_{\Sigma}(\beta)$:

1 — дозапольный вариант; 2 — эвольвентное (косозубое) зацепление; 3 — запольный вариант.

Соотношения между элементами зацепления зубчатого колеса (нормаль МН 4229—63)

Наименование элемента	Обозначение	Шестерня	Колесо
Модуль (нормальный)	m_n	выбирается по ГОСТ 14186—69 (см. табл. 3.2)	
Шаг (нормальный) по дуге делительной окружности	p_n	$p_n = \pi m_n$	
Радиус рабочего профиля зуба	r	$r_1 = 1,40 m_n$	$r_2 = 1,55 m_n$
Высота головки зуба	h_a	$h_{a1} = 1,15 m_n$	$h_{a2} = 0,00$
Высота ножки зуба	h_f	$h_{f1} = 0,25 m_n$	$h_{f2} = 1,30 m_n$
Угол давления	α_w	$\alpha_w = \alpha = 30^\circ$	
Число зубьев	z	z_1	z_2
Начальный диаметр	d_w	$d_{w1} = 2a_w \frac{1}{1+u}$	$d_{w2} = 2a_w \frac{u}{1+u}$
Делительный диаметр	d	$d_1 = d_{w1}$	$d_2 = d_{w2}$
Диаметр вершин зубьев	d_a	$d_{a1} = m_n \left(\frac{z_1}{\cos \beta} + 2,3 \right)$	$d_{a2} = m_n \frac{z_2}{\cos \beta}$
Диаметр впадин	d_f	$d_{f1} = m_n \left(\frac{z_1}{\cos \beta} - 0,5 \right)$	$d_{f2} = m_n \left(\frac{z_2}{\cos \beta} - 2,6 \right)$

Таблица 3.3 (продолжение)

Наименование элемента	Обозначение	Шестерня	Колесо
Диаметр окружности, проходящей через теоретические точки контакта	d_k	$d_{k1} = \frac{m_n}{\cos \beta} \sqrt{(z_1 + 1,4)^2 + 5,88}$	$d_{k2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \sqrt{(z_2 - 1,4)^2 + 5,88}$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2)$	
Делительное межосевое расстояние	a		
Радиус закругления ножки зуба	r_f	$r_{f1} = 0,517m_n$	$r_{f2} = 0,591m_n$
Радиус закругления головок	r_a	—	$r_{a2} = 0,3m_n$
Расстояние от центра профиля до оси симметрии зуба по дуге начальной окружности (см. рис. 3.8)	b'	$b'_1 = 0,4224m_n$	$b'_2 = 0,5523m_n$
Радиальное смещение центра профиля зуба колеса от начальной окружности	f	—	$f_2 = 0,075m_n$
Технологический угол	δ	$\delta = 8^\circ 00' 00''$	—
Радиальный зазор	c	$c_1 = 0,25m_n$	$c_2 = 0,15m_n$

Соотношения между элементами дозаполненного зубчатого зацепления
(ГОСТ 15023—76)

Наименование элемента	Обозначение	Шестерня	Колесо
Модуль (нормальный)	m_n	выбирается по ГОСТ 14186—69 (см. табл. 3.2)	
Шаг (нормальный) по дуге начальной окружности	p_n	$p_n = \pi m_n$	
Радиус кривизны профиля головки зуба	r_1	$r_1 = \rho_a m_n$ (ρ_a — см. табл. 3.1)	
Радиус кривизны профиля ножки зуба	r_2	$r_2 = \rho_f m_n$ (ρ_f — см. табл. 3.1)	
Высота головки зуба	h_a	$h_a = 0,9 m_n$	
Высота ножки зуба	h_f	$h_f = 1,05 m_n$	
Высота зуба	h	$h = h_a + h_f$	
Угол давления	α_w	$\alpha_w = \alpha = 27^\circ$	
Число зубьев	z	z_1	z_2

Таблица 3.4 (продолжение)

Наименование элемента	Обозначение	Шестерня	Колесо
Начальный диаметр	d_w	$d_{w1} = 2a_w \frac{1}{1+u}$	$d_{w2} = 2a_w \frac{u}{1+u}$
Делительный диаметр	d	$d_1 = d_{w1}$	$d_2 = d_{w2}$
Диаметр вершин зубьев	d_a	$d_{a1} = m_n \left(\frac{z_1}{\cos \beta} + 1,8 \right)$	$d_{a2} = m_n \left(\frac{z_2}{\cos \beta} + 1,8 \right)$
Диаметр впадин	d_f	$d_{f1} = m_n \left(\frac{z_1}{\cos \beta} - 2,1 \right)$	$d_{f2} = m_n \left(\frac{z_2}{\cos \beta} - 2,1 \right)$
Диаметры окружностей, проходящих через теоретические точки контакта	d_k	$d_{k1} = \frac{m_n}{\cos \beta} \sqrt{(z_1 \pm 0,908\rho_a)^2 + 3,176\rho_a^2}$	$d_{k2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \sqrt{(z_2 \mp 0,908\rho_a)^2 + 3,176\rho_a^2}$
Делительная окружная толщина зуба	$s m_n$	s, e — см. табл. 3.1	
Ширина впадины	$e m_n$		
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2)$	
Делительное межосевое расстояние	a		

Наименование элемента	Обозначение	Шестерня	Колесо
Расстояние от центра окружности радиуса r_1 до оси симметрии зуба	b'	$b' = l_a m_n$ (l_a — см. табл. 3.1)	
Расстояние от центра окружности радиуса r_2 до оси симметрии впадин	b''	$b'' = l_f m_n$ (l_f — см. табл. 3.1)	
Смещение окружности радиуса r_2 от делительной окружности	LM	$LM = X_f m_n$ (X_f — см. табл. 3.1)	
Угол профиля в точках касания прямолинейного отрезка с профилями головки и ножки	α_1	α_1 — см. табл. 3.1	
Радиальный зазор	c	$[c = 0,15 m_n$	
Радиус кривизны переходной кривой	$\rho_i m_n$	ρ_i — см. табл. 3.1	

Построение профилей зубьев дано для нормального сечения. *Заполюзное зацепление* (рис. 3.11). Построение профилей зубьев ведется в следующем порядке (рис. 3.11, а):

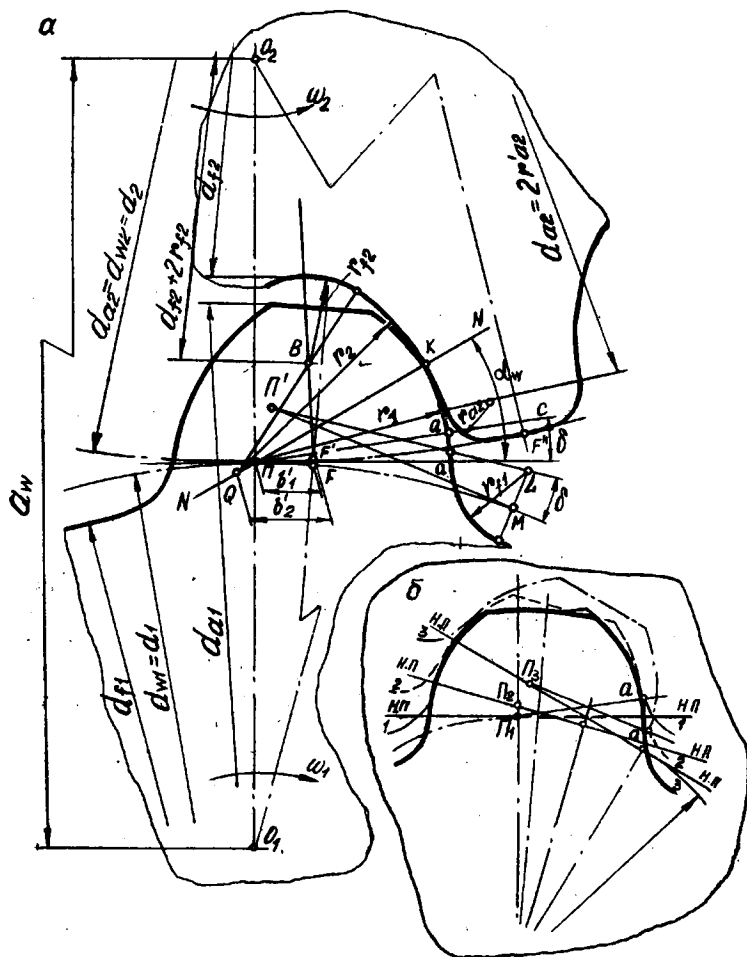


Рис. 3.11. Построение профилей зубьев сопряженных колес (а) *заполюзного зацепления* и участка *aa* (б).

- 1) проводится линия центров O_1O_2 ;
- 2) описываются окружности диаметрами d_{w1} и d_{w2} , касающиеся друг друга в полюсе P ;
- 3) под углом $\alpha=30^\circ$ проводится прямая NN и на ней выбирается точка контакта K , при этом $PK=r_1$;

4) радиусом r_1 описывается профиль зуба шестерни, расположенный между окружностью выступов диаметра d_{a_1} и прямой $ПС$, проведенной через полюс $П$ под углом $\delta = 8^\circ$;

5) от полюса $П$ по начальной окружности откладывается дуга

$$\widehat{PM} = \sqrt{(r_1 + r_{f1})^2 - (r_{f1} - c_1)^2} = 1,897m_n$$

и в точке M проводится касательная, на которой берется отрезок $П'M = \widehat{PM}$;

6) через точку $П'$ под углом $\delta = 8^\circ$ проводится прямая, пересечение которой с радиусом O_1M определяет центр L скругления ножки зуба шестерни;

7) окружностью радиусом r_{f1} , расположенной между прямой $П'L$ и окружностью впадин d_{f1} , производится скругление ножки зуба шестерни;

8) строится профиль зуба на участке aa , как огибающая профилей ряда положений инструментальной рейки (например, положений 1—3), полученных в процессе обкатки (рис. 3.11, б);

9) по начальной окружности шестерни от полюса $П$ откладывается дуга $\widehat{PF} = b'_1$, проводится ось симметрии O_1F и строится симметричный профиль зуба шестерни;

10) по начальной окружности колеса от полюса откладывается дуга $\widehat{PF}' = b'_1$ и проводится ось впадины зуба колеса O_2F' ;

11) проводится окружность диаметра $d_{f2} + 2r_{f2}$, определяющая центр B скругления ножки зуба колеса;

12) от точки K откладывается отрезок $KQ = r_2$ и из точки Q , как из центра, радиусом r_2 описывается профиль зуба колеса, расположенный между окружностью диаметра $d_{a2} - 2r_{a2}$ и продолжением прямой BQ ;

13) радиусом r_{f2} из точки B производится скругление ножки зуба, а радиусом r_{a2} — головки зуба;

14) по окружности d_{w2} откладывается дуга $\widehat{F'F''} = 0,5p_n$, проводится ось симметрии O_2F'' и строится симметричный профиль зуба колеса.

Дозаполненное зацепление (рис. 3.12). Построение зубьев ведется в следующем порядке:

1) проводится линия центров O_1O_2 ;

2) описываются окружности диаметрами d_1 и d_2 , касающиеся друг друга в полюсе $П$;

3) под углом $\alpha = 27^\circ$ проводится прямая NN и на ней выбираются точки контактов K_1 и K_2 , при этом $ПК_1 = ПК_2 = l = r_1$.

Дальнейшее построение показано для случая сопряжения зубьев в заплоской точке (точка K_1);

4) радиусом r_1 описывается профиль головки зуба шестерни, расположенный между окружностью диаметра d_{a1} и прямой $ПС$, проведенной через полюс $П$ под углом $\delta = 8^\circ$;

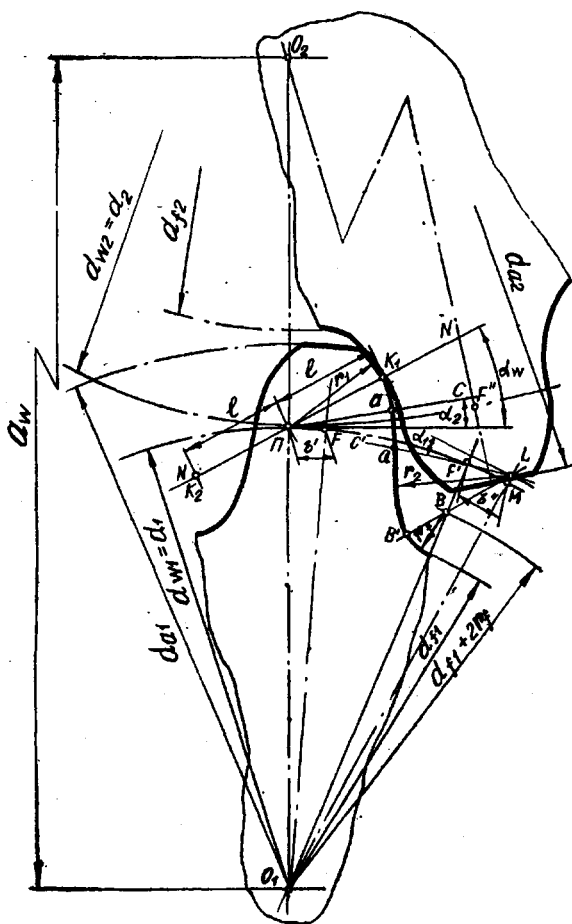


Рис. 3.12. Построение профилей зубьев сопряженных колес дозаполусного зацепления.

5) от полюса Π по начальной окружности откладывается дуга

$$\overset{\sim}{\Pi M} = 0,5\rho_n + b' + b'' = \left(\frac{\pi}{2} + l_a + l_f\right) m_n$$

и на радиусе O_1M находится точка L , смещенная от начальной окружности на величину $LM = X_f m_n$;

6) при точке L под углом α_1 к нормали радиуса O_1L проводится прямая LC' ;

7) от полюса Π по начальной окружности откладываются дуги

$$\overset{\sim}{\Pi F} = b' = l_a m_n \text{ и } \overset{\sim}{\Pi F'} = 0,5\rho_n + b' = \left(\frac{\pi}{2} + l_a\right) m_n$$

и проводятся оси симметрии зуба O_1F и впадины O_1F' ;

8) проводится окружность диаметра $d_{f1} + 2r_f$, определяющая центр B скругления ножки зуба;

9) радиусом r_2 из центра L описывается профиль ножки зуба, расположенный между прямыми LC' и LB' ;

10) радиусом r_f из точки B производится скругление ножки зуба;

11) строится профиль зуба на участке aa как огибающая профилей инструментальной рейки, полученных в процессе обкатки. Построение огибающей осуществляется так же, как и в заплоском зацеплении (см. рис. 3.11, б);

12) строится симметричный профиль зуба шестерни;

13) от полюса Π по начальной окружности откладывается дуга

$$\overset{\sim}{\Pi F''} = 0,5\rho_n + b' = \left(\frac{\pi}{2} + l_a\right) m_n,$$

проводится ось симметрии O_2F'' и в той же последовательности производится построение зуба колеса.

3.3 Расчет зубьев на выносливость по контактными напряжениями

Заплоское зацепление

Как указывалось раньше, в результате приработки зубьев, которая в рассматриваемых передачах происходит достаточно быстро, точечный контакт превращается в линейчатый по всей рабочей высоте зубьев. Исследования показывают, что нагрузка в зоне контакта зубьев распределяется неравномерно: по длине зуба — по эллиптическому закону, по высоте — по закону, близкому к линейному. На рис. 3.13, а показано распределение нагрузки в зоне контакта на поверхности зуба шестерни и колеса, а на рис. 3.13, б — в нормальном сечении зубьев. Расчет зубьев на выносливость по контактными напряжениями производится с учетом линейчатого контакта профилей и равномерного распределения нагрузки по высоте

зубьев. Фактическая неравномерность распределения нагрузки по высоте зубьев учитывается введением в расчет соответствующего коэффициента.

В основу расчета зубьев на выносливость по контактным напряжениям так же, как и в эвольвентном зацеплении, положена теория статически сжатых тел. В соответствии с этой теорией пара сопряженных зубьев заменяется эквивалентными цилиндрами, а контактные напряжения определяются по известной зависимости:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Hn} E_{np}}{\rho_{np} 2\pi (1 - \nu^2)}} \quad (3.1)$$

С учетом неравномерного распределения нагрузки по высоте зубьев [13, 14], эта зависимость получит вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0,65 w_{Hn} E_{np}}{\rho_{np} \pi (1 - \nu^2)}} \quad (3.2)$$

В зависимости (3.1) и (3.2) входят следующие величины: ρ_{np} — приведенный радиус заменяющих цилиндров; $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$; ρ_1 и ρ_2 — радиусы заменяющих цилиндров шестерни и колеса; b — ширина заменяющих цилиндров; $w_{Hn} = \frac{F_{Hn}}{b}$ — удельное давление; F_{Hn} — сила нормального давления; $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — приведенный модуль упругости; ν — коэффициент Пуассона.

Заменяющие цилиндры для зубьев шестерни и колеса показаны в пространстве на рис. 3.14 и в плоскости нормального сечения зубьев на рис. 3.15.

Так же, как и в эвольвентном зацеплении, радиусы заменяющих цилиндров определяются в плоскостях, проходящих через касательные $L_1 L_1$ и $L_2 L_2$ к линиям контакта и общую нормаль NN к поверхности зубьев в точке их касания. Поскольку линии контакта являются пространственными кривыми, касательные $L_1 L_1$ и $L_2 L_2$ не совпадают между собой.

Таких плоскостей две: для шестерни и для колеса. В результате сечения поверхности зубьев шестерни и колеса этими плоскостями (см. рис. 3.14) получаются какие-то плоские кривые

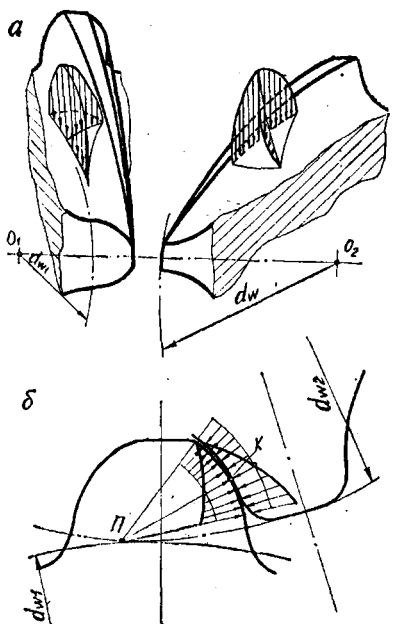


Рис. 3.13. Распределение нагрузки в зацеплении: а — в пространстве; б — в нормальном сечении.

$a_1 a_1$ и $a_2 a_2$. Радиусы кривизны этих кривых ρ_1 и ρ_2 в точке контакта K являются радиусами заменяющих цилиндров.

Известно, что радиусы кривизны сопряженных поверхностей в точке контакта в направлении касательных к линиям контакта определяют по теореме Менье.

$$\rho_1 = \frac{\rho'_1}{\cos \Theta_1}; \quad (3.3)$$

$$\rho_2 = \frac{\rho'_2}{\cos \Theta_2}, \quad (3.4)$$

где ρ'_1 и ρ'_2 — радиусы кривизны линий контакта шестерни и колеса; Θ_1 и Θ_2 — углы между общей нормалью NN к поверхности зубьев и радиальным направлением, проведенным в точку контакта для шестерни и колеса.

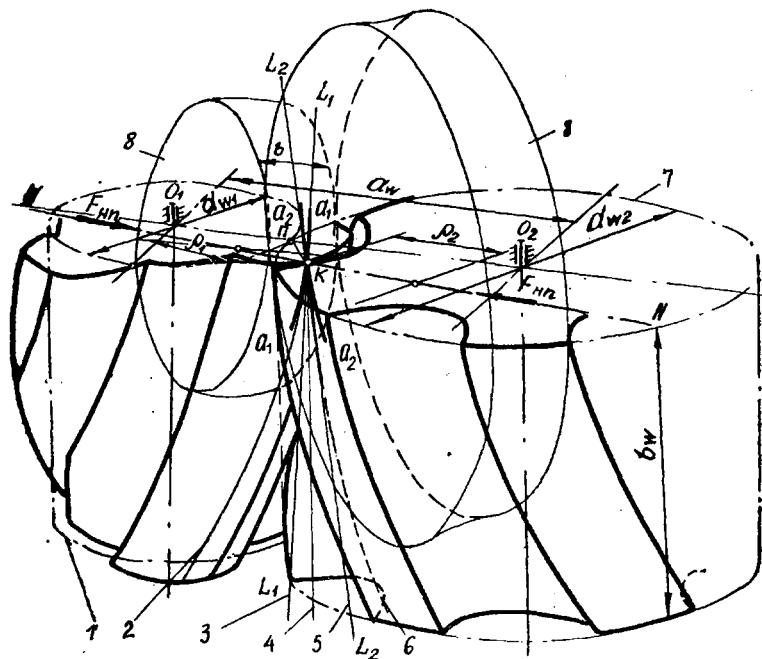


Рис. 3.14. Заменяющие цилиндры заплоского зацепления в пространстве:

1 — начальный цилиндр шестерни; 2 — линия контакта шестерни; 3 — касательная к линии контакта шестерни; 4 — линия зацепления; 5 — касательная к линии контакта колеса; 6 — линия контакта колеса; 7 — начальный цилиндр колеса; 8 — заменяющие цилиндры.

Как показал М. Л. Новиков [12]:

$$\rho'_1 = \frac{l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w1}}{2} + l \sin \alpha_w\right)^2 + \frac{d_{w1}}{4} \operatorname{ctg}^2 \beta}{\sqrt{l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w1}}{2} + l \sin \alpha_w\right)^2}}; \quad (3.5)$$

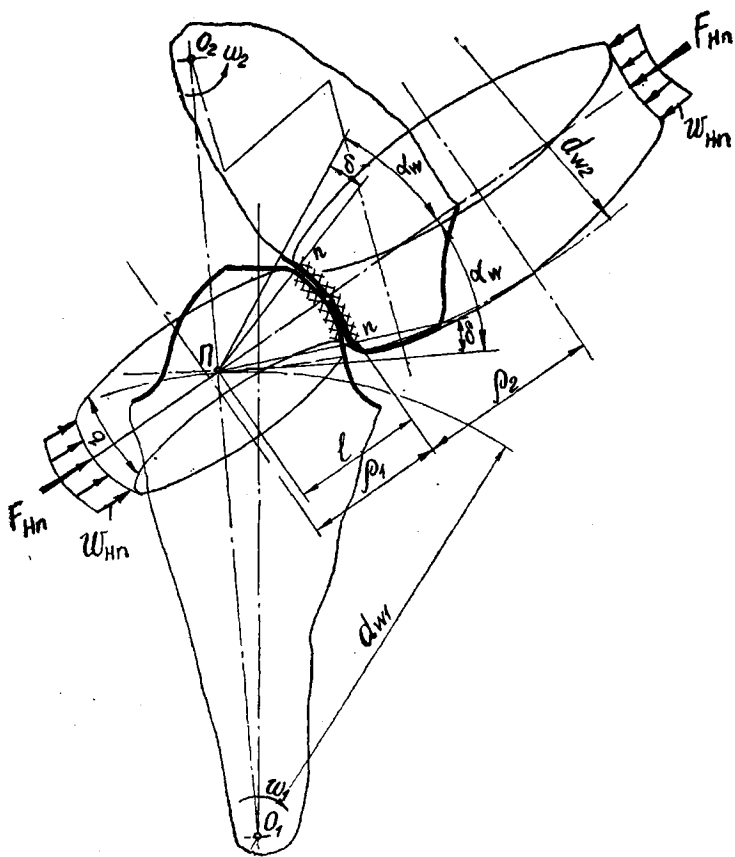


Рис. 3.15. Заменяющие цилиндры заплоского зацепления в нормальном сечении зубьев.

$$\rho_2' = \frac{l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w2}}{2} - l \sin \alpha_w\right)^2 + \frac{d_{w2}}{4} \operatorname{ctg}^2 \beta}{\sqrt{l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w2}}{2} - l \sin \alpha_w\right)^2}}; \quad (3.6)$$

$$\cos \theta_1 = \frac{l + \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{\cos \alpha_w}{\operatorname{ctg} \beta}\right)^2\right] \left[l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w1}}{2} + l \sin \alpha_w\right)^2\right]}}; \quad (3.7)$$

$$\cos \theta_2 = \frac{\frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w - l}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{\cos \alpha_w}{\operatorname{ctg} \beta}\right)^2\right] \left[l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w2}}{2} - l \sin \alpha_w\right)^2\right]}}. \quad (3.8)$$

Подставляя (3.5) и (3.7) в (3.3), а (3.6) и (3.8) в (3.4), найдем ρ_1 и ρ_2

$$\rho_1 = \frac{l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w1}}{2} + l \sin \alpha_w\right)^2 + \frac{d_{w1}}{4} \operatorname{ctg}^2 \beta}{l + \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w} \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \alpha_w}{\operatorname{ctg} \beta}\right)^2}; \quad (3.9)$$

$$\rho_2 = \frac{l^2 \cos^2 \alpha_w + \left(\frac{d_{w2}}{2} - l \sin \alpha_w\right)^2 + \frac{d_{w2}}{4} \operatorname{ctg}^2 \beta}{\frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w - l} \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \alpha_w}{\operatorname{ctg} \beta}\right)^2}. \quad (3.10)$$

Пренебрегая в выражениях (3.9) и (3.10), как это обычно принято [19], слагаемыми $l^2 \cos^2 \alpha_w$ и $l \sin \alpha_w$, а также принимая $z_2 = uz_1$ и $l = \lambda m_n$, окончательно получим радиусы кривизны заменяющих цилиндров в виде:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \frac{z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{2\lambda + z_1 \sin \alpha_w} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}; \quad (3.11)$$

$$\rho_2 = \frac{d_{w1}}{2} \frac{u^2 z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{uz_1 \sin \alpha_w - 2\lambda} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}} \quad (3.12)$$

Приведенный радиус кривизны заменяющих цилиндров

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_2 \rho_1}$$

$$\begin{aligned} & \frac{d_{w1}}{2} \frac{u^2 z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{u z_1 \sin \alpha_w - 2\lambda} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}} \pm \frac{d_{w1}}{2} \frac{z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{2\lambda + z_1 \sin \alpha_w} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}} \\ &= \frac{d_{w1}}{2} \frac{u^2 z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{u z_1 \sin \alpha_w - 2\lambda} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}} \pm \frac{d_{w1}}{2} \frac{z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{2\lambda + z_1 \sin \alpha_w} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}} \\ &= \frac{u^2}{u z_1 \sin \alpha_w - 2\lambda} \pm \frac{1}{2\lambda + z_1 \sin \alpha_w} \\ &= \frac{u^2}{u z_1 \sin \alpha_w - 2\lambda} \frac{d_{w1}}{2} \frac{z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{2\lambda + z_1 \sin \alpha_w} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_w}{\operatorname{ctg}^2 \beta}} \\ &= \frac{2 [u^2 (2\lambda + z_1 \sin \alpha_w) \pm (u z_1 \sin \alpha_w - 2\lambda)]}{u^2 d_{w1} z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w}} \\ &= \frac{2 [2\lambda u^2 + u z_1 \sin \alpha_w \pm z_1 u \sin \alpha_w \mp 2\lambda]}{u^2 d_{w1} z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w}} \\ &= \frac{2 [2\lambda (u^2 \mp 1) + u z_1 \sin \alpha_w (u \pm 1)] \sin^2 \beta}{u^2 d_{w1} z_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w}} \\ &= \frac{2 [u^2 (2\lambda + z_1 \sin \alpha_w) \pm (u z_1 \sin \alpha_w - 2\lambda)]}{u^2 d_{w1} z_1 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w}} \\ &= \frac{2 [2\lambda (u^2 \mp 1) + u z_1 \sin \alpha_w (u \pm 1)] \sin^2 \beta}{u^2 d_{w1} z_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w}} \end{aligned}$$

Ширина заменяющих цилиндров b принимается равной длине контактной линии зубьев по их высоте в нормальном сечении, т. е. развернутой дуге nn (см. рис. 3.15),

$$b = 2l (\alpha_w - \delta),$$

или при $\alpha_w = 30^\circ$, $\delta = 8^\circ$ и $l = \lambda m_n$

$$b = 0,768 \lambda m_n.$$

Сила нормального давления F_{Hn} , приходящаяся на один зуб, определяется через окружное усилие F_{Ht} и расчетный крутящий момент на шестерне T_{1H} :

$$F_{Hn} = \frac{F_{Ht}}{K_e \varepsilon_\beta \cos \alpha_w \cos \beta} = \frac{2 \cdot 1000 T_{1H}}{d_{w1} K_e \varepsilon_\beta \cos \alpha_w \cos \beta},$$

где ε_β — коэффициент перекрытия; K_e — коэффициент, которым учитывается неравномерность распределения нагрузки между точками контакта; T_{1H} — кгс·м; d_{w1} — мм.

При этом удельное давление, $\frac{\text{кгс}}{\text{мм}}$

$$\omega_{Hn} = \frac{F_{Hn}}{b} = \frac{2000T_{1H}}{bd_{w1}K_e \epsilon_\beta \cos \alpha_w \cos \beta}$$

С учетом полученных зависимостей

$$\begin{aligned} \sigma_{H1}^2 &= \frac{0,65\omega_{Hn}E_{np}}{\rho_{np}\pi(1-\nu^2)} = \\ &= \frac{0,65 \cdot 2000T_{1H}}{bd_{w1}K_e \epsilon_\beta \cos \alpha_w \cos \beta} \frac{2E_1E_2}{\pi(1-\nu^2)(E_1+E_2)} \times \\ &\times \frac{2[2\lambda(u^2 \mp 1) + uz_1 \sin \alpha_w (u \pm 1)] \sin^2 \beta}{u^2 d_{w1} z_1 \sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w}}, \end{aligned}$$

так как $d_{w1}^2 = \frac{4a_w^2}{(u \pm 1)^2}$, $b = 0,786\lambda m_n$, $m_n z_1 \cong d_{w1}$, то

$$\begin{aligned} \sigma_{H1}^2 &= \frac{423,48T_{1H} \text{tg} \beta \sin \beta}{a_w^3 \lambda \cos \alpha_w (1 + \text{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w)} \frac{2E_1E_2}{\pi(1-\nu^2)(E_1+E_2)} \times \\ &\times \frac{1}{K_e \epsilon_\beta} \frac{2\lambda(u^2 \mp 1) + uz_1 \sin \alpha_w (u \pm 1)}{u^2} (u \pm 1)^3. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Введя обозначения

$$\begin{aligned} \frac{2\lambda(u^2 \mp 1) + uz_1 \sin \alpha_w (u \pm 1)}{u^2} (u \pm 1)^3 &= Z_H^2, \quad \frac{1}{K_e \epsilon_\beta} = Z_e^2, \\ \frac{2E_1E_2}{\pi(1-\nu^2)(E_1+E_2)} &= Z_M^2, \end{aligned}$$

окончательно получим зависимость для проверочного расчета в общем виде:

$$\sigma_{H1} = 20,58 Z_H Z_e Z_M \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \text{tg} \beta \sin \beta}{a_w \lambda \cos \alpha_w (1 + \text{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w)}} \leq \sigma_{HP1}. \quad (3.14)$$

Решая уравнение (3.14) относительно a_w , получим зависимость для проектного расчета:

$$a_w = 7,51 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_e Z_M}{\sigma_{H1}}\right)^2 \frac{T_{1H} \text{tg} \beta \sin \beta}{\lambda \cos \alpha_w (1 + \text{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w)^{1/2}}}. \quad (3.15)$$

В зависимостях (3.14) и (3.15): T_{1H} — расчетная нагрузка на шестерне, кгс·м; σ_{H1} и σ_{HP1} — расчетные и допускаемые напряже-

ния, кгс/мм²; a_w — межосевое расстояние, мм; α_w — угол давления; β — угол наклона зубьев на делительном цилиндре;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\lambda(u^2 \mp 1) + uz_1 \sin \alpha_w (u \pm 1)}{u^2}} (u \pm 1)^3 \quad (3.16)$$

коэффициент, которым учитывается форма сопряженных поверхностей. В зависимости (3.16) верхние из двухпарных знаков относятся к внешнему зацеплению, нижние — к внутреннему.

$Z_e = \sqrt{\frac{1}{K_e e_\beta}}$ — коэффициент, которым учитывается суммарное число точек контакта всех пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении.

$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi(1-\nu^2)(E_1+E_2)}}$ — коэффициент, которым учитываются механические свойства материалов.

Приняв для стальных колес $E = 2,15 \cdot 10^4$ кгс/мм², $\nu = 0,3$, а также $\alpha_w = 30^\circ$, $\lambda = 1,4$, $\sqrt{1 \pm \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w} \approx 1,05$, $K_e \approx 0,8$, $e_\beta \approx 1,25$, получим

$$Z_e = 1, \quad Z_M = 86,6,$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2,8(u^2 \mp 1) + 0,5uz_1(u \pm 1)}{u^2}} (u \pm 1)^3.$$

Тогда

$$\sigma_{H1} = 1579,1 \frac{Z_H}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w}} \leq \sigma_{HP1}; \quad (3.17)$$

$$a_w = 135,6 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\sigma_{HP1}^2} Z_H^2}. \quad (3.18)$$

Дозаполюзное зацепление

На рис. 3.16, а показано распределение давлений в зонах контакта на поверхности зуба, а на рис. 3.16, б — в двух нормальных сечениях зуба, проходящих через точки контакта. При решении контактной задачи применительно к дозаполюзному зацеплению определяется наибольшее контактное напряжение, возникающее в зоне одной из точек контакта сопряженных зубьев. Положение и размеры заменяющих цилиндров определяются так же, как и в заплюзном варианте. Эти цилиндры применительно к дозаполюзному варианту показаны в пространстве на рис. 3.17 и в плоскости нормального сечения зубьев на рис. 3.18.

В этом случае радиусы r_1 , r_2 и ширина b заменяющих цилиндров определяются так же, как и в заплюзном зацеплении.

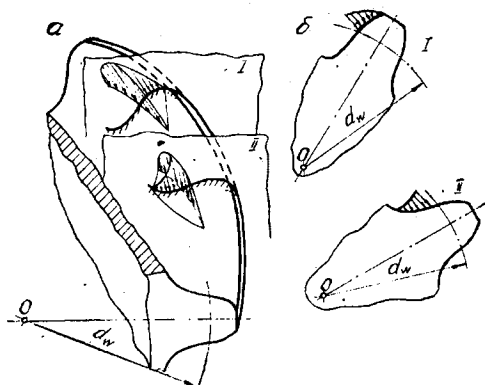


Рис. 3.16. Распределение нагрузки в дозополуном зацеплении:

a — в пространстве; *b* — в нормальных сечениях.

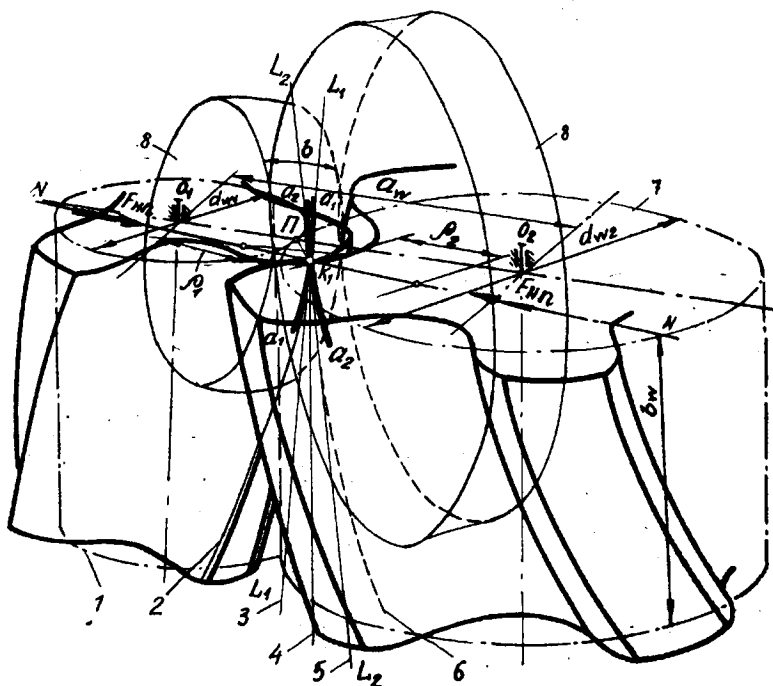


Рис. 3.17. Заменяющие цилиндры дозополуного зацепления в пространстве:

1 — начальный цилиндр шестерни; 2 — линия контакта шестерни; 3 — касательная к линии контакта шестерни; 4 — линия зацепления; 5 — касательная к линии контакта колеса; 6 — линия контакта колеса; 7 — начальный цилиндр колеса; 8 — заменяющие цилиндры.

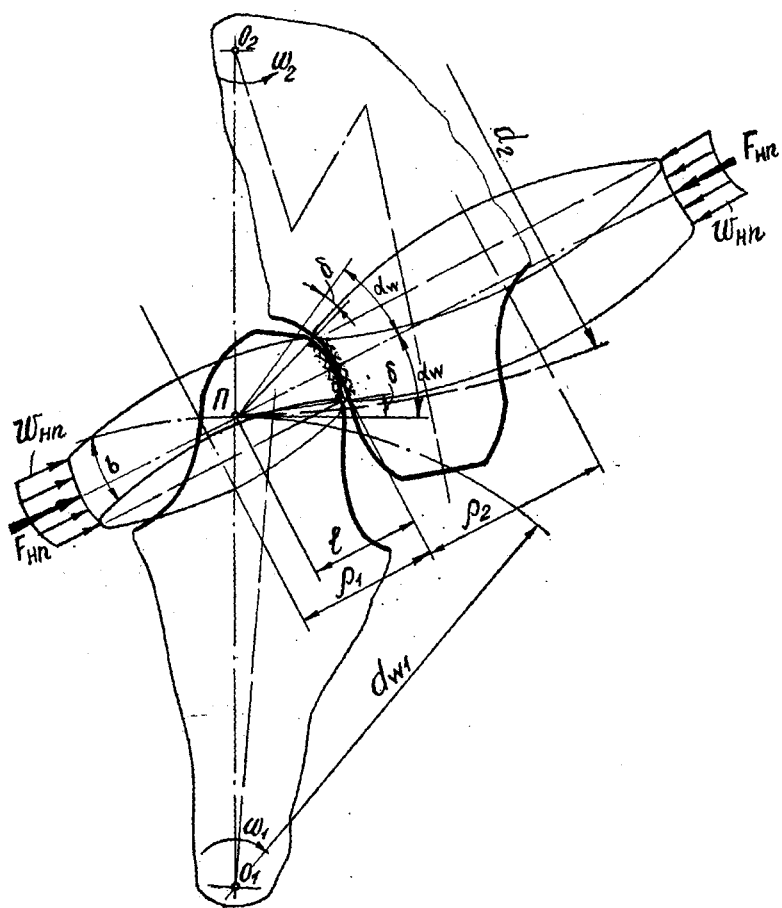


Рис. 3.18. Заменяющие цилиндры дозаполюсного зацепления в нормальном сечении зубьев.

В принятом для дозаполненного зацепления угле давления $\alpha_w = 27^\circ$, ширина $b = 0,662\lambda m_n$,

$$\sigma_{H1} = 22,4 Z_H Z_\varepsilon Z_M \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w \lambda \cos \alpha_w (1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w)^{1/2}}} \leq \sigma_{HP1}; \quad (3.19)$$

$$a_w = 7,95 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_\varepsilon Z_M}{\sigma_{H1}}\right)^2 \frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\lambda \cos \alpha_w (1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w)^{1/2}}}. \quad (3.20)$$

Значения Z_H ; Z_ε ; Z_M — такие же, как и в заполненном варианте.

Приняв для стальных колес $E = 2,15 \cdot 10^4$ кгс/мм², $\nu = 0,3$, а также $\alpha_w = 27^\circ$, $\lambda = 1,15$ (среднее для m_n от 3,15 до 20 мм), $\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha_w} \approx 1,05$, получим

$$Z_M = 86,6; \quad Z_H = \sqrt{\frac{2,3(u^2 \mp 1) + 0,5u z_1(u \pm 1)}{u^2} (u \pm 1)^3}.$$

Тогда

$$\sigma_{H1} = 1872,3 \frac{Z_H Z_\varepsilon}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w}} \leq \sigma_{HP1}; \quad (3.21)$$

$$a_w = 151,9 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\sigma_{HP1}^2} (Z_H Z_\varepsilon)^2}. \quad (3.22)$$

Здесь при $\varepsilon_\beta = 1,25$, $Z_\varepsilon = 1$ и при $\varepsilon_\beta = 2,25 \dots 2,5$, $Z_\varepsilon = 0,7$.

Расчетная нагрузка в зависимостях (3.14) ... (3.22) выражена через расчетный крутящий момент на шестерне, который определяется по формуле:

$$T_{1H} = T_1 K_{H\alpha} \quad (3.23)$$

где T_1 — наибольшая из действующих нагрузок (крутящих моментов на шестерне), за исключением пиковой; $K_{H\alpha}$ — коэффициент динамической нагрузки.

Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HL}, \quad (3.24)$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b}$ — базовый предел контактной выносливости; S_H — коэффициент безопасности; K_{HL} — коэффициент долговечности. Физический смысл и значение величин, входящих в (3.23) и (3.24), такие же, как и в эвольвентной передаче (см. [18, г. 5]).

3.4. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

Заполосное зацепление

Как уже говорилось раньше, нагрузка в зоне контакта распределяется неравномерно: по длине зуба — по эллиптическому закону, по высоте — по закону, близкому к линейному (см. рис. 3.13). При расчете зубьев на выносливость по напряжениям изгиба предполагается, что нагрузка в нормальном сечении зубьев распределяется по линейному закону, а эпюра нормальных давлений представляет собой треугольник (рис. 3.19). Нагрузку w_{Fn} , дей-

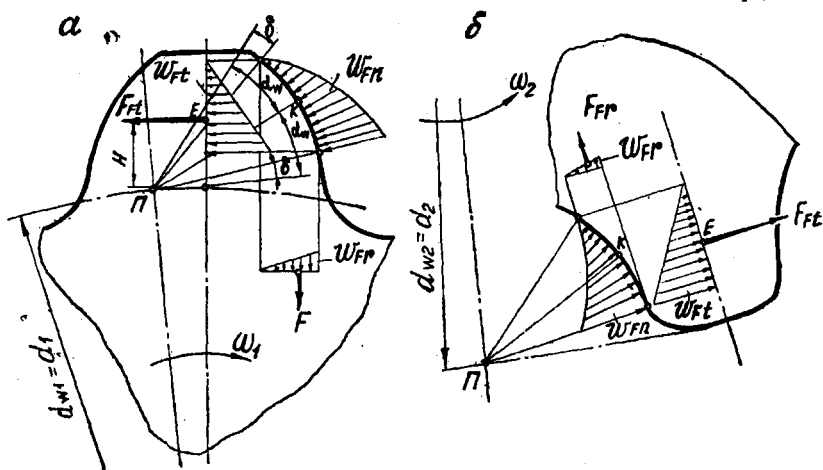


Рис. 3.19. Нагрузки на зубьях шестерни (а) и колеса (б) заполосного зацепления в нормальном сечении.

ствующую в нормальном сечении зуба, можно разложить на две составляющие: нагрузку w_{Ft} , направленную перпендикулярно, и нагрузку w_{Fr} , направленную параллельно оси симметрии нормального сечения зуба. Нагрузка w_{Ft} вызывает напряжения изгиба, а w_{Fr} — напряжения изгиба противоположного знака и сжатия. Подсчеты показывают, что напряжения от w_{Fr} не превышают 5% по сравнению с напряжениями от w_{Ft} . Поэтому напряжениями от w_{Fr} пренебрегают. Нагрузка w_{Ft} заменяется сосредоточенной силой F_{Ft} , проходящей через центр тяжести эпюры w_{Ft} .

Так же, как и в эвольвентном зацеплении, зуб рассматривается как консольная балка, зашпеленная одним концом и нагруженная сосредоточенной силой F_{Ft} с опасным сечением $(a, \frac{b_w}{\cos \beta})$ у основания зуба (рис. 3.20). Заменяя схему сил (рис. 3.20, а) схемой (рис. 3.20, б), пространственную задачу можно свести к плоской. Как следует из принятой схемы, в опас-

ном сечении возникают нормальные напряжения от изгиба, а также нормальные и касательные напряжения от стесненного кручения. Ввиду сложности задачи, дополнительные напряжения от стесненного кручения определяются опытным путем [14]. Их влия-

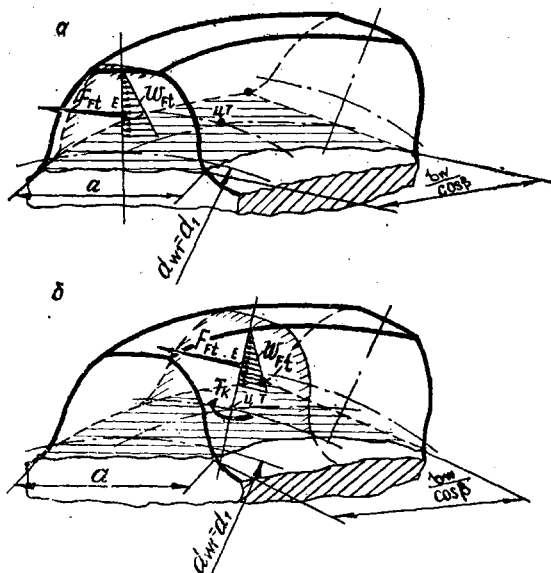


Рис. 3.20. Силы, действующие на зуб шестерни заплоского зацепления: а — фактическая система сил; б — приведенная система сил.

ние на прочность учитывается введением в расчет соответствующего поправочного коэффициента

$$K_{\text{н}} = \frac{83}{\beta + 10},$$

где β — угол наклона зуба, град.

Опасное сечение зуба так же, как и в эвольвентной передаче, проходит через точки соприкосновения профиля зуба и вписанного в него профиля балки равного сопротивления.

Профиль зуба шестерни в нормальном сечении изображен на рис. 3.21. Для произвольно взятого сечения балки равного сопротивления в системе координат x , a_x уравнение прочности примет вид:

$$F_{Ft} x = \frac{b_w a_x^2}{6 \cos \beta} \sigma_u,$$

где

$$a_x^2 = Kx;$$

$$K = \frac{6F_{Ft} \cos \beta}{b_w \sigma_u}.$$

При $x=0$; $a_x=0$.

Таким образом, балка равного сопротивления имеет вид незаштрихованного параболического тела. Вершина параболы находится в точке приложения силы F_{Ft} , а ветви касаются профиля зуба в точках m , n , через которые и проходит опасное сечение.

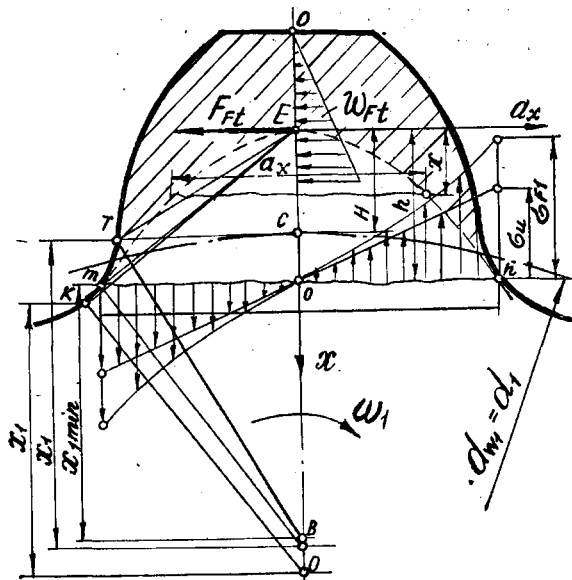


Рис. 3.21. К расчету шестерни заплоского зацепления на выносливость по напряжениям изгиба.

Практически положение опасного сечения находится следующим образом. Через точку E приложения силы F_{Ft} проводится прямая ET до пересечения с профилем в точке T . Из точки T под прямым углом к прямой ET проводится прямая TB до пересечения с осью симметрии профиля OO в точке B . Из точки T на ось симметрии профиля OO опускается перпендикуляр TC . Такое построение проводится для ряда точек профиля зуба, например, K , m и т. д. Опасное сечение будет таким, при котором отрезок $BC = x_1$ имеет наименьшее значение, т. е. $x_1 = x_{1 \min}$.

Рассмотрим определение напряжения в зубе шестерни.

Величина изгибающей силы, которая воспринимается одним зубом,

$$F_{Ft} = \frac{1000 T_{1F}}{K_e \epsilon_\beta \left(\frac{d_{w1}}{2} + H \right) \cos \beta} \approx \frac{2000 T_{1F}}{d_{w1} \cos \beta K_e \epsilon_\beta} \quad (3.25)$$

(T_{1F} в кгс·м, d_{w1} в мм, $H \ll \frac{d_{w1}}{2}$).

Обозначив расстояние от опасного сечения m до точки приложения силы F_{F1} через h и используя классическую теорию изгиба, можно записать уравнение прочности следующим образом:

$$F_{F1} h K_n = W \sigma_{F1}. \quad (3.26)$$

Для того, чтобы учесть различие законов распределения напряжений в опасном сечении зуба (рис. 3.21) — линейного, принятого в классической теории изгиба, и нелинейного, фактического — в левую часть уравнения (3.26) введем коэффициент концентрации напряжений у основания зуба K_T , значение которого зависит от формы и радиусов переходной кривой. Тогда с учетом (3.25) уравнение (3.26) запишем следующим образом:

$$\frac{2000 T_{1F} h K_n K_T}{d_{w1} \cos \beta K_\epsilon \epsilon_\beta} = \frac{h_w a^2}{6 \cos \beta} \sigma_{F1}. \quad (3.27)$$

Выразив размеры a и h через шаг p с помощью соотношений $a = a_1 p$, $h = a_2 p$ и обозначив

$$\frac{a_1^2}{6 a_2 K_T} = \frac{1}{Y_{F1}}, \quad \frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\beta} = Y_\epsilon,$$

с учетом $d_{w1} = \frac{m n z_1}{\cos \beta}$, $p = \pi m$, приведем уравнение (3.27) к виду:

$$\frac{2000 T_{1F} K_n \cos \beta}{m n z_1} Y_\epsilon = \pi m_n b_w \sigma_{F1} \frac{1}{Y_{F1}}. \quad (3.28)$$

Отсюда наибольшее местное напряжение при изгибе на переходной поверхности зуба со стороны растяжения

$$\sigma_{F1} = Y_\epsilon Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F} K_n \cos \beta}{z_1 b_w m_n^2} \leq \sigma_{FP1}. \quad (3.29)$$

При $K_\alpha = 1$ и $\epsilon_\beta = 1,25$

$$b_w \approx \frac{4 m_n}{\sin \beta}.$$

Тогда из (3.29) получим:

$$m_n = 4,3 \sqrt[3]{Y_\epsilon Y_{F1} \frac{T_{1F} K_n \sin 2\beta}{z_1 \sigma_{FP1}}}. \quad (3.30)$$

Дополнительное зацепление

Распределение нагрузки в зоне двух точек контакта показано на рис. 3.16. При расчете зубьев на выносливость по напряжениям изгиба предполагается, что нагрузка, действующая в двух различных нормальных сечениях, распределяется по линейному

закону, а эпюры нормальных давлений представляют собой треугольники (рис. 3.22).

Нагрузку w_{Fn} , действующую в нормальных сечениях, раскладывают на две составляющие: нагрузку w_{Ft} , направленную перпендикулярно, и нагрузку w_{Fr} , направленную параллельно осям симметрии нормальных сечений зуба. Составляющая w_{Ft}

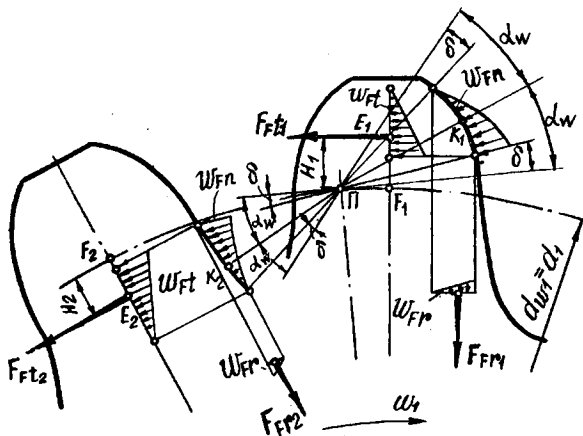


Рис. 3.22. Нагрузки на зубе дозаполюсного зацепления.

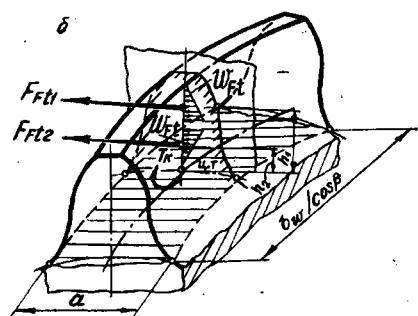
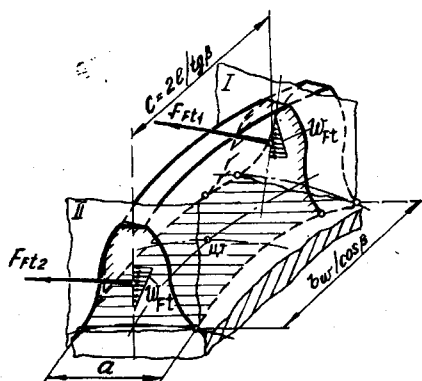
вызывает напряжение изгиба, а составляющая w_{Fr} — напряжение изгиба противоположного знака и сжатия. Так же, как и при расчете заплюсного зацепления, напряжениями от w_{Fr} пренебрегают, а нагрузку w_{Ft} заменяют сосредоточенными силами F_{Ft1} и F_{Ft2} , проходящими через центры тяжести эпюр w_{Ft} .

При определении напряжений зуб рассматривается как консольная балка, заземленная одним концом и нагруженная двумя сосредоточенными силами F_{Ft1} и F_{Ft2} с опасным сечением $(a, \frac{b_w}{\cos \beta})$ у основания зуба (рис. 3.23). Силы F_{Ft1} и F_{Ft2} приложены в плоскостях нормального сечения I и II, смещенных вдоль образующей зуба на расстояние $c = \frac{2l}{\operatorname{tg} \beta}$.

Заменяя схему сил, изображенную на рис. 3.23, а, схемой рис. 3.23, б, сложную пространственную задачу можно свести к плоской. Как следует из принятой схемы, в опасном сечении возникают нормальные напряжения изгиба, а также нормальные и касательные напряжения от стесненного кручения. Влияние на прочность зуба дополнительных напряжений от стесненного кручения так же, как и в заплюсном зацеплении, учитывается введением в расчет поправочного коэффициента K_n . Таким образом, задача сводится к определению напряжений изгиба от двух

сосредоточенных сил F_{Ft1} и F_{Ft2} , действующих в одном нормальном сечении зуба.

В дальнейшем предполагается, что $F_{Ft1} = F_{Ft2} = F_{Ft}$, а неравномерность распределения нагрузки между точками контакта учитывается введением коэффициента K_e . Опасное сечение зуба так же, как и в заплоском зацеплении, проходит через точки соприкосновения профиля зуба и вписанного в него профиля балки равного сопротивления. Изобразим профиль зуба в нормальном сечении (рис. 3.24). В системе координат x a_x для произвольно взятых сечений $0 < x \leq H$ балки равного сопротивления уравнения прочности примут вид:



Р и с. 3.23. Силы, действующие на зуб дозаплоского зацепления:
 а — фактическая система сил; б — приведенная система сил.

для произвольно взятого сечения $x > H$ имеет вид

$$F_{Ft} x = \frac{b_w a_x^2}{6 \cos \beta} \sigma_u,$$

где

$$a_x^2 = Kx;$$

$$K = \frac{6 F_{Ft} \cos \beta}{b_w \sigma_u}.$$

При $x=0$ $a_x=0$.

Уравнение прочности балки равного сопротивления

$$F_{Ft} (2x - H) = \frac{b_w a_x^2}{6 \cos \beta} \sigma_u,$$

где

$$a_x^2 = 2K \left(x - \frac{H}{2} \right).$$

При $x = \frac{H}{2}$ $a_x = 0$.

Таким образом, балка равного сопротивления имеет вид незаштрихованного параболического тела. Профиль этого тела очерчен двумя квадратичными параболой. Вершина одной из них

находится в точке E_1 , а другой — оказывается смещенной относительно E_1 на величину $\frac{H}{2}$.

Ветви парабол пересекаются при

$$Kx = 2K \left(x - \frac{H}{2} \right).$$

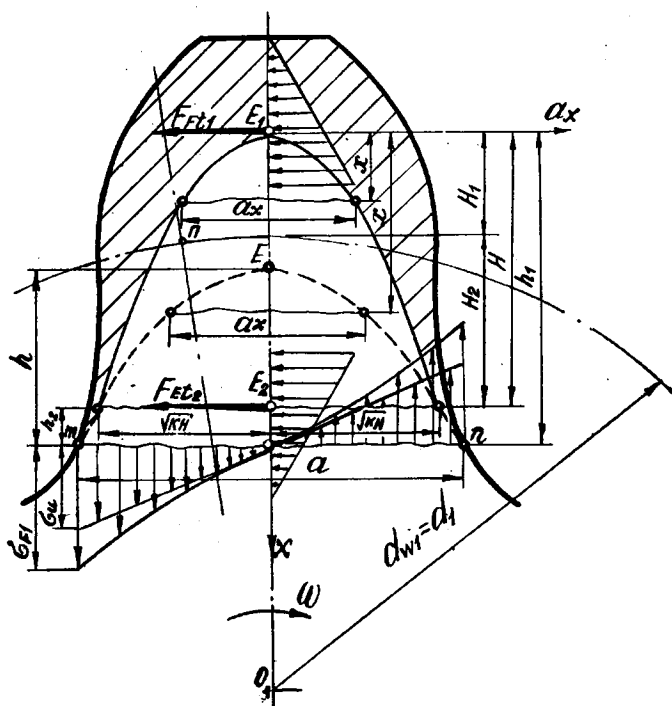


Рис. 3.24. К расчету шестерни дозаполюсного зацепления на выносливость по напряжениям изгиба.

Отсюда координаты точек их пересечения

$$x = H, \quad a_x = \pm \sqrt{KH}.$$

Опасное сечение зуба проходит через точки m, n касания его профиля с параболой

$$a_x^2 = 2K \left(x - \frac{H}{2} \right).$$

Для определения положения этих точек используется тот же практический прием, что и при соответствующем расчете заплуюсного зацепления.

Рассмотрим определение напряжений в опасном сечении зуба. Величина изгибающей силы в одной точке контакта

$$F_{Ft} = \frac{2000T_{1F}}{K_\varepsilon \varepsilon_\beta \left[\left(\frac{d_{w1}}{2} + H_1 \right) + \left(\frac{d_{w1}}{2} - H_2 \right) \right] \cos \beta} \approx \frac{2000T_{1F}}{K_\varepsilon \varepsilon_\beta d_{w1} \cos \beta}; \quad (3.31)$$

(T_{1F} в кгс·м, d_{w1} в мм, $H_1 \ll \frac{d_{w1}}{2}$ и $H_2 \ll \frac{d_{w1}}{2}$). По аналогии с за-
полюсным зацеплением уравнение прочности зуба можно записать
следующим образом:

$$(F_{Ft1}h_1 + F_{Ft2}h_2) K_n K_T = W \sigma_{F1}. \quad (3.32)$$

Приняв

$$F_{Ft1} = F_{Ft2} = F_{Ft} = \frac{2000T_{1F}}{K_\varepsilon \varepsilon_\beta d_{w1} \cos \beta}$$

и введя обозначение $\frac{h_1 + h_2}{2} = h$, уравнение (3.32) можно привести
сначала к виду $2F_{Ft} h K_n K_T = W \sigma_{F1}$, а затем к виду

$$\frac{4000T_{1F} K_n K_T h}{d_{w1} \cos \beta K_\varepsilon \varepsilon_\beta} = \frac{b_w a^2}{6 \cos \beta} \sigma_{F1}. \quad (3.33)$$

Выразив размеры a и h через шаг p_n с помощью соотношений
 $a = \alpha_1 p_n$, $h = \alpha_2 p_n$ и обозначив $\frac{\alpha_1^2}{6\alpha_2 K_T} = \frac{1}{Y_{F1}}$, $\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\beta} = Y_\varepsilon$, с учетом

$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$; $p_n = \pi m_n$, приведем уравнение (3.33) к виду

$$\frac{4000T_{1F} K_n \cos \beta}{m_n z_1} Y_\varepsilon = \pi m_n b_w \sigma_{F1} \frac{1}{Y_{F1}}. \quad (3.34)$$

Отсюда наибольшее местное напряжение при изгибе на переход-
ной поверхности зуба со стороны растяжения

$$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{1273,2 T_{1F} K_n \cos \beta}{z_1 b_w m_n^2} \leq \sigma_{FP1}. \quad (3.35)$$

При $K_s = 2$ $b_w \approx \frac{2m_n}{\sin \beta}$.

Из (3.35)

$$m_n = 6,83 \sqrt[3]{\frac{Y_\varepsilon Y_{F1} T_{1F} K_n \sin 2\beta}{z_1 \sigma_{FP1}}}. \quad (3.36)$$

В (3.32), (3.33), (3.35), (3.36) T_{1F} — расчетный крутящий момент
на шестерне, кг·см; σ_{F1} и σ_{FP1} — соответственно расчетное и до-

пускаемое напряжение, кгс/мм²; m_n — модуль, мм; b_w — рабочая ширина колеса, мм; Y_z — коэффициент, которым учитывается суммарное число точек контакта пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и неравномерность распределения нагрузки между этими точками ($Y_z =$

$$= \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\beta}, K_\varepsilon = 0,8, \varepsilon_\beta = \frac{K_\alpha b_w}{\rho_n} \sin \beta);$$

Y_F — коэффициент формы зуба.

В общем случае, при любом профиле

$$Y_F = \frac{6\alpha_2 K_T}{\alpha_1^2}$$

является функцией числа зубьев эквивалентного колеса z_v .

При этом $\alpha_1 = \frac{a}{\rho_n}$, $\alpha_2 = \frac{h}{\rho_n}$ определяется ранее рассмотренным графическим построением. С этой целью для заданного числа зубьев z в масштабе вычерчивается профиль зуба и для него определяется α_1 и α_2 при $x_1 = x_{1min}$ (см. рис. 3.21 и 3.24). Графики $y = y(z_v)$, построенные по данным, полученным подобным образом (рис. 3.25), аппроксимируются методом наименьших квадратов.

Тогда коэффициент формы зуба:

а) в заповлюсном зацеплении для шестерни

$$Y_{F1} = 7,76 + \frac{17,93}{z_{v1}^{0,98} - 2,31}, \quad (3.37)$$

для колеса

$$Y_{F2} = 5,97 + \frac{22,94}{z_{v2}^{0,77} - 3,84}; \quad (3.38)$$

б) в дозаповлюсном зацеплении (для шестерни и колеса)

$$Y_F = 4,69 + \frac{10,36}{z_v^{1,06} - 2,21}. \quad (3.39)$$

В формулы (3.37) ... (3.39) подставляется эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Расчетная нагрузка в зависимостях (3.29), (3.30), (3.35), (3.36) выражена через расчетный крутящий момент на шестерне T_{1p} ,

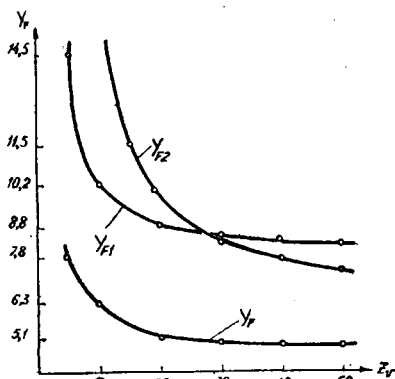


Рис. 3.25. Коэффициенты формы зуба шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} заповлюсного зацепления и формы зуба Y_F дозаповлюсного зацепления.

который определяется так же, как и в контактной задаче (см. 3.23), т. е.

$$T_{1P} = T_{1H}. \quad (3.40)$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (3.41)$$

где $\sigma_{F \text{ lim } b}$ — базовый предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба; S_F — коэффициент безопасности; K_{FC} — коэффициент, которым учитывается влияние двустороннего приложения нагрузки; K_{FL} — коэффициент долговечности.

Физический смысл и значение величин, входящих в (3.40; 3.41), с достаточной степенью точности могут быть приняты такими же, как и в эвольвентной передаче (см. [18, гл. 5]).

Расчет зубьев на прочность при воздействии пиковой (максимальной) нагрузки производится аналогично соответствующему расчету для эвольвентных передач по формулам (5.26), (5.27) (см. [18]).

3.5. Порядок расчета

Проектный расчет закрытой передачи

1) Определение общего передаточного числа

$$u_{\text{обш}} = \frac{n_1}{n_2},$$

где n_1 и n_2 — частота вращения соответственно первого ведущего и последнего ведомого зубчатых колес;

2) определение числа ступеней (см. [18, табл. 2.3]), распределение общих передаточных чисел между отдельными ступенями (см. [18, табл. 2.4 ... 2.6]);

3) выбор материалов (см. [18, табл. 3.1]);

4) расчет ступеней.

Расчет можно вести, начиная либо с быстроходной, либо с тихоходной ступени. Обычно в цилиндрических передачах всех типов, за исключением соосной, принято этот расчет начинать с быстроходной ступени, в соосной — с тихоходной ступени. Расчет первой ступени (быстроходной или тихоходной) рекомендуется вести в такой последовательности:

а) определение межосевого расстояния a_w ступени (зависимости (3.15), (3.18), (3.20), (3.22)). При этом параметрами z_1 и β задаются. Полученное межосевое расстояние a_w округляется до ближайшего стандартного значения, указанного в [18, табл. 2.1];

б) проверка зубьев на выносливость по контактным напряже-

ниям при выбранном a_w . Контактные напряжения зубьев шестерни σ_{H1} (зависимости (3.14), (3.17), (3.19), (3.21))

$$\sigma_{H1} \leq \sigma_{HP1}.$$

Контактные напряжения зубьев колеса σ_{H2}

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \leq \sigma_{HP2}.$$

Если напряжения σ_{H1} и σ_{H2} выходят за пределы допускаемых величин, необходимо либо изменить межосевое расстояние, приняв другое стандартное значение a_w (см. [18, табл. 2.1]), либо применить для зубчатых колес другие материалы и соответствующую термическую или термохимическую обработку;

в) определение суммы чисел зубьев шестерни и колеса, а также нормального модуля $z_{\Sigma} = z_1(u+1)$; $m_n = \frac{2a_w}{z_{\Sigma}} \cos \beta$;

г) проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба. Напряжение изгиба зубьев шестерни σ_{F1} (зависимости (3.29), (3.35)).

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}$$

Напряжение изгиба зубьев колеса σ_{F2}

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2},$$

где Y_{F1} и Y_{F2} — коэффициенты формы зуба, определяемые по зависимостям (3.37), (3.38), (3.39).

Если σ_{F1} или σ_{F2} значительно отличаются от допускаемых величин, изменяют значение нормального модуля, а также другие связанные с ним параметры

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta; \quad z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1}.$$

После этого снова определяют значения σ_H , σ_F и сравнивают их с допускаемыми напряжениями. Методом последовательных приближений эти операции повторяют до получения удовлетворительной сходимости между расчетными и допускаемыми напряжениями. Для полного использования нагрузочной способности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба желательно добиваться того, чтобы σ_{H1} , σ_{H2} , σ_{F1} и σ_{F2} отличались от допускаемых значений не более, чем на $\pm 5\%$;

д) проверка зубьев 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. [18]). Если напряжения, подсчитанные по этим зависимостям, выходят за пределы допускаемой величины, то применяют для зубчатых колес более прочные материалы (иногда изменяют параметры передачи, межосевое расстояние и

модуль). В рассматриваемой последовательности выполняют расчет остальных ступеней передачи. Однако при этом определяют их межосевые расстояния в соответствии с межосевым расстоянием уже рассчитанной ступени (см. [18, табл. 2.1]), а затем выполняют все необходимые проверки.

Проектный расчет открытой передачи

После распределения общего передаточного числа между отдельными ступенями, а также после выбора материала расчет каждой ступени ведут в такой последовательности:

1) определение модуля m из условия выносливости зубьев по напряжениям изгиба (зависимости (3.30), (3.36)). Полученный модуль округляют до ближайшего стандартного значения, указанного в табл. 3.2;

2) проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба. Напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}.$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2};$$

3) проверка зубьев на прочность при воздействии пиковой нагрузки (зависимости 5.26 ... 5.27) (см. [18]).

Особенности проверочного расчета

В закрытых передачах определяются σ_H , σ_F , σ_{HM} , σ_{FM} , в открытых передачах — только σ_F и σ_{FM} , а затем сравниваются с допускаемыми напряжениями. При этом определение напряжений производится так же, как и в проектном расчете.

3.6. Силы в передаче

При определении величины и направления сил, действующих в зубчатых передачах, для расчета их валов и опор с достаточной степенью точности заполносное и дозаполносное зацепления рассматриваются как одноточечное (заполносное).

Так же, как и в косозубых цилиндрических колесах с эвольвентным зацеплением, полное давление F_n на зуб шестерни раскладывается на три взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 3.26):

1) окружное усилие F_t , направленное по касательной к начальной окружности;

2) осевое усилие F_a , направленное параллельно оси вращения колеса;

3) распорную силу F_r , направленную перпендикулярно оси вращения колеса.

Углы между полным давлением на зуб F_n и его составляющими F_t , F_a и F_r определяются зависимостями (см. [13])

$$\cos \alpha_{nw} = \frac{\cos \alpha_{tw}}{\sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}}; \quad \cos \beta_n = \frac{\sin \alpha_{tw}}{\sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}};$$

$$\cos \gamma_n = \frac{\cos \alpha_{tw}}{\operatorname{ctg} \beta \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}},$$

где α_w и α_{tw} — углы давления в нормальном и торцовом сечениях соответственно; β — угол наклона зубьев на делительном цилиндре. Тогда составляющие полного давления на зуб колеса

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_r = F_t \frac{\cos \beta_n}{\cos \alpha_n};$$

$$F_a = F_t \frac{\cos \gamma_n}{\cos \alpha_n},$$

а полное давление на зуб

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n}.$$

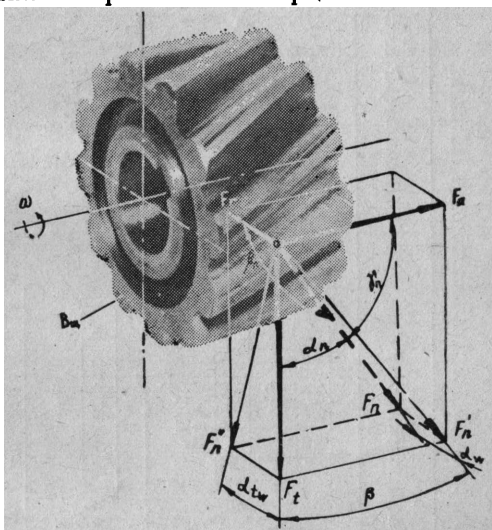


Рис. 3.26. Силы в цилиндрических колесах с зацеплением М. Л. Новикова.

С учетом значений $\cos \alpha_n$, $\cos \beta_n$, $\cos \gamma_n$ в результате получим:

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha_{tw}}{\operatorname{ctg}^2 \beta}},$$

где

$$\operatorname{tg} \alpha_{tw} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}.$$

В заключении даны приложения, в которых приводятся сводные таблицы основных формул, принятых для расчета зубчатых и червячных передач в технической системе единиц и в Международной системе единиц СИ, а также таблица перевода некоторых единиц измерения из одной системы в другую.

Основные формулы для расчета передач Новикова

Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба
<p>для стальных колес с запольным зацеплением $\alpha_w = 30^\circ$</p> $\sigma_{H1} = 1579,1 \frac{Z_H}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 135,6 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\sigma_{HP1}^2} Z_H^2}$	$\sigma_{F1} = Y_e Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F} K_{\Pi} \cos \beta}{z_1 b_w m_n^2} \leq \sigma_{FP1}$ $m_n = 4,3 \sqrt[3]{\frac{Y_e Y_{F1} T_{1F} K_{\Pi} \sin 2\beta}{z_1 \sigma_{FP1}}}$
<p>для стальных колес с дозапольным зацеплением $\alpha_w = 27^\circ$</p> $\sigma_{H1} = 1872,3 \frac{Z_H Z_e}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 151,9 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\sigma_{HP1}^2} (Z_H Z_e)^2}$	$\sigma_{F1} = Y_e Y_{F1} \frac{1273,2 T_{1F} K_{\Pi} \cos \beta}{z_1 b_w m_n^2} \leq \sigma_{FP1}$ $m_n = 6,83 \sqrt[3]{\frac{Y_e Y_{F1} T_{1F} K_{\Pi} \sin 2\beta}{z_1 \sigma_{FP1}}}$

Приложение 1, а

Определение межосевого расстояния

Модифицированная глобоидная передача	Червячно-спиройдная передача
$a = 26,14 \left(\frac{T_2}{K_a K_u K_p K_M K_3 K_T K_p} \right)^{1/3}$	$a_w = \left[\frac{N_1 (u+3,7)}{0,018 \lg \left(\frac{n_1}{340} + 1 \right)} \right]^{0,455}$

Перевод некоторых единиц измерения в единицы СИ

Наименование величин	Единица измерения	Сокращенное обозначение	Перевод в единицы СИ
Частота вращения	оборот в минуту	об/мин	$1 \text{ об/мин} = \frac{\pi}{30} \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
Сила	килограмм-сила	кгс	$1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}$ (Н — ньютон)
Момент силы, пары сил	килограмм-сила-метр	кгс·м	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \approx 9,81 \text{ Н} \cdot \text{м}$
Удельный вес (удельная сила тяжести)	килограмм-сила на кубический метр	кгс/м ³	$1 \text{ кгс/м}^3 \approx 9,81 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$
Напряжение (давление)	килограмм-сила на квадратный миллиметр	кгс/мм ²	$1 \text{ кгс/мм}^2 \approx 9,81 \times 10^6 \text{ Па} \approx 10 \text{ МПа}$ (Па — паскаль)
Работа	килограмм-сила-метр	кгс·м	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \approx 9,81 \text{ Дж}$ (Дж — джоуль)
Мощность	килограмм-сила-метр в секунду	кгс·м/с	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 9,81 \text{ Вт}$
	лошадиная сила	л. с.	$1 \text{ л. с.} = 736 \text{ Вт}$ (Вт — ватт)
Количество теплоты	килокалория	ккал	$1 \text{ ккал} \approx 4,187 \text{ кДж}$
Коэффициент теплопередачи	килокалория на квадратный метр-час-градус	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}$	$1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C} = 1,163 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Некоторые приставки для образования кратных и дольных единиц

Приставка	Числовое значение	Сокращенное обозначение	Примеры кратных и дольных единиц	
			наименование	обозначение
Мега	10^6	М	меганьютон	МН
			мегапаскаль	МПа
Кило	10^3	К	киловатт	кВт
Сантим	10^{-2}	С	сантиметр	см
Милли	10^{-3}	м	миллиметр	мм
Микро	10^{-6}	мк	микрометр	мкм

Основные формулы для расчета зубчатых и червячных передач в единицах СИ

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	
Передачи цилиндрическими колесами с прямыми зубьями	$\alpha_w = 20^\circ; Z_H = 1,764;$ $Z_e = 1; Z_M = 271,741;$	$\sigma_{H1} = \frac{10720}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}(u \pm 1)^3}{b_w u}} < \sigma_{HP1};$ $a_w = 486(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\psi_{ba} u \sigma_{HP1}^2}}$	$\sigma_{F1} = \frac{636 T_{1F} Y_{F1}}{m^2 z_1 b_w \gamma} < \sigma_{FP1};$ $m = 8,6 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}$
	$\alpha_w = 20^\circ; Z_H = 1,755;$ $Z_e = 0,791; Z_M = 271,741;$ $\beta = 8^\circ$	$\sigma_{H1} = \frac{8350}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}(u \pm 1)^3}{b_w u}} < \sigma_{HP1};$ $a_w = 412(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\psi_{ba} u \sigma_{HP1}^2}}$	$\sigma_{F1} = \frac{390 T_{1F} Y_{F1}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} < \sigma_{FP1};$ $m_n = 7,3 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}$
	$\alpha_w = 20^\circ; Z_H = 1,679;$ $Z_e = 0,791; Z_M = 271,741;$ $\beta = 25^\circ$	$\sigma_{H1} = \frac{7314}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}(u \pm 1)^3}{b_w u}} < \sigma_{HP1};$ $a_w = 377(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\psi_{ba} u \sigma_{HP1}^2}}$	$\sigma_{F1} = \frac{326 T_{1F} Y_{F1}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} < \sigma_{FP1};$ $m_n = 6,9 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}$

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям		Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба
Коническими колесами с прямыми зубьями	$\alpha_w = 20^\circ; Z_H = 1,764;$ $Z_E = 1; Z_M = 271,741;$ $\psi_{bR} = 0,25 \dots 0,3$ $\psi_{bR} = 0,275$	$\sigma_{H1} = \frac{12610}{R_e - 0,5b_w} \sqrt{\frac{T_{1H}(u+1)^{3/2}}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1}$ $R_e = 920 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{u \sigma_{HP1}^2}}$	$\sigma_{F1} = \frac{748 T_{1F} Y_{F1}}{m^2 b_w z_1 Y} \leq \sigma_{FP1}$ $m_m = 9,1 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} Y \sigma_{FP1}}}$
Червячная цилиндрическая передача	в общем случае	$\sigma_{H2} = 5606 \sqrt{\frac{T_{2H} \sin \lambda (u+q/z_1)^3}{a_w^3 u^2}} \leq \sigma_{HP2}$ $a_w = 316 (u+q/z_1) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \sin \lambda}{u^2 \sigma_{HP2}^2}}$	$\sigma_{F2} = \frac{444 T_{2F} Y_{F2}}{m^3 z_1 u Y (q+1,5)} \leq \sigma_{FP2}$ $m = 7,6 \sqrt[3]{\frac{T_{2F} Y_{F2}}{z_1 u Y (q+1,5) \sigma_{FP2}}}$
	для наиболее часто встречающихся параметров $\lambda_{cp} \approx 16,3^\circ$ $q_{cp} \approx 14$	$\sigma_{H2} = 2956 \sqrt{\frac{T_{2H} (u+q/z_1)^3}{a_w^3 u^2}} \leq \sigma_{HP2}$ $a_w = 206 (u+q/z_1) \sqrt[3]{\frac{T_{2H}}{u^2 \sigma_{HP2}^2}}$	$\sigma_{F2} = \frac{28,6 T_{2F} Y_{F2}}{m^3 z_1 u Y} \leq \sigma_{FP2}$ $m = 3,05 \sqrt[3]{\frac{T_{2F} Y_{F2}}{z_1 u Y \sigma_{FP2}}}$

Вид передачи	Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	
Передачи с зацеплением М. Л. Новикова	заполюзное зацепление $\alpha_w = 30^\circ$	$\sigma_{H1} = 4939 \frac{Z_H}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 290 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\sigma_{HP1}^2} Z_H^2}$	$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{636 T_{1F} K_\Pi \cos \beta}{z_1 b_w m_n^2} \leq \sigma_{FP1}$ $m_n = 8,6 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_\Pi \sin 2\beta}{z_1 \sigma_{FP1}} Y_\varepsilon Y_{F1}}$
	дозаполюзное зацепление $\alpha_w = 27^\circ$	$\sigma_{H1} = 5856 \frac{Z_H Z_\varepsilon}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{a_w}} \leq \sigma_{HP1}$ $a_w = 325 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \operatorname{tg} \beta \sin \beta}{\sigma_{HP1}^2} (Z_H Z_\varepsilon)^2}$	$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{1273 T_{1F} K_\Pi \cos \beta}{z_1 b_w m_n^2} \leq \sigma_{FP1}$ $m_n = 10,8 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_\Pi \sin 2\beta}{z_1 \sigma_{FP1}} Y_\varepsilon Y_{F1}}$

Примечание: 1. Размерность величин в формулах: напряжение — МПа (мегаПаскаля), моменты — Н·м (Ньютонометры), линейные величины — мм (миллиметры).

2. Все записано в таблице по формулам для стальных колес, исключая червячную передачу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зап П. С. Глобoidная передача.— М.: Машгиз, 1962.
2. Дикер Я. И., Сагин Л. И. Основы производства червячных глобoidных передач.— М.: Машгиз, 1960.
3. Эйдинов М. С. Расчет зубчатых и червячных передач. Конические и червячные передачи.— Свердловск: изд. УПИ, 1980.
4. Зубчатые передачи: Справочник/Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга — Л.: Машиностроение, 1980.
5. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением.— М.: Машиностроение, 1969.
6. Решетов Д. Н. Детали машин.— М.: Машиностроение, 1974.
7. Дмитриев В. А. Детали машин.— Л.: Судостроение, 1970.
8. Зотов В. Д., Голубков Н. С. Червячно-спиройдные передачи.— Бюллетень Удмуртского СНХ, 1958, № 8.
9. Голубков Н. С. Некоторые вопросы геометрии зацепления червячно-спиройдных передач.— Изв. вузов. Машиностроение, 1959, № 8.
10. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И. Аспекты геометрической теории и результаты исследования спиройдных передач с цилиндрическими червяками.— В кн.: Механика машин. М., 1972, вып. 31—32.
11. Эйдинов М. С. Расчет зубчатых и червячных передач.— М.: Машгиз, 1961.
12. Новиков М. Л. Основные вопросы геометрической теории точечного зацепления, предназначенного для зубчатых передач большой мощности: Дис. на соиск. учен. степени д-ра техн. наук.— М., ВВИА им. Жуковского.
13. Федякин Р. В., Чесноков В. А. Расчет зубчатой передачи М. Л. Новикова.— Вестник машиностроения, 1958, № 4, 5.
14. Павленко А. В., Федякин Р. В., Чесноков В. А. Зубчатые передачи с зацеплением М. Л. Новикова.— Киев: Техника, 1978.
15. Краснощеков Н. Н., Федякин Р. В., Чесноков В. А. Теория зацепления Новикова.— М.: Наука, 1976.
16. Эйдинов М. С., Анкудинов Д. Г. Расчет зубчатых передач с зацеплением М. Л. Новикова.— Свердловск: изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1961.
17. Эйдинов М. С., Анкудинов Д. Г. Расчет зубчатых передач с заплюсным и дэзаплюсным зацеплением М. Л. Новикова.— Свердловск: изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1968.
18. Эйдинов М. С., Гальчун Б. Р. Расчет зубчатых и червячных передач. Цилиндрические зубчатые передачи.— Свердловск: изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1978.
19. Сахненко В. Л. Зубчатые передачи Новикова. Обзор конструкций и методов расчета.— Киев: изд. Киевский политехнический институт, 1964.
20. ГОСТ 21354—75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.— Введ. 1.01.77; срок действия до 1.01.82. М., 1976.
21. ГОСТ 17744—72. Передачи Новикова с двумя линиями зацепления цилиндрические. Расчет геометрии.— Введ. 1.01.74; М., 1972.
22. ГОСТ 15023—76. Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур.— Введ. 1.07.77; срок действия до 1.07.82. М., 1976.
23. ГОСТ 14186—69. Колеса зубчатые цилиндрические передач Новикова. Модули.— Введ. 1.01.70; М., 1969.
24. ГОСТ 9369—66. Передачи червячные глобoidные. Основные параметры.— Введ. 1.01.68; М., 1968.

25. ГОСТ 17696—72. Передачи червячные глобоидные. Расчет геометрии.— Введ. 1.07.73; М., 1973.

26. ГОСТ 16502—70. Передачи червячные глобоидные. Допуски.— Введ. 1.01.72, М., 1972.

27. ГОСТ 22850—77. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения.— Введ. 1.01.79; срок действия до 1.01.84. М., 1978.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая Модифицированная глобоидная передача	8
1.1. Общие положения	8
1.2. Основные параметры и геометрия	13
1.3. Расчет модифицированной глобоидной передачи	25
1.4. Порядок расчета	27
Глава вторая Червячно-спироидная передача	27
2.1. Общие положения	30
2.2. Основные параметры и геометрия	34
2.3. Расчет червячно-спироидной передачи	40
2.4. Порядок расчета	42
Глава третья Передачи с заплоским и дозаплоским зацеплением М. Л. Новикова	42
3.1. Общие положения	48
3.2. Основные параметры и геометрия	60
3.3. Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям	71
3.4. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	80
3.5. Порядок расчета	82
3.6. Силы в передаче	84
Приложения	84
Литература	90

Михаил Соломонович ЭЙДИНОВ

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Передачи Новикова, глобоидные и червячно-спироидные

Учебное пособие

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

Редактор издательства **З. Н. Крамаренко**

Технический редактор **Т. В. Калугина**

Художник **А. В. Гуров**

Корректор **М. Ю. Петров**

Сдано в набор 11.02.81. Подписано в печать 15.10.81. НС 19107. Формат 60×90^{1/16}. Бумага тип. № 3. Лит. гарнитура. Высокая печать. Усл.-печ. л. 5,75. Уч.-изд. л. 5,02. Тираж 3000. Заказ 107. Цена 35 к.

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 в.

