



Национальный исследовательский
Томский политехнический университет

Механика 1.3

3.09.24;

Лектор - Козлов Виктор Николаевич,
доцент отделения машиностроения ИШНПТ

моб. тел. +7-913-812-58-34, kovn@tpu.ru

ВКС 380 440 5794, **Пароль:** 1DepTr

Лекции – 24 часа,

практические занятия – 32 часа,

88 часов самостоятельной работы,

расчётно-графические работы (РГР)

всего 144 ч., 4 кредита. **Экзамен**

4.4 Передаточные механизмы

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В машиностроении под **передаточными механизмами** понимают устройства, предназначенные **для передачи на расстояние механической энергии**, причем эта передача совмещается с выполнением частных функций, к основным из которых относятся: **1)** передача и преобразование движения; **2)** изменение и регулирование скорости; **3)** распределение потоков мощности между различными исполнительными органами данной машины; **4)** пуск, останов и реверсирование движения.

Эти функции должны выполняться в **течение заданного времени** с **заданными точностью** и **производительностью**. При этом механизм должен иметь **минимально возможные габариты**, быть **экономичным** и **безопасным** в эксплуатации. **Тип** передаточного механизма выбирают в соответствии с **назначением механизма**, **режимом** и **условиями его работы**. В данном курсе рассмотрены основы геометрического и прочностного расчетов наиболее распространенных передаточных механизмов: **фрикционных, ременных, зубчатых, червячных, цепных**.

В группу **фрикционных** передач входят: **1)** передачи фрикционные – с непосредственным контактом звеньев (катков или комбинации катков и дисков); **2)** передачи **трением с гибкой связью** (ременные, канатные, со стальными лентами).

Во фрикционных передачах вращение передается силами трения F_T , создаваемыми в зоне контакта **двух соприкасающихся звеньев высшей пары** в результате постоянного **прижатия звеньев** с силой F_n . Для надежной работы фрикционных передач требуется соблюдение условия: $F_T > F_t$, где F_t – **окружное усилие**, необходимое для создания крутящего момента T_2 на **ведомом** валу. $F_T = f \cdot F_n$ Из-за относительного **проскальзывания** звеньев в высшей паре **отношение угловых скоростей** вращающихся звеньев фрикционной пары **не является постоянной величиной**.

4.4 Передаточные механизмы. Фрикционные катки (продолжение 1)

1.1. Фрикционные передачи с жесткими рабочими телами (фрикционными катками)

Области применения передачи с фрикционными катками: **1)** для передачи движения **между валами, оси которых параллельны** или **пересекаются**; **2)** для **преобразования вращательного движения в поступательное** или наоборот.

Достоинства фрикционных передач:

- 1) простота** конструкции;
- 2) равномерность передачи** движения и **бесшумность работы**, вследствие чего их применяют **при высоких числах оборотов**;
- 3) возможность** осуществления передач с **регулированием передаточного отношения в процессе работы**.
- 4) предохранение** двигателя от перегрузки **за счёт проскальзывания** при резком увеличении сопротивления.

Недостатки фрикционных передач:

- 1) повышенный и неравномерный износ** рабочих тел;
- 2) большие давления** на опоры и, вследствие этого, **большие потери на трение** в опорах;
- 3) сравнительно низкий КПД** ($\eta = 0,80-0,92$);
- 4) наличие проскальзывания** делает **невозможным применение** этих передач в механизмах, где **недопустимо колебание передаточного числа**.

Наибольшее распространение фрикционные передачи получили **в механизмах для бесступенчатого** изменения передаточного числа, имеющих в своей основе фрикционную передачу.

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 2)

Фрикционная передача с **параллельными** валами (рис. 4.65) передаёт крутящий момент при помощи **гладких** цилиндрических катков.

В кинематической схеме передачи: d_1 – диаметр **ведущего** катка; n_1 – частота вращения **ведущего** катка; T_1 – передаваемый **крутящий момент ведущего** вала; v_1 – **окружная скорость ведущего** катка. d_2 – диаметр **ведомого** катка; n_2 – частота вращения **ведомого** катка; T_2 – момент сопротивления на **ведомом** катке; v_2 – **окружная скорость ведомого** катка. Предположим, что **относительное проскальзывание** между катками **отсутствует**; тогда **окружные скорости** катков должны быть **одинаковыми**, т.е. $v_1 = v_2$.

откуда: $d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2 = d_1 \cdot \omega_1 = d_2 \cdot \omega_2$. (2)

$$v_1 = v_2 = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}, \quad (1)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{d_2}{d_1} = i_{12}, \quad (3)$$

где i_{12} – **передаточное отношение** передачи при передаче движения (энергии от **первого** катка ко **второму**); знак «+» относится к **внешнему** касанию катков (рис. 4.65, а); знак «-» относится к **внутреннему** касанию катков (рис. 4.65, б).

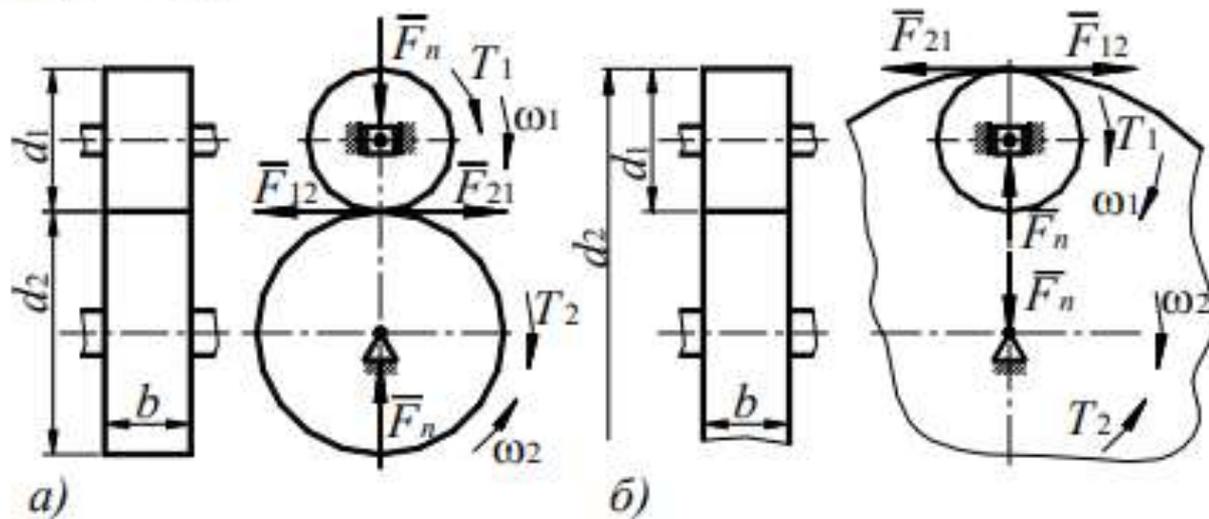


Рис. 4.65. Фрикционная передача с **параллельными** валами

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 3)

Во многих расчетах, когда **нет необходимости** определять **направление вращения звеньев**, используют понятие «**передаточное число**» - u . **Передаточным числом** называется отношение $|\omega_1/\omega_2|$ при режиме **редуцирования**, т.е при $\omega_1 > \omega_2$.

У фрикционных передач, как у всех передач трением, **окружные скорости** рабочих поверхностей вследствие **проскальзывания** сопряженных катков **не равны**.

Относительное скольжение ξ рассчитывается (7):
 Величина относительного скольжения ξ мала, она не превышает для **стали** и **чугуна 0,002-0,005**; для текстолита 0,01; для резины 0,03.

Кроме скольжения, в фрикционных передачах может происходить **буксование – проскальзывание**, вызванное **перегрузкой передачи**. Буксование приводит к **интенсивному местному износу** рабочей поверхности **ведомого** катка и поэтому для фрикционных передач **недопустимо**. Иногда явление буксования используют в **противоперегрузочных** устройствах.

В передачах с **коническими** катками передаточное отношение i_{12} выражается через **углы конусов δ_1 и δ_2** (рис. 4.65) и без учета скольжения для случая **внешнего** касания конусов будет равно:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1} = -\text{tg } \delta_2 = -\text{ctg } \delta_1. \quad (8)$$

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4) \quad i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{d_2}{d_1} \quad (3)$$

$$v_2 = (1 - \xi)v_1 \quad (5) \quad d_2 n_2 = (1 - \xi)d_1 n_1, \quad (6)$$

$$\xi = 1 - \frac{v_2}{v_1} \quad (7)$$

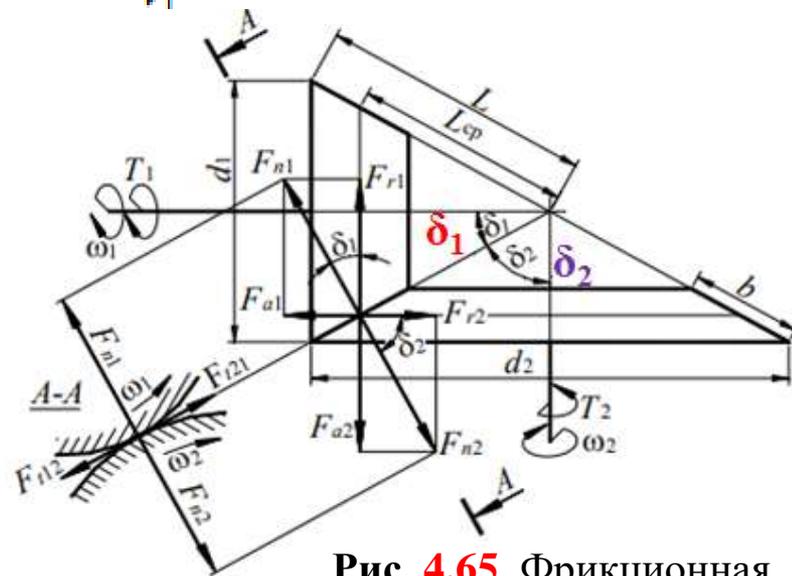


Рис. 4.65. Фрикционная передача с **пересекающимися** валами

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 4)

Минимально допустимое усилие прижатия катков **цилиндрической** фрикционной передачи: $F_n \geq \frac{F_t}{f}$. (9) $F_t = \frac{2T_1}{d_1} \approx \frac{2T_2}{d_2}$. (10)

В цилиндрических передачах с **клиновидным профилем** (рис. 4.66) каждая боковая сторона выступа передает часть общего окружного усилия:

где **z** – число выступов (рекомендуется принимать $z \leq 5$), **F'** – **сила трения**, развивающаяся на **одной** стороне выступа. По аналогии с взаимодействием сил в клинчатом ползуне **общее усилие прижатия** катков **F_r** рассчитывается по формуле (12), где **приведенный коэффициент трения** в клинчатом ползуне **f'** рассчитывается по формуле (13), где **2γ** – **угол клинчатого выступа**.

Обычно принимают $2\gamma = (24-30)^\circ$; тогда для **стальных** катков $f' = (3,8-5,4)$. **F_t** определяется по формуле (10).

$$F'_t \leq \frac{F_t}{2z} = \frac{F_n}{2zf}, \quad (11)$$

$$F_r \geq \frac{F_t}{f'}, \quad (12)$$

$$f' = \frac{f}{\sin \gamma}, \quad (13)$$

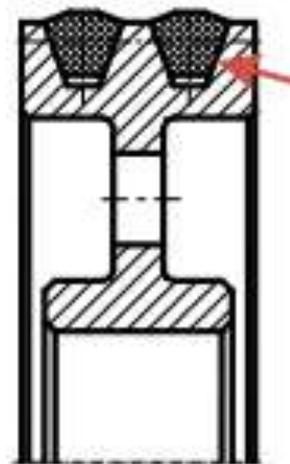


Рис. 4.66. Фрикционная передача с **клиновидным профилем**

В **конических** фрикционных передачах (см. рис. 4.65) в результате **прижатия** катков на линии контакта возникает **нормальная** сила **F_n** (и см. рис. 4.67, б):

где $F_t = F_{t12} \approx F_{t21}$. $F_n = F_{n1} = F_{n2} \geq \frac{F_t}{f}$, (14)

Окружное усилие F_t рассчитывается из ур-я (10).

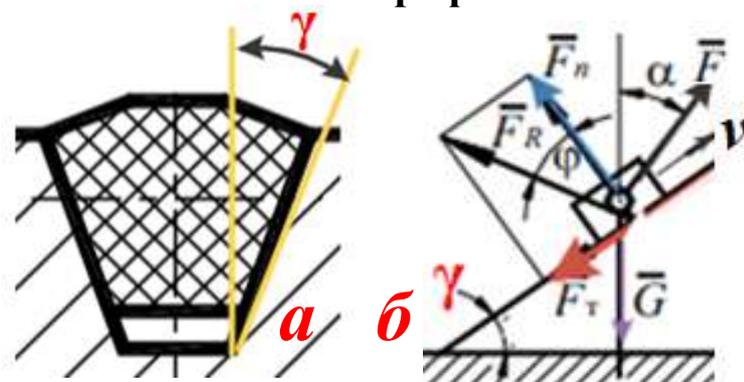


Рис. 4.67. **Клиновидный** профиль

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 5)

Раскладываем силы F_{n1} и F_{n2} и получим их составляющие:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_n \sin \delta_1 = F_n \cos \delta_2, \quad (14)$$

$$F_{a2} = F_{r1} = F_n \sin \delta_2 = F_n \cos \delta_1. \quad (15)$$

F_{a1} и F_{a2} – силы, **параллельные** геометрическим **осям валов**, которые необходимо приложить к **ведущему** и **ведомому** каткам для передачи нагрузки.

Так как при передаточном отношении $i_{12} > 1$ сила $F_{a1} < F_{a2}$, то прижатие катков обеспечивается **приложением осевой силы** к **меньшему** катку. Положение **большого** катка в осевом направлении **фиксировано** (рис. 4.65). В простейшем случае усилие прижатия катков создается пружиной, которая упирается в подвижную опору ведущего вала (рис. 4.65). Это устройство применяют при **малых** нагрузках, а также в приборах или передачах, работающих с **постоянными** нагрузками. При действии **переменных** нагрузок применяют **автоматические нажимные** устройства.

В зоне **контакта сопряженных фрикционных катков** возникают **нормальные** контактные напряжения σ_H , величина которых определяется, по формулам для определения **нормальных контактных напряжений**.

Поверхностные слои материала катков испытывают **многократно повторяющиеся переменные** напряжения и подвержены **усталостному выкрашиванию, нагреву** и **износу**.

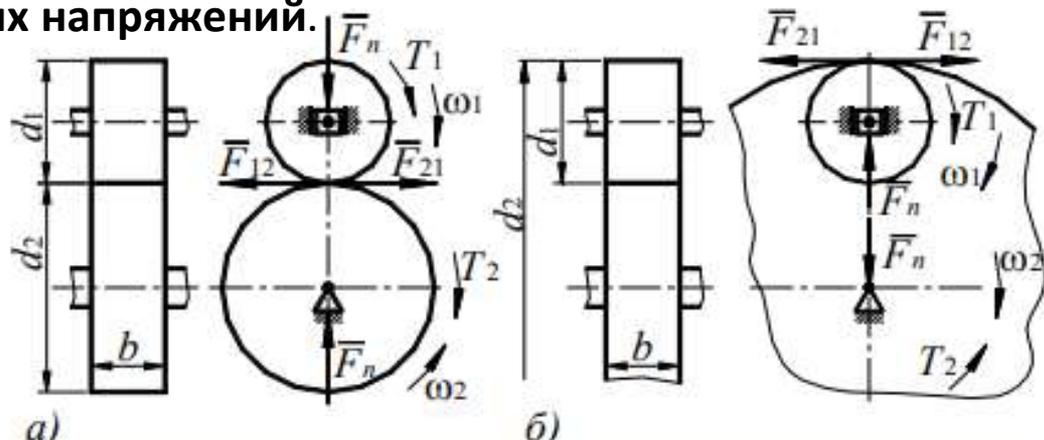


Рис. 4.65. Фрикционная передача с **параллельными** валами

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 6)

При начальном линейном контакте двух **цилиндрических** катков условие прочности по **нормальным** контактным напряжениям при **ширине катков b** принимает вид:

Знак «+» относится к **внешнему** касанию катков; знак «-» относится к **внутреннему** касанию катков.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{np}}{b \rho_{np}}} = 0,836 \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{d_2 \pm d_1}{d_1 d_2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \leq \sigma_{Hp} \quad (16)$$

Формулу (16) можно преобразовать к виду (17):

$$\sigma_H = 1,182 \sqrt{\frac{T_2}{d_{cp1}^2 f b} \frac{u \pm 1}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \leq \sigma_{Hp}, \quad (17)$$

Из формулы (17) **проверочного** расчета можно получить формулы для **проектного** расчета фрикционной передачи с цилиндрическими катками (18) и (19), где **a** – **межосевое расстояние**.

$$d_1 \geq \frac{1,182}{\sigma_H} \sqrt{\frac{T_2}{f b} \frac{u \pm 1}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}}, \quad (18)$$

$$a \geq \frac{0,591}{\sigma_H} \sqrt{\frac{T_2}{f b} \frac{(u \pm 1)^3}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}}, \quad (19)$$

Для **проектного** расчета фрикционной передачи с **коническими** катками вводим обозначения: $b = \psi_{bL} L$. $d_{cp1} = L_{cp} \sin \delta_1$.

Тогда для передачи с **коническими** катками:

$$L_{cp} \geq 1,119 \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_H^2 f \psi_{bL} \sin^2 \delta_1} \frac{u \pm 1}{u^2} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \quad (20)$$

Формулы для **проектного** расчета фрикционной передачи с цилиндрическими катками с

неметаллическими рабочими поверхностями:

$$d_1 \geq 1,41 \sqrt{\frac{T_2}{q_p u f \psi_{bd}}}, \quad (21) \quad a \geq 0,707 \sqrt{\frac{T_2}{q_p f \psi_{bd}} \frac{(u \pm 1)^2}{u}}, \quad (22)$$

При определении **ширины катков** следует учитывать **предельное значение** величины **b** , исходя из зависимости: $b_{max} \leq d_1$,

где **d_1** – диаметр меньшего ведущего катка.

$$\text{где } \psi_{bd} = \frac{b}{d_1}.$$

2. Ременные передачи

Фрикционные передачи с **гибкими** промежуточными звеньями (**ремнями**) называют **ременными**.

Виды ременных передач :

- 1) между параллельными валами (рис. 4.68, а);
- 2) между перекрестными валами (рис. 4.68, б);
- 3) между полуперекрестными валами (рис. 4.68, в, г).

По **типу ремней** передачи разделяют:

- А) **плоскоременные** (рис. 4.69, а, б),
- Б) **клиноременные** (рис. 4.69, в),
- В) **поликлиновые** (рис. 4.69, г),
- Г) **круглоременные** (рис. 4.69, а),
- Д) **вариаторные** с широким ремнем (рис. 4.69, е).

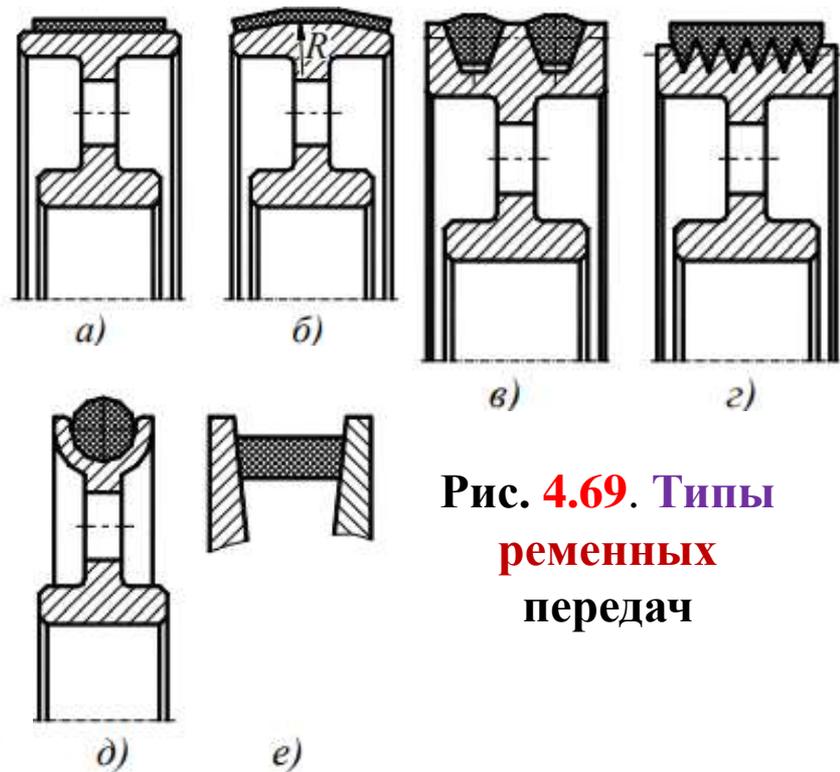


Рис. 4.69. Типы ременных передач

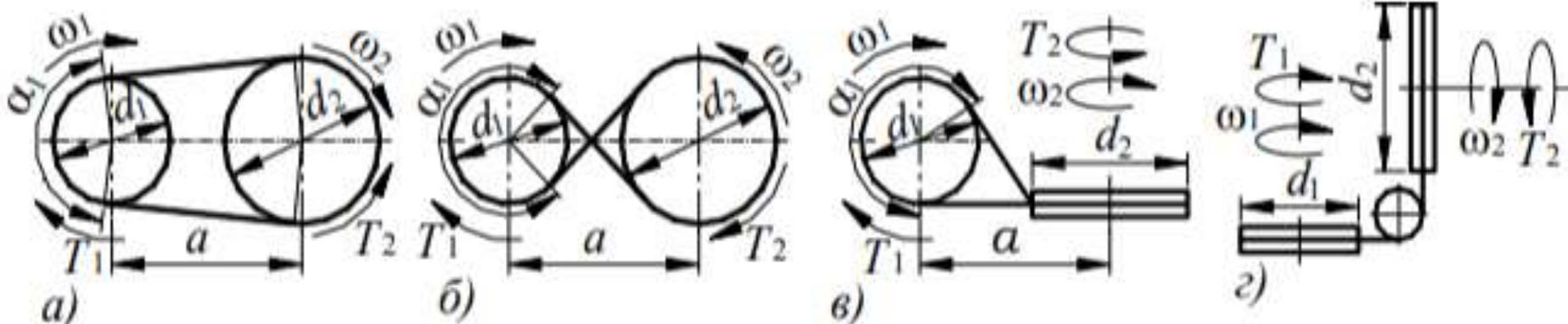


Рис. 4.68. Виды ременных передач

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 8)

Приводные ремни должны иметь **малую остаточную вытяжку**; **высокую статическую** и **усталостную прочность** при работе с **большими скоростями** и на шкивах **малого диаметра**; **высокий коэффициент трения**; **стойкость** при воздействии щелочей, кислот, минеральных масел.

Резинотканевые ремни с наружными резиновыми обкладками для **плоскоременных** передач состоят из **тканевого каркаса** и имеют **резиновые прослойки** между прокладками. Достоинство **плоских ремней** – их можно **сшить** любой длины, что особенно важно **при большом межосевом расстоянии**, но **стык** не позволяет использовать их для **быстроходных передач**, требуется **натяжитель**, шум при работе.

Бесконечные клиновидные резинотканевые приводные ремни изготавливают кордтканевыми и кордшнуровыми (рис. 4.70). **Несущим** элементом ремня являются **кордткань** 1 (рис. 4.70, а) или **кордшнур** 1 (рис. 4.70, б), которые помещены в **резиновый наполнитель** 2 и **защитную обертку** 3. При **малых диаметрах** шкивов, а также при **высоких скоростях** следует применять **кордшнуровые** ремни, при сравнительно больших диаметрах шкивов – **кордтканевые**.

Плоские полиамидные ремни могут работать в **широком диапазоне скоростей** и **нагрузок**, хорошо воспринимать **перегрузки**. Их **недостатком** является **пониженное сцепление** с металлическими шкивами. Для повышения сцепления используют полиамидные ремни с **прорезиненными обкладками**.

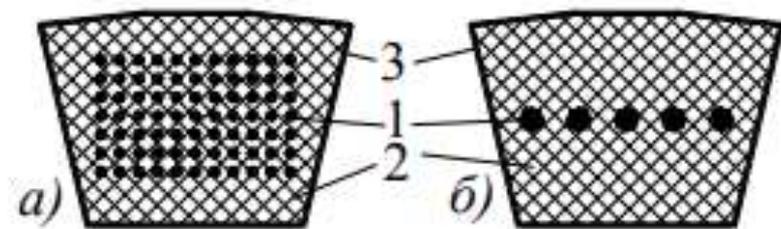


Рис. 4.70. Структура клиновидных резинотканевых приводных ремней

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 9)

В соответствии с ГОСТ 1284-68 выпускают ремни **семи сечений**, которые **в порядке возрастания размеров** обозначаются **буквами** латинского (русского) **алфавита** А (А), В (Б), С (В), D (Г), E (Д), Z (О), EO (Е).

Так как в процессе работы передачи **происходит вытяжка ремней**, то при конструировании ременной передачи следует **предусмотреть натяжное устройство**.

На **рис. 4.71** приведены **схемы** наиболее употребительных **натяжных устройств**:

- 1) с передвигаемым валом (рис. 4.71, а);
- 2) с оттяжным валом (рис. 4.71, б);
- 3) с качающимся валом (рис. 4.71, в);
- 4) с натяжным роликом (рис. 4.71, г).

При конструировании натяжных устройств следует учитывать, что **вытяжка ремней** в процессе работы может достигать до **5%** их первоначальной длины и поэтому натяжное устройство должно обеспечивать **изменение межосевого расстояния** в пределах от **-0,03а** до **+0,06а**, где **а** – номинальное значение **межосевого расстояния**.

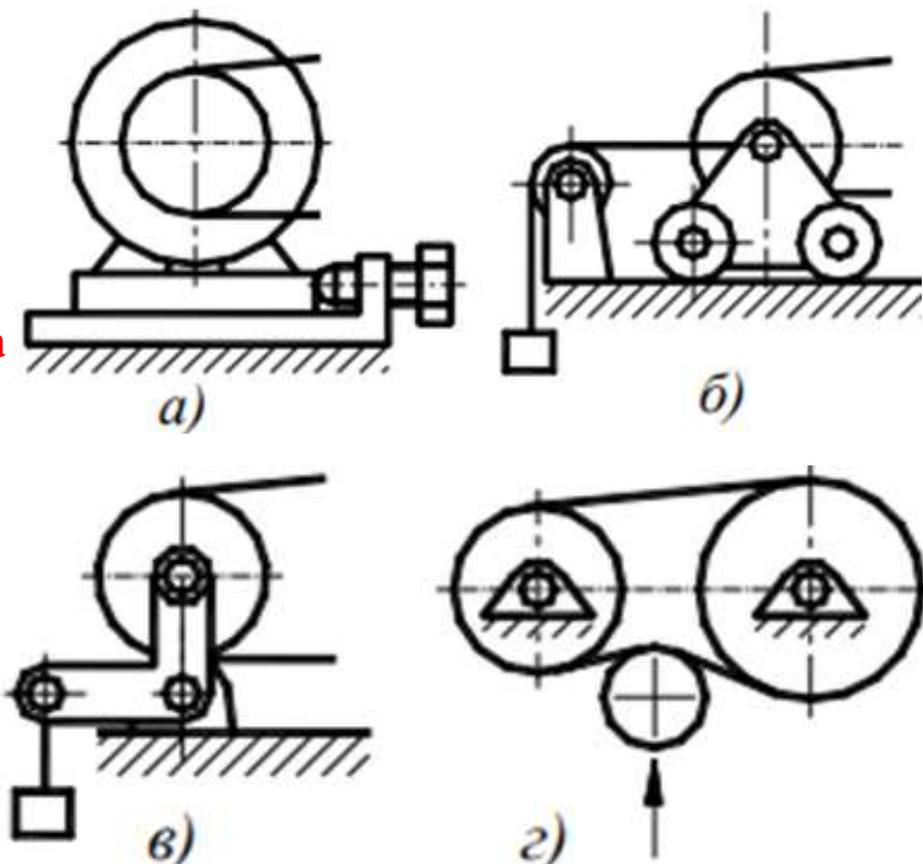


Рис. 4.71. Схемы натяжных устройств

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 10)

Ременные передачи рассчитывают по **углу обхвата** ремнем **меньшего шкива** α_1 (рис. 4.72): $\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma$. Из рис. 4.72 видно, что:

$$O_2C = \frac{d_2 - d_1}{2}, \quad \gamma \approx \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

Переводя значение угла γ в градусы, получим:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57,3^\circ$$

С **уменьшением углов обхвата** снижается **надежность сцепления** ремня со шкивами. Поэтому рекомендуется принимать: для **плоскоремennых** передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для **клиноремennых** передач $\alpha_1 \geq 90^\circ$. **Длина ремня** L без припуска на сшивку концов равна сумме **прямолинейных участков** и **дуг обхвата**:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (23)$$

Нагрузка передается за счет **удельных сил трения** ΔF , возникающих на **поверхностях обхвата шкивов** натянутым ремнем (рис. 4.72). В **состоянии покоя** ремень испытывает по всей длине **одинаковое натяжение** F_0 , называемое **предварительным натяжением**, и, соответственно, получает **начальное относительное удлинение** ε_0 : $\varepsilon_0 = \frac{F_0}{EA}$.

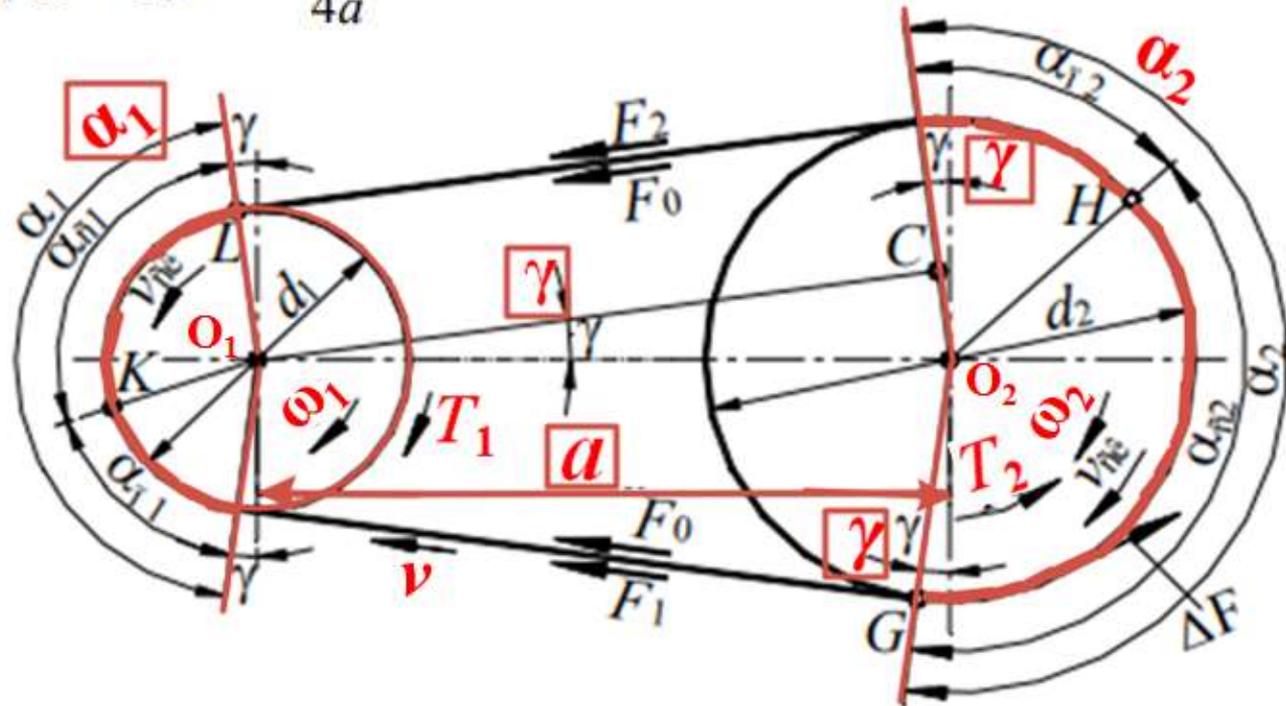


Рис. 4.72. Схема расчёта ременных передач

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 11)

При холостом ходе **натяжение** и **относительная деформация** ремня **практически не изменяются**. Поэтому можно считать, что при холостом ходе скорость ремня v и окружные скорости обоих шкивов равны: $v = v_1 = v_2$. При работе передачи с нагрузкой, для преодоления момента сопротивления T_2 , возникающего на **ведомом шкиве**, **натяжение ведущей ветви** должно **увеличиться** до $F_1 > F_0$, а **ведомой ветви** – **уменьшается** до $F_2 < F_0$. Из условия **равновесия сил**, действующих на **ведомый шкив**,

имеем:

$$T_2 = \frac{(F_1 - F_2)d_2}{2} \quad F_1 - F_2 = F_t \quad \text{Так как крутящий момент равен: } T_2 = \frac{F_t d_2}{2},$$

то поэтому **разность натяжений ведущей и ведомой ветвей** можно выразить через **окружное усилие F_t** .

Изменение натяжений ветвей ремня в передаче, **работающей с нагрузкой**, приводит к соответствующему **увеличению относительной деформации ведущей** ветви от ε_0 до ε_1 и к **уменьшению относительной деформации ведомой** ветви от ε_0

до ε_2 :

$$\varepsilon_1 = \frac{F_1}{EA} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_1, \quad \varepsilon_2 = \frac{F_2}{EA} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_2. \quad (4.24) \quad L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (4.23)$$

Из формулы (4.23) следует, что **длина ремня не зависит** от нагрузки. Следовательно, **изменение относительных деформаций ведущей ε_1 и ведомой ε_2 ветвей равны**. Сложив почленно равенства (4.24) и учитывая, что $\varepsilon_0 = F_0/EA$, получим: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Так как ремень имеет замкнутый контур, то **изменение относительных деформаций его обеих ветвей возможно** только в том случае, если при **работе передачи ремень будет проскальзывать по шкивам**. Действительно, на некоторой дуге GH обхвата **ведомого шкива** (рис. 4.72) ремень постепенно **удлиняется**. При этом отдельные сечения ремня начинают перемещаться со скоростью, **превышающей линейную скорость** шкива ($v + v_{ск} > v_2$).

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 12)

Одновременно с этим на дуге KL обхвата **ведущего** шкива ремень **укорачивается** и начинает скользить по ободу в **направлении, обратном** вращению шкива, т.е. в пределах дуги KL линейная скорость ремня оказывается **меньше** линейной скорости **ведущего** шкива ($v - v_{ск} < v_1$). Такое **скольжение**, обусловленное **упругими свойствами** материала ремней, называют **упругим скольжением** и оно **неизбежно для ременных передач**. Дуги GH и KL называют **дугами скольжения**, а соответствующие им **углы α_{c2}** и **α_{c1}** называют **углами скольжения**.

Таким образом, полные углы обхвата шкивов α_1 и α_2 делятся на: **1)** углы скольжения α_{c1} и α_{c2} ; **2)** углы покоя $\alpha_{п1}$ и $\alpha_{п2}$, т.е.: $\alpha = \alpha_c + \alpha_{п}$.

На **обоих шкивах дуги покоя** находятся со стороны **набегающей** ветви. В состоянии **покоя** и при **холостом** ходе: $\alpha_c = 0$. При работе передач с **нагрузкой**: $\alpha_c > 0$, $F_1 > F_0$, $F_2 < F_0$, $\alpha = \alpha_{п} + \alpha_c$. По мере **увеличения нагрузки углы скольжения возрастают** при соответствующем **уменьшении углов покоя**. В пределе, когда углы скольжения становятся равными углам обхвата ($\alpha_c = \alpha$), наступает **полное скольжение** ремня по шкивам, которое называют **буксованием**. **Буксование ремня** начинается на том шкиве, на котором **угол обхвата меньше**. Поэтому ременные передачи и рассчитывают по **меньшему углу обхвата α_{min}** . Так как **при буксовании полезная нагрузка передаваться не может**, то работоспособность ременных передач зависит от **надежности сцепления** ремня со шкивами, которую называют **тяговой способностью** ремней.

Основным методом расчета ременных передач является **расчет по тяговой способности** ремней. Расчет ремней при этом методе сводится к определению площади поперечного сечения ремня A из расчета на растяжение:

$$A \geq \frac{F_t}{\sigma_p}, \quad (4.25)$$

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 13)

Допускаемые напряжения σ_p и параметры ременных передач назначают таким образом, чтобы обеспечить **оптимальную тяговую способность** и **усталостную прочность** ремня. В качестве основной характеристики тяговой способности принят **коэффициент тяги φ** , равный отношению окружного усилия F_t к сумме **начальных натяжений** обеих ветвей ремня $2F_0$ или **отношению полезных и начальные напряжения σ_0** :

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} \quad (4.26)$$

Влияние полезной нагрузки на изменение **коэффициента тяги φ** и **относительного скольжения ξ** показывают кривые скольжения, полученные опытным путем для различных ремней (рис. 4.73).

При построении кривых скольжения **меняли величину полезной нагрузки** при **постоянном начальном натяжении** ($2F_0 = F_1 + F_2 = \text{const}$). **Рост полезной нагрузки** вызывает **увеличение коэффициента тяги**, но сопровождается также **увеличением дуг скольжения** и **относительного скольжения ξ** . До некоторой критической точки **a** относительное скольжение ξ сохраняет небольшие численные значения (1-2)% и изменяется прямо пропорционально коэффициенту тяги φ .

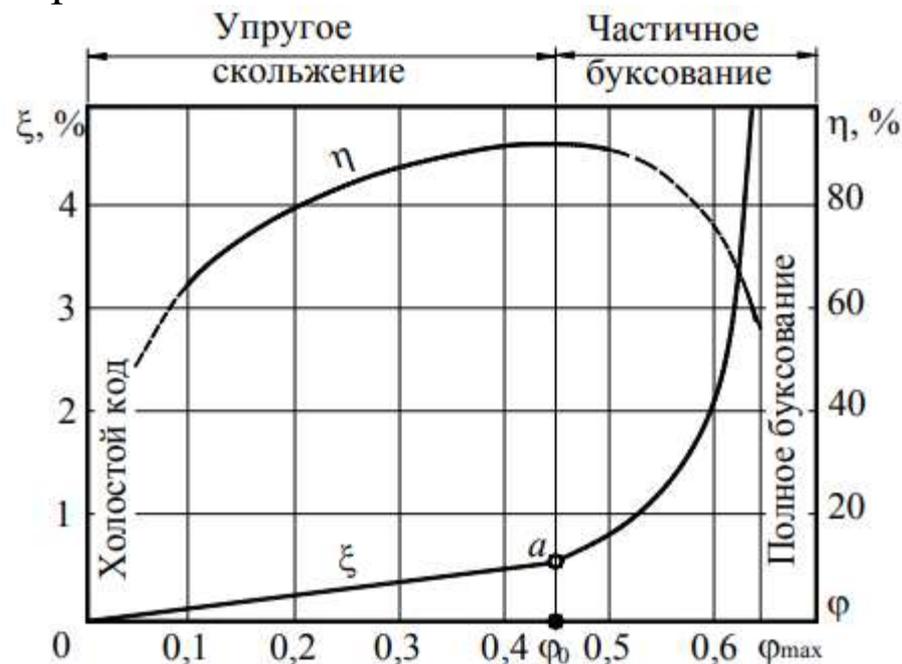


Рис. 4.73. График влияния коэффициента тяги φ на относительное скольжение ξ

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 13)

При дальнейшем **увеличении** полезной нагрузки дуги **скольжения** начинают **резко возрастать** и может возникнуть **неустойчивое сцепление** ремня со шкивами, когда даже **незначительное увеличение полезной нагрузки** способно вызвать **буксование** ремня. Правее точки ***a*** нарушается пропорциональность между изменениями относительного скольжения ξ и коэффициента тяги φ , и **кривая скольжения круто поднимается вверх**. На графике (рис. 4.73) построена и зависимость **КПД η** от коэффициента тяги φ $\eta = f(\varphi)$, из которой очевидно, что **наибольшего значения КПД** достигает при значениях коэффициентов тяги φ , приблизительно равных φ_0 .

Характер кривых скольжения не зависит от материалов и размеров ремней, размеров передач и прочих факторов, влияющих на работоспособность ремней. С помощью **кривых скольжения** устанавливают **нормы тяговой способности** для различных **условий эксплуатации** ременных передач.

Численные значения коэффициента тяги φ_0 и **допускаемых напряжений σ_p** , а также **усталостная прочность** ремней зависят от **схемы передачи, условий эксплуатации** и других факторов. **Полезные напряжения σ_n**

$$\sigma_n = 2\sigma_0\varphi_0 \quad (4.27) \quad \varphi_0 = 0,4 - 0,6.$$

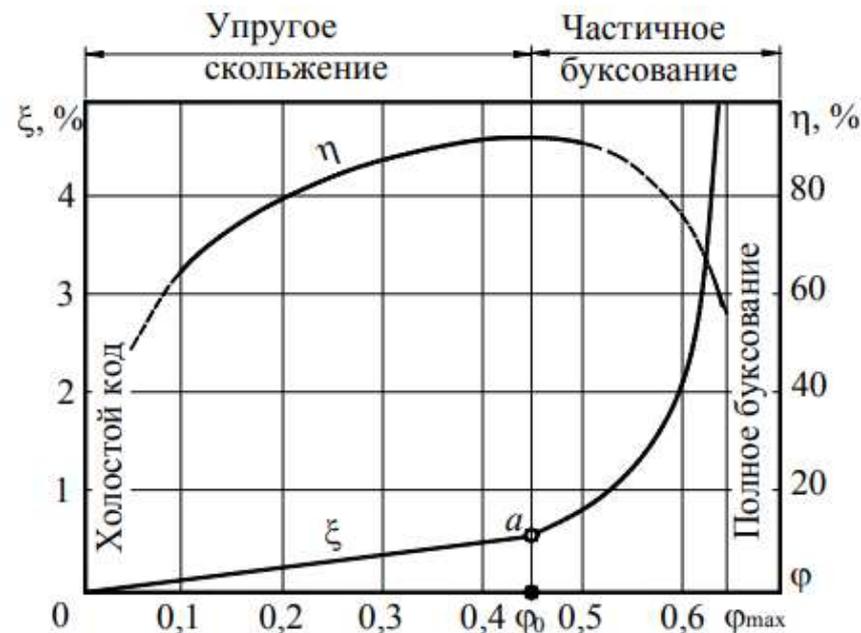


Рис. 4.73. Графики влияния коэффициента тяги φ на относительное скольжение ξ и КПД η

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 14)

На тяговую способность и долговечность ремней оказывают большое влияние **начальные напряжения σ_0** . При малых значениях σ_0 **снижается тяговая способность** ремней. При больших значениях σ_0 ремни значительно **удлиняются** и **быстро подвергаются усталостному разрушению**.

Тяговая способность и долговечность ремней в большой степени зависят от отношения **диаметра меньшего** шкива передачи d_1 к **толщине ремня δ** (d_1/δ). Как установлено опытами, с **увеличением этого отношения** при постоянном значении σ_0 увеличивается φ_0 и уменьшается σ_F , а, следовательно, **повышается долговечность** ремней.

Долговечность ремня может быть оценена по **числу изгибов** за время работы до усталостного разрушения или, упрощенно, по **числу пробегов ремня в секунду**:

Главной задачей **проектного расчета** плоскоремennых передач является **выбор типа ремня** и определение **размеров его поперечного сечения**. Необходимо также найти все **геометрические размеры передач**, спроектировать шкивы, рассчитать **валы** и **опоры**. Основной целью **проверочного расчета** является определение **допускаемой мощности** для передачи, **размеры и условия работы** которой известны. Необходимо также **проверить тяговую способность** и **долговечность** ремня.

$$u = \frac{v}{L} \leq u_p, \quad (4.28)$$

Особенности **клиноременных** передач

В клиноременных передачах энергия передается одним или несколькими клиновыми ремнями. Ремни контактируют с канавками шкивов **боковыми поверхностями**, а между **внутренней поверхностью ремня** и **дном канавки шкива** **всегда должен быть зазор Δ** (рис. 4.74). Сцепление клиновых ремней со шкивами определяют с помощью **приведенного коэффициента трения f'** . Для **стандартного угла** между боковыми сторонами поперечного сечения ремней **α** равного 40° :

Существует несколько методов расчета клиноременных передач, но общепринятым является **расчет по тяговой способности** ремней. В ГОСТ 1284.3-96 приведен

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f, \quad (4.29)$$

расчет по **мощности P** , которая может быть передана в заданных условиях работы **одним** клиновым ремнем: **$P = P_n C_p$** (4.30)

где **P_n** – номинальная мощность, потребляемая приводом (номинальной считают нагрузку, вероятность распределения которой на стационарных режимах не превышает 80%); **C_p** – коэффициент **динамичности нагрузки** и **режима** работы. **$C_p = 1-2$** в зависимости от режима работы и типа машины.

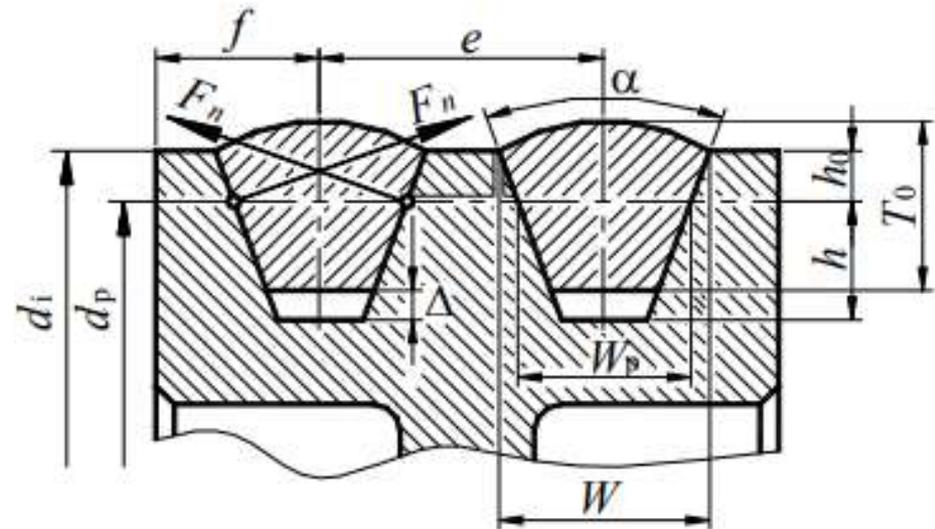


Рис. 4.74. Клиноременная передача

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 16)

Долговечность клиновых ремней **резко снижается с уменьшением диаметров** шкивов. Поэтому расчетный диаметр малого шкива нельзя принимать меньше тех значений, которые установлены ГОСТ 20889-88. **Клиноременные** передачи, по сравнению с плоскоремennыми, имеют **существенные достоинства**. **Увеличение коэффициента трения** обеспечивает **высокую надежность сцепления ремней со шкивами**. Благодаря этому клиноременные передачи отличаются **меньшим относительным скольжением**, могут работать **с большими нагрузками** и **передаточными числами** при **меньших** начальных натяжениях ремней, давлениях на валы, **углах обхвата α_{\min}** и межцентровых расстояниях a .

Вместе с тем эти передачи имеют специфические **недостатки**. **Долговечность** клиновых ремней **ниже**, чем **плоских**, вследствие **большой толщины** и **значительных боковых давлений F_n** .

Для **равномерного натяжения** всех ремней, входящих в комплект, необходимы **повышенная точность изготовления ремней и шкивов**, а также подбор ремней по **длине L** и **ширине сечения W_p** .

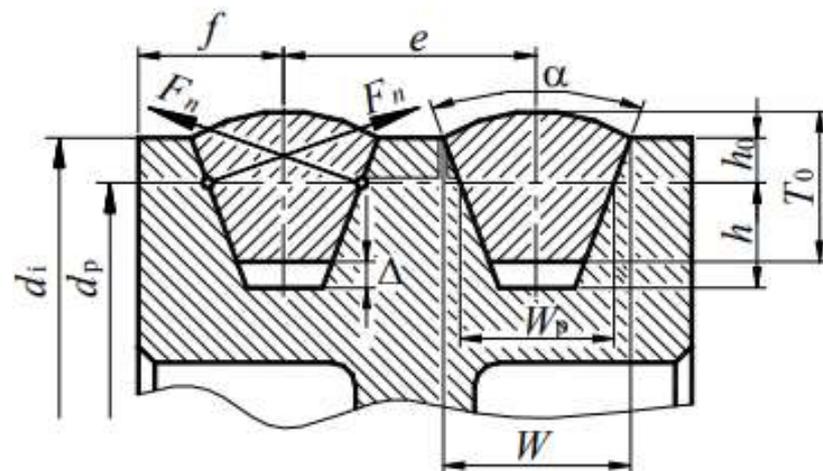


Рис. 4.74. Клиноременная передача

Передачи зацеплением с непосредственным контактом жестких звеньев

Зубчатые механизмы в простейшем случае представляют собой **трехзвенные механизмы с высшей кинематической парой**, предназначенные для сообщения от **ведущего** звена к **ведомому** непрерывного **вращательного движения** с заданным **отношением угловых скоростей** звеньев. Передача движения осуществляется через **контакт боковых поверхностей специально профилированных зубьев**, когда давлением зубьев ведущего вращающегося колеса на зубья ведомого колеса вызывается вращение последнего. Такие механизмы **называют зубчатыми передачами**. Зубчатые передачи **по геометрическому признаку** разделяют на **плоские** и **пространственные**. Если оси зубчатых колес **параллельны** (рис. 4.75), то движение всех точек колес происходит в **параллельных плоскостях** и механизм называют **плоским**. **Трехзвенная плоская зубчатая передача** состоит из **двух цилиндрических зубчатых колес** и **стойки**.

Цилиндрические зубчатые колеса могут иметь **прямые зубья** (рис. 4.75, **а, б**), **косые зубья** (рис. 4.75, **в**) и **шевронные зубья** (рис. 4.75, **г**). Когда одно из колес имеет бесконечно **большой диаметр**, то **цилиндрическая** передача превращается в **реечную передачу** (рис. 4.75, **д**).

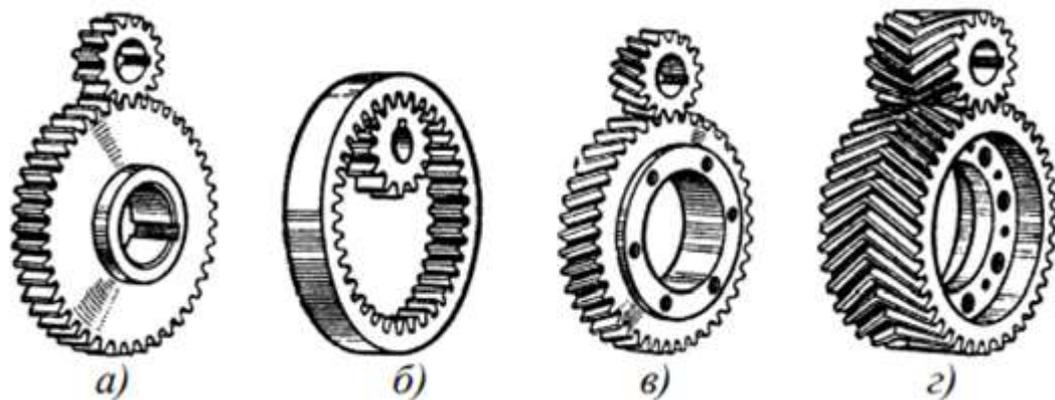
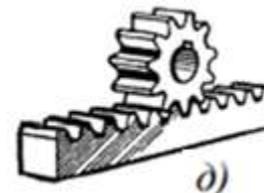


Рис. 4.75. Зубчатые передачи



4.4 Передаточные механизмы (продолжение 18)

В **косозубых** цилиндрических колесах зубья располагаются по **винтовым линиям** **правого** (рис. 4.76, *а*) или **левого** (рис. 4.76, *б*) направления. **Правой** называют такую линию, **точка** на которой движется **по часовой стрелке** при **удалении вдоль** зуба, если смотреть на колесо со стороны его торца. В **шевронных** зубчатых колесах (рис. 4.75, *г*) зубья **встречно-винтовые**, т.е. образованы из двух винтовых линий противоположного направления.

В **пространственных** зубчатых передачах оси вращения звеньев **пересекаются** или **перекрещиваются**. Наиболее распространенными пространственными зубчатыми передачами являются **конические** передачи (рис. 4.77, *а*). Простейшая трехзвенная **пространственная** зубчатая передача с пересекающимися геометрическими осями (рис. 4.77, *а*) состоит из двух **конических** зубчатых колес и **стойки** (**коническая передача**). Конические зубчатые колеса могут иметь **прямые** (рис. 4.77, *а*), **тангенциальные** (**косые**) (рис. 4.77, *б*), **круговые** (рис. 4.77, *в*) зубья. При применении **непрямозубых** колес **повышается плавность** работы, достигается **бесшумная работа** и **увеличивается нагрузочная способность** (прочность зубьев) зубчатых передач.

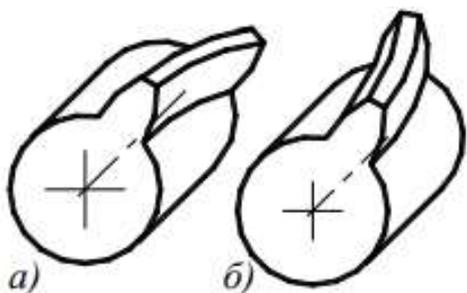


Рис. 4.76. Виды зубьев **зубчатых** колёс



Рис. 4.75.

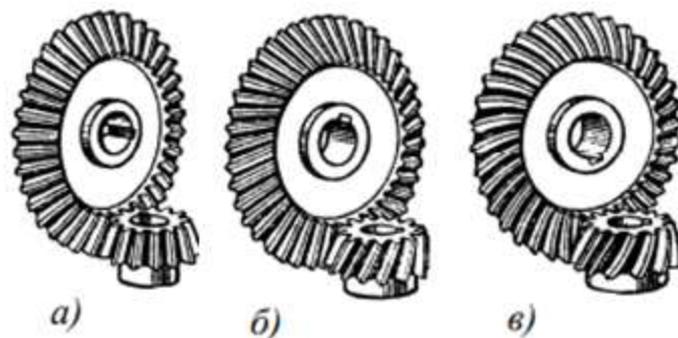


Рис. 4.77. **Конические** передачи

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 19)

Меньшее зубчатое колесо называют **шестерней**. **Большее** колесо называют **колесом**. При **одинаковом числе зубьев** зубчатых колес передачи **шестерней** называют **входное (ведущее)** зубчатое колесо, а **колесом** – **выходное (ведомое)**.

Индекс 1 принят для величин, относящихся к **шестерне**, **индекс 2** — для величин, относящихся к **колесу**.

Зубчатые передачи, в которых **ведомое** звено вращается **медленнее ведущего**, называют **редукторами**. Зубчатые передачи, в которых **угловые скорости на выходе увеличиваются**, называют **повышающими редукторами** или **мультипликаторами**.

На рис. 4.78, **а, в** приведены **схемы плоской** и **пространственной одноступенчатых** зубчатых передач, а на рис. 4.78, **б, г** – **двухступенчатых** зубчатых передач, у которых, **кроме одной пары** зубчатых колес **1-2**, находящихся в зацеплении и осуществляющих передачу вращения **от входного** вала к **выходному** имеется **вторая пара зубчатых колес 2'-3**, осуществляющих **передачу вращения от промежуточного вала** к **выходному** валу. В машиностроении чаще всего встречаются **многоступенчатые** передачи различного вида (трехступенчатые, четырехступенчатые и более).

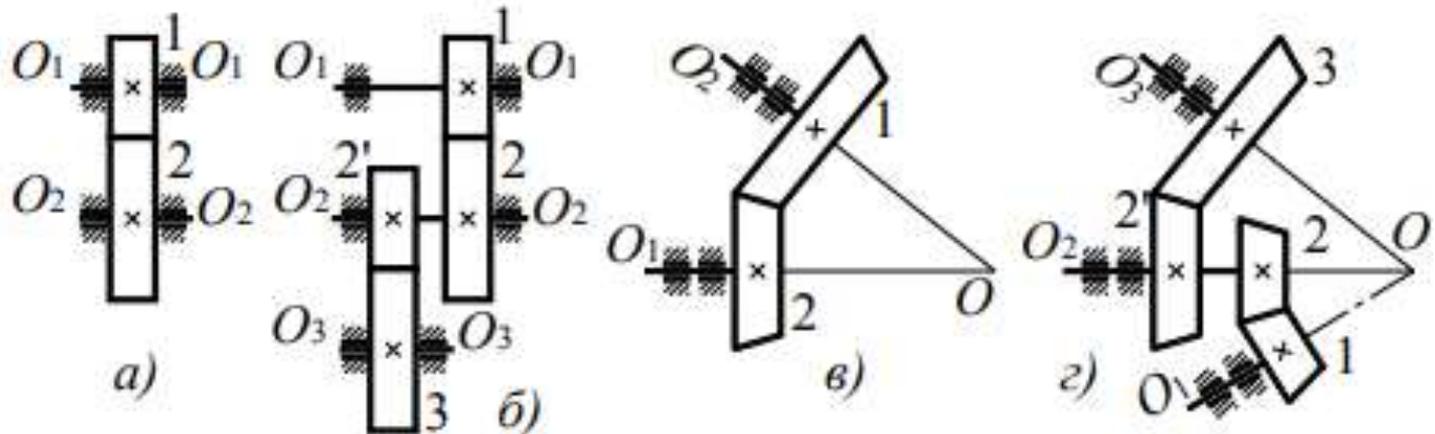


Рис. 4.78.
Количество ступеней зубчатых передач

Основная теорема зацепления

Задача синтеза сопряженных поверхностей передаточных механизмов заключается в определении **поверхности S_2** , сопряженной с **заданной** поверхностью S_1 при известных **передаточной функции** звеньев 1 и 2 $i_{12} = \omega_1 / \omega_2$ и **функции изменения направляющего угла вектора v_{12}** от координат звена 1 (рис. 4.79). При взаимодействии сопряженных твердых звеньев **не может быть внедрения** одной **поверхности** в другую, **либо размыкания** кинематической пары. Для удовлетворения этого требования **вектор скорости относительного движения** в любой точке **контакта** поверхностей v_{12} должен находиться в **плоскости, касательной** к обеим сопряженным **поверхностям** в этой точке. Если поверхности S_1 и S_2 (рис. 4.79) **рассечь** плоскостью, проходящей через вектор v_{12} и **общую нормаль nn** , то в сечении получим **контакт кривых Π_1 и Π_2** , принадлежащих этим **поверхностям** и лежащих в **одной плоскости**.

Эти **кривые** в дальнейшем будем называть **профильными**, или **профилями**. Они образуют **кинематическую пару 4-го класса**, звенья которой Π_1 и Π_2 , в зависимости от характера движения **поверхностей S_1 и S_2** , совершают **вращательное** или **поступательное** движение.

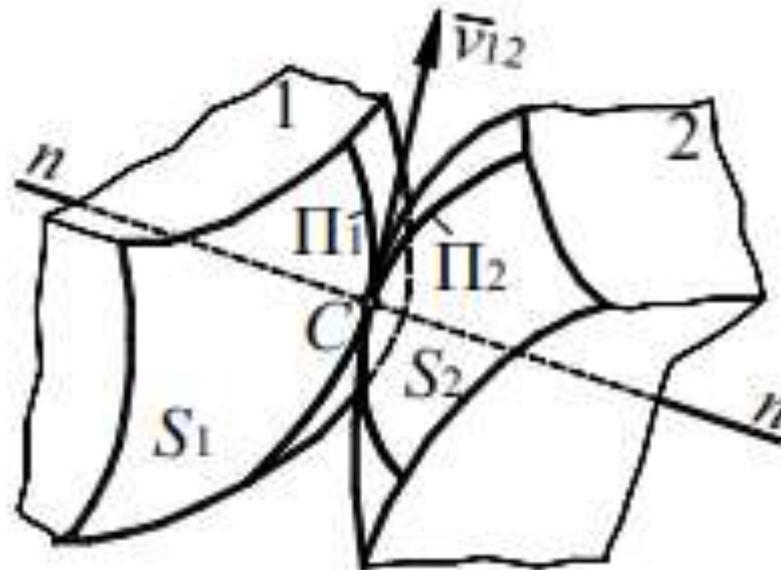


Рис. 4.79. Поверхности сопряжения зубьев

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 21.1)

Рассмотрим связь между **угловыми скоростями** двух звеньев, образующих высшую кинематическую пару (рис. 4.80). Пусть **профиль Π_1** вращается с **угловой скоростью ω_1** вокруг **неподвижного центра O_1** и **сообщает** профилю Π_2 **угловую скорость ω_2** вокруг **неподвижного центра O_2** .

ПОСТРОЕНИЕ: Проведем через точку P на **линии центров O_1O_2** прямую линию $\tau\tau$, **перпендикулярную к линии центров**, а затем через точку P под углом $\alpha_\omega = 20^\circ$ (**угол зацепления**) **линию np** (рис. 4.80).

Из точки O_1 под углом $\approx 15^\circ$ к **линии центров O_1O_2** проведём линию O_1C_1 (O_1C). Перпендикулярно линии O_1C_1 (90°) проведём **вектор скорости v_1** точки C_1 , на окончании которого обозначим точку a_1 . Из точки C_1 перпендикулярно **линии np** (90°) проведём линию tt .

Через точку C_1 проведём кривую линию Π_1 , которая будет обозначать **профиль** зуба зубчатого колеса №1, тогда линия tt **будет касательная** к **профилю Π_1** в точке C_1 , а **линия np** будет **нормаль** к **профилю Π_1** . Из точки $C_2=C_1=C$ перпендикулярно линии O_2C_2 (O_2C) (90°) проведём **вектор скорости v_2** точки C_2 , на окончании которого обозначим точку a_2 .

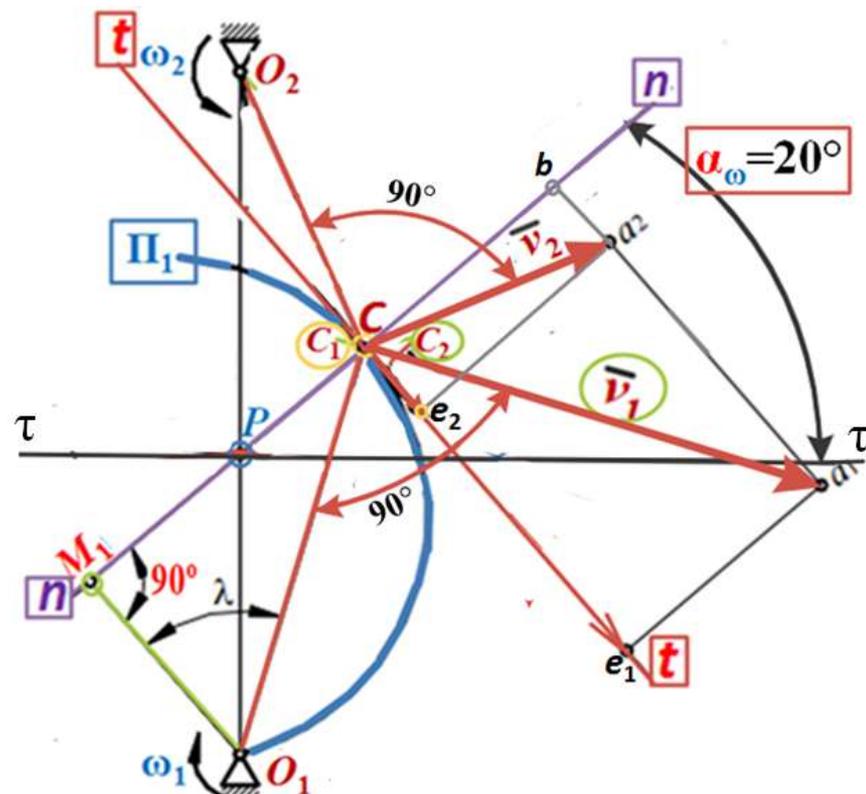


Рис. 4.80 (начальный).

Поверхности сопряжения зубьев

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 22)

Из подобия треугольников $O_1M_1C_1$ (O_1M_1C) и Cba_1 , а также $O_2M_2C_2$ (O_2M_2C) и Cba_2 , у которых стороны **взаимно перпендикулярны**, находим:

$$\omega_1 = \frac{v_1}{O_1C_1} \quad (4.31)$$

$$\frac{v_{n1}}{O_1M_1} = \frac{v_1}{O_1C} \quad \text{и} \quad \frac{v_{n1}}{O_2M_2} = \frac{v_2}{O_2C}, \quad \omega_2 = -\frac{v_2}{O_2C_2} \quad (4.32)$$

откуда, учитывая (4.31) и (4.32), получаем:

$$v_{n1} = \omega_1 \cdot O_1M_1 \quad \text{и} \quad v_{n2} = -\omega_2 \cdot O_2M_2.$$

Если $v_{n1} \neq v_{n2}$, то профиль Π_1 либо должен проникнуть в профиль Π_2 (при $v_{n1} > v_{n2}$), либо отстать от него (при $v_{n1} < v_{n2}$). И то и другое исключено, поэтому должно выполняться условие:

$$v_{n1} = v_{n2}, \quad \text{и} \quad \omega_1 \cdot O_1M_1 = -\omega_2 \cdot O_2M_2.$$

Из **рис. 4.80** видно, что равенство проекций скоростей v_1 и v_2 на **касательную tt** (v_{t1} и v_{t2}) **возможно** только в **одном положении**, когда **точка C** контакта профилей **совпадает** с **точкой P** пересечения **нормали nn** и **линии центров O_1O_2** , то есть при $v_1 = v_2$.

Во всех остальных положениях $v_{t1} \neq v_{t2}$ и **разность** между скоростями точек C_1 и C_2 в направлении **касательной tt** , то есть скорость **относительного скольжения**, будет **тем больше**, чем **дальше** точка контакта удаляется от точки P .

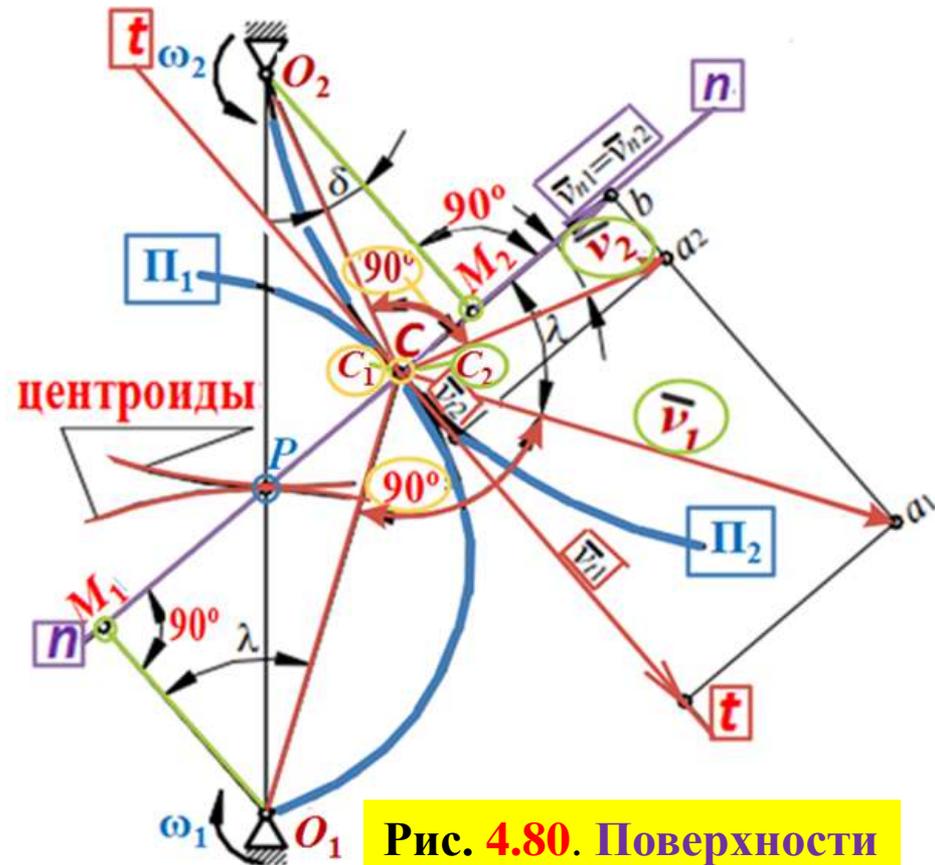


Рис. 4.80. Поверхности сопряжения зубьев

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 23)

Из подобия треугольников O_1M_1P и O_2M_2P получим: $\frac{O_2M_2}{O_1M_1} = \frac{O_2P}{O_1P}$. (4.33)

Следовательно, $\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P}$. (4.34)

Соотношение (4.34) выражает **основной закон зацепления**: общая **нормаль** к профилям, проведенная в точке их касания, делит **межцентровое расстояние** на части, **обратно пропорциональные угловым скоростям**.

Основной закон зацепления часто называют **основной теоремой зацепления**.

Деление межцентрового расстояния может быть **внутренним** (как в рассмотренном случае) или **внешним**, когда точка P располагается за пределами отрезка O_1O_2 , при этом угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют **одинаковое направление**. Поэтому в общем случае **передаточное отношение** определяется формулой:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{O_2P}{O_1P}. \quad (4.35)$$

Точка P пересечения **нормали np** и **линии центров O_1O_2** является **мгновенным центром относительного вращения звеньев** и называется **полюсом зацепления**.

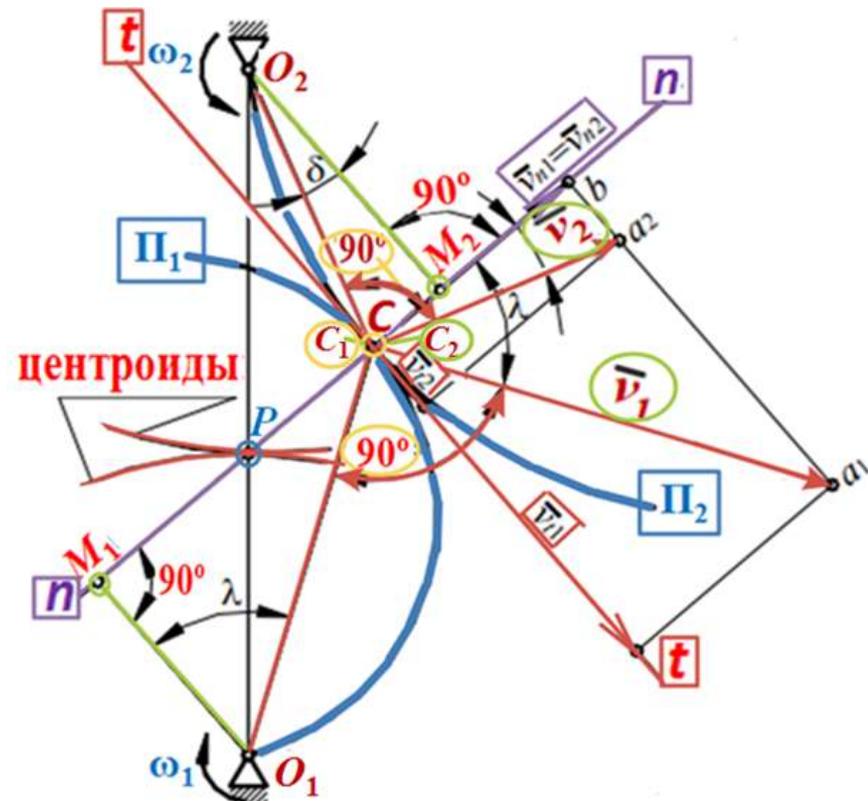


Рис. 4.80. Поверхности сопряжения зубьев

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 24)

Геометрические места мгновенных центров относительного вращения полюса P , связанные с плоскостями профилей Π_1 и Π_2 , образуют **центроиды**.

Основным законом зацепления определяются геометрические условия **построения сопряженных профилей**, у которых общая нормаль nn к профилям при их любом положении проходит через неизменно расположенный полюс зацепления P . При постоянном передаточном отношении ($i_{12} = \text{const}$), полюс зацепления P не должен менять своего положения на линии центров O_1O_2 .

Центроидами относительного движения звеньев в этом случае являются **окружности радиусов $r_{\omega 1} = O_1P$ и $r_{\omega 2} = O_2P$** (рис. 4.81).

При $i_{12} \neq \text{const}$ соотношение между **радиус-векторами точки касания центроид O_1P и O_2P** , а, следовательно, и **положение полюса P** определяются заданной функцией $i_{12} = f(\varphi_1)$, где φ_1 – **угол поворота ведущего звена**. Центроиды в этом случае представляют собой кривые, отличные от окружностей.

Находящиеся в зацеплении **профили** являются **взаимооггибающими** кривыми. В любой рассматриваемый момент времени **общая нормаль к взаимооггибающим кривым в точке их касания проходит через соответствующий этому моменту мгновенный центр относительного вращения**.

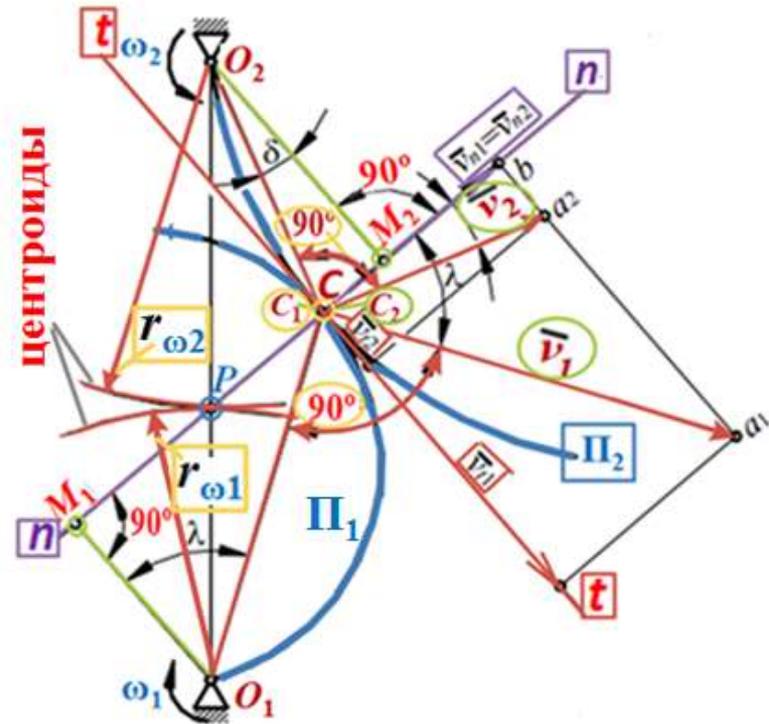


Рис. 4.81. Радиусы центроид $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$, поверхности сопряжения

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 25)

Рис. 4.82: при повороте **ведущего** профиля EF вокруг центра O_1 ведомый профиль GH будет поворачиваться вокруг центра O_2 , а точка контакта профилей – **перемещаться**. Если профили заняли, например, положения E_1F_1 и G_1H_1 , то **общая нормаль** к ним, проведенная через точку их контакта C_1 , будет **по-прежнему касательной** к **обеим основным окружностям**. Следовательно, в **любом положении** двух контактирующих **эвольвент** их **общая нормаль** занимает **неизменное** положение в пространстве.

Постоянное положение общей нормали n n' обеспечивает и постоянное положение полюса зацепления P на линии центров O_1O_2 . При этом, в соответствии с **основным законом зацепления**, передаточное отношение i_{12} от профиля EF к профилю GH , при вращении **эвольвентных** профилей остается **постоянным**, равно:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P} = -\frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}},$$

Таким образом, **эвольвентное** зацепление **обеспечивает постоянство передаточного отношения**, т.е. является **кинематически точным**.

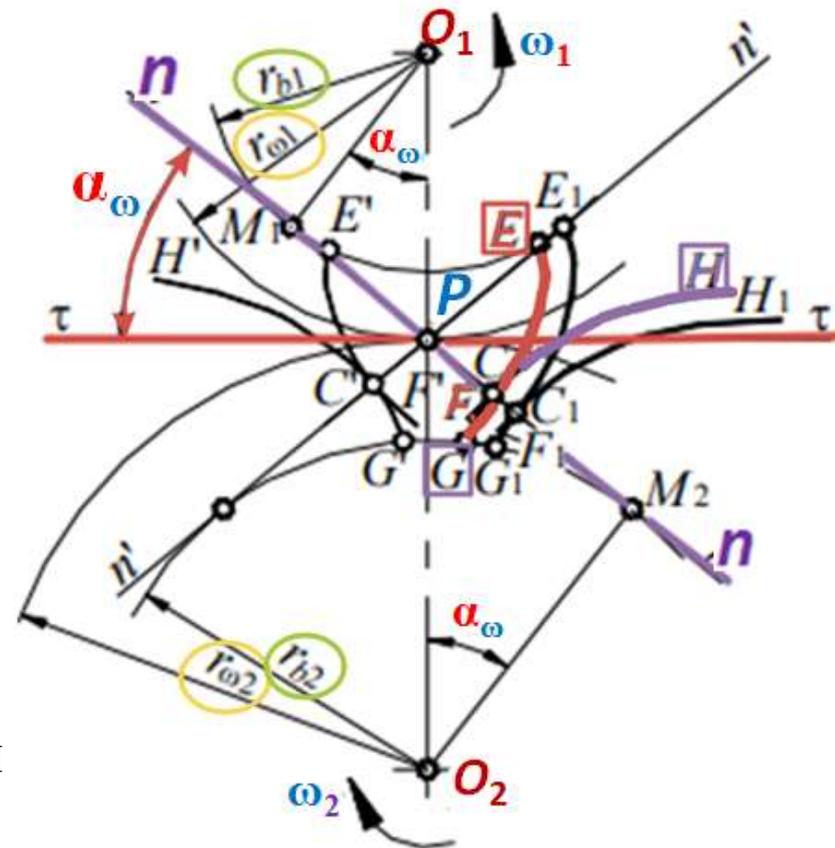


Рис. 4.82. Контакт **ведущего** профиля EF с **ведомым** профилем GH

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 26)

Из сказанного также следует, что при зацеплении эвольвентных профилей точка их контакта **перемещается по нормали nn** в пределах участка M_1M_2 (см. рис. 4.81). Поэтому отрезок M_1M_2 являющийся **геометрическим местом точек касания** зацепляющихся **эвольвентных профилей**, носит название **линии зацепления**. Прямая линия зацепления характерна только для эвольвентного зацепления.

Острый угол α_ω между **общей нормалью nn** и **прямой tt** , **перпендикулярной** к линии центров O_1O_2 , называют **углом зацепления** (рис. 4.83). Для **эвольвентного зацепления он постоянен.**

Давление одного эвольвентного профиля на другой, передаваемое по общей нормали, сохраняет постоянное направление в пространстве в течение всего периода зацепления. Это является одним из **достоинств эвольвентного зацепления.**

При **изменении направления** вращения звеньев (рис. 4.83). движение **будет передаваться другими**, симметричными к предыдущим, **эвольвентными** профилями (EF'' и GH''), а **линия зацепления займет иное положение.** Однако **новая линия зацепления будет по-прежнему касательной к тем же основным окружностям**, поэтому **полюс зацепления останется на прежнем месте, сохранится и величина передаточного отношения.**

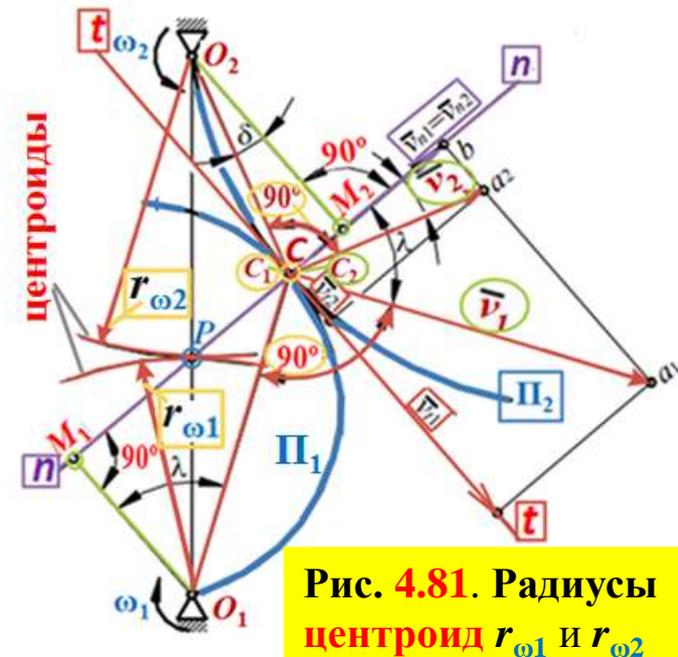


Рис. 4.81. Радиусы центроид $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$

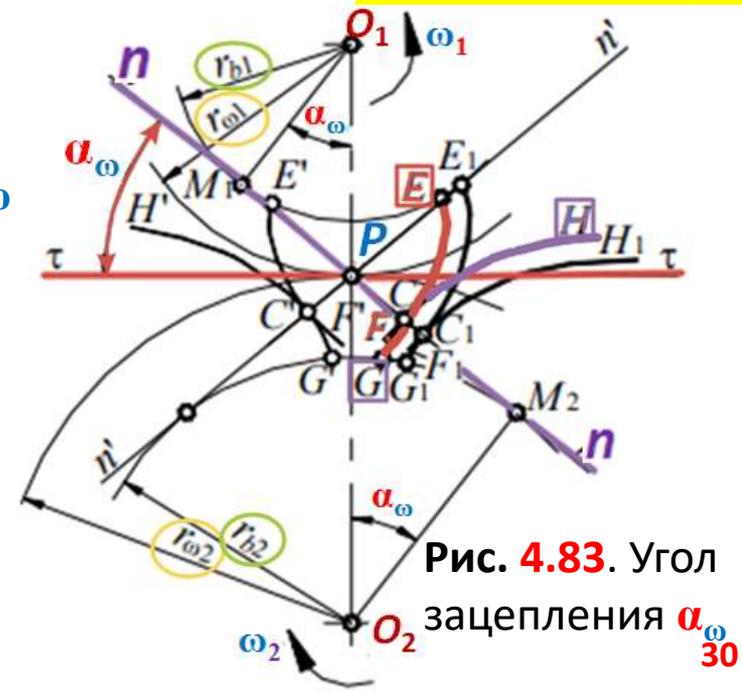


Рис. 4.83. Угол зацепления α_ω

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 27)

$$r_{b1} = r_{\omega 1} \cos \alpha_{\omega}, \quad i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} = \mp \frac{r_{\omega 2} \cos \alpha_{\omega}}{r_{\omega 1} \cos \alpha_{\omega}} = \mp \frac{r_{b2}}{r_{b1}},$$

$$r_{b2} = r_{\omega 2} \cos \alpha_{\omega}$$

r_{b1} – радиус **основной окружности** и $r_{\omega 1}$ – радиус **делительной окружности** у ведущего колеса (рис. 4.84)

т.е. **передаточное отношение i_{12} эвольвентных профилей зависит только от радиусов основных окружностей** и не зависит ни от **угла зацепления**, ни от **межцентрового расстояния**.

Поэтому погрешность **межцентрового расстояния**, **всегда возникающая** при изготовлении и сборке механизмов, **не влияет** на **кинематическую точность** эвольвентного зацепления, так как при этом не меняются значения радиусов **основных окружностей**.

По этой причине **круглые зубчатые колеса**, с **эвольвентными** профилями зубьев получили **наибольшее распространение**.

Из рис. 4.84 следует, что зацеплении эвольвентных профилей последние являются **взаимоогibaемыми кривыми**. Тогда, **эвольвенту второго сопряженного звена** можно рассматривать как **огibaющую семейства эвольвент первого звена при их согласованном движении**. **Эвольвента**, как **огibaющая семейства эвольвент**, изображена на рис. 4.85.

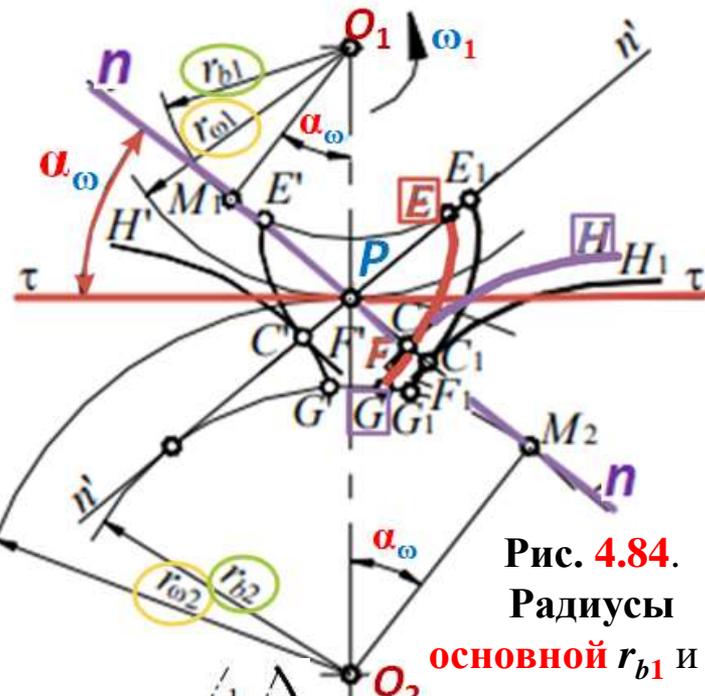


Рис. 4.84. Радиусы **основной r_{b1} и r_{b2}** и **делительной окружностей $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$**

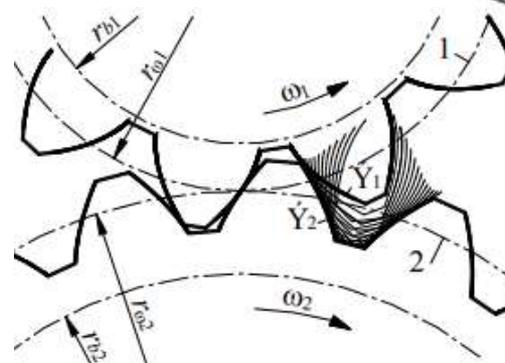


Рис. 4.85. Семейство **эвольвент**

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 28)

В частном случае, когда радиус **делительной** окружности $r_{\omega 1}$ (следовательно, и r_{b1}) равен **бесконечности**, **эвольвента** \mathcal{E}_1 (рис. 4.86) вырождается в **прямую**, а **зуб** становится **трапецидальным** с углом при вершине трапеции, равным α_{ω} (рис. 4.87).

Такое зубчатое звено называется **зубчатой рейкой**. Картина получения огибающих боковых профилей рейки представлена **рис. 4.86**.

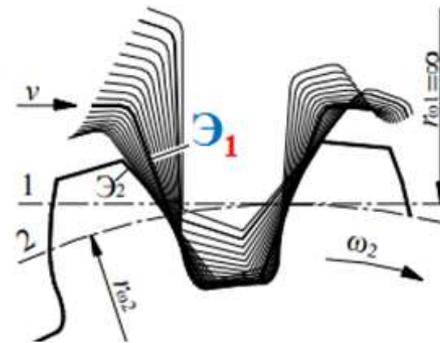


Рис. 4.86. Семейство **ЭВОЛЬВЕНТ**



Рис. 4.87. **Трапецидальный** зуб при $r_{\omega 1} \rightarrow \infty$ и $r_{b1} \rightarrow \infty$

Станочное зацепление (инструмент с реечным производящим контуром - гребенка).

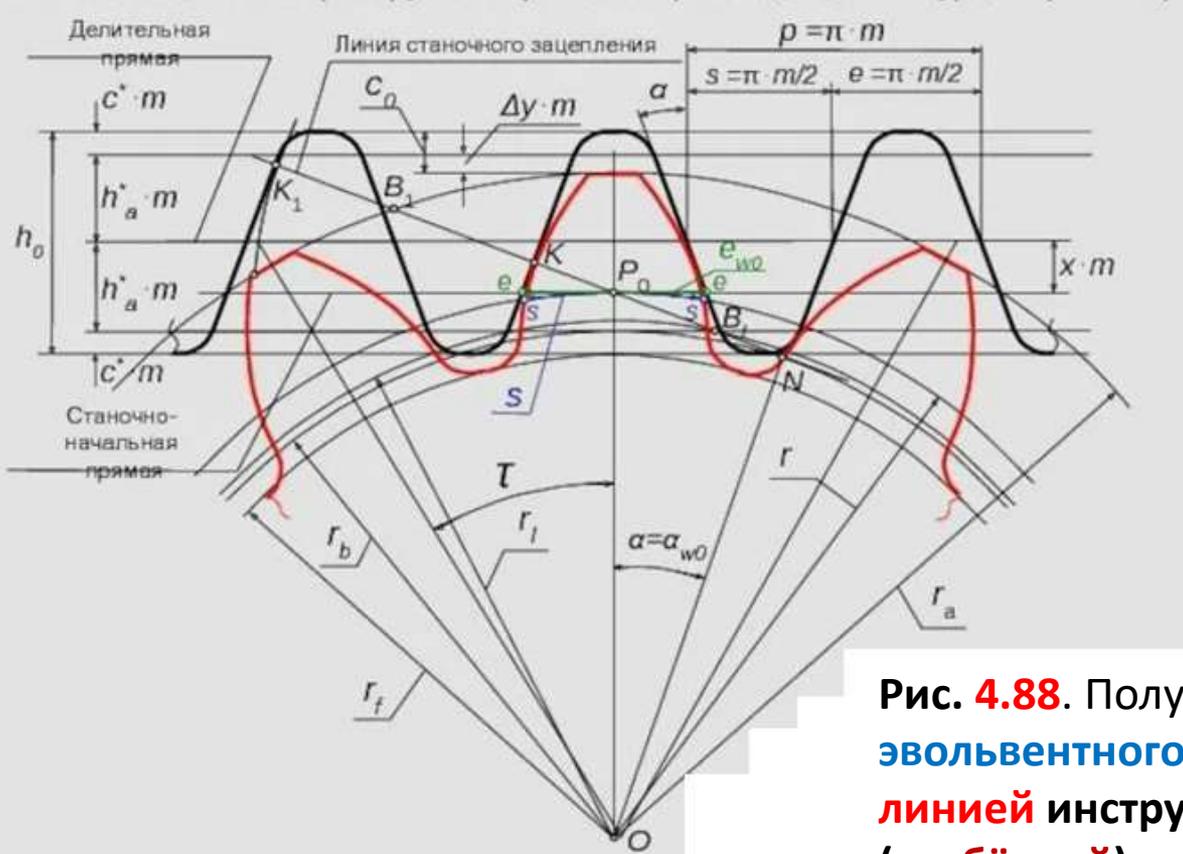


Рис. 4.88. Получение **криволинейного эвольвентного** профиля зуба **прямой линией** инструментальной рейки (**гребёнкой**)

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 29)

Эвольвентное зацепление
зубчатых колес - **Эйлер в 1760 г.**

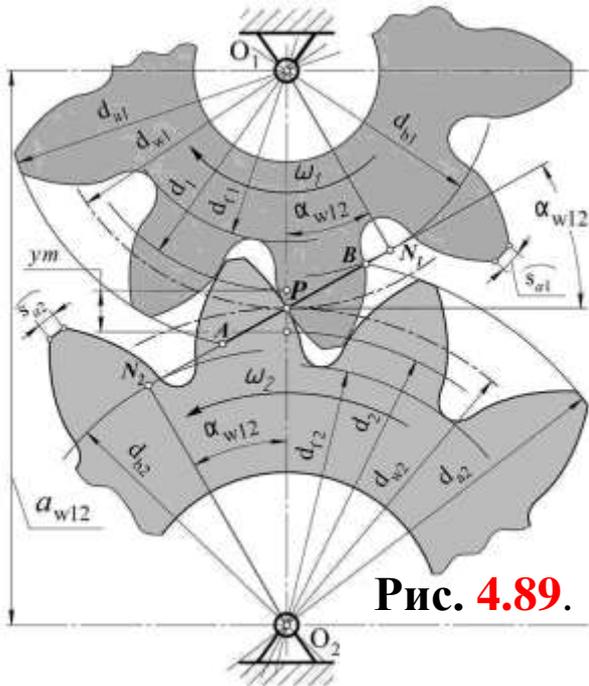


Рис. 4.89.

Линия зацепления ***N-N*** – это геометрическое место **точек контакта** между **двумя** сопряжёнными **профилями** зубьев. Это и **нормаль** к **профилю** рабочей поверхности зуба, поэтому **давление между зубьями** всегда направлено **по линии зацепления**.

Начальные окружности (делительные) с диаметрами $d_{\omega 1}=O_1P$ и $d_{\omega 2}=O_2P$ перекатываются одна по другой без скольжения. Окружности **впадин** диаметром d_{f1} и окружности **вершин** диаметром d_{a1} . Между соседними зубьями – **впадина**.

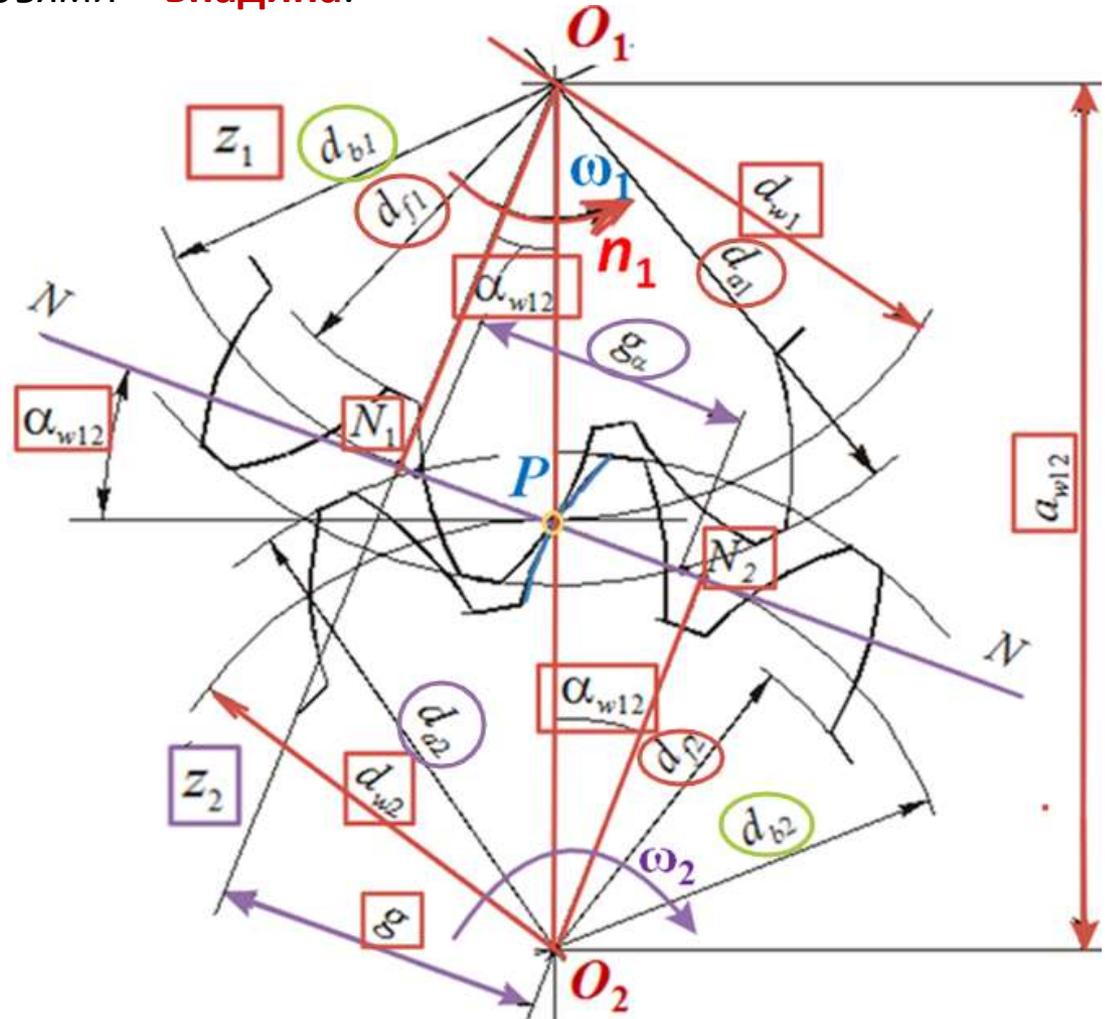


Рис. 4.90. Эвольвентное зацепление зубчатых колес 33

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 30)

Окружность, по которой перекачивается образующая прямая $N-N$ без скольжения

при образовании **эвольвенты**, называется **основной окружностью**, или **эволютой**.

Эволюта – это геометрическое место **центров кривизны эвольвент**,

описываемых **точками образующей**

прямой. Эвольвента – это симметричная кривая, имеющая две ветви, которые

сходятся в точке O или K_b , расположенной на **основной окружности**. Диаметр

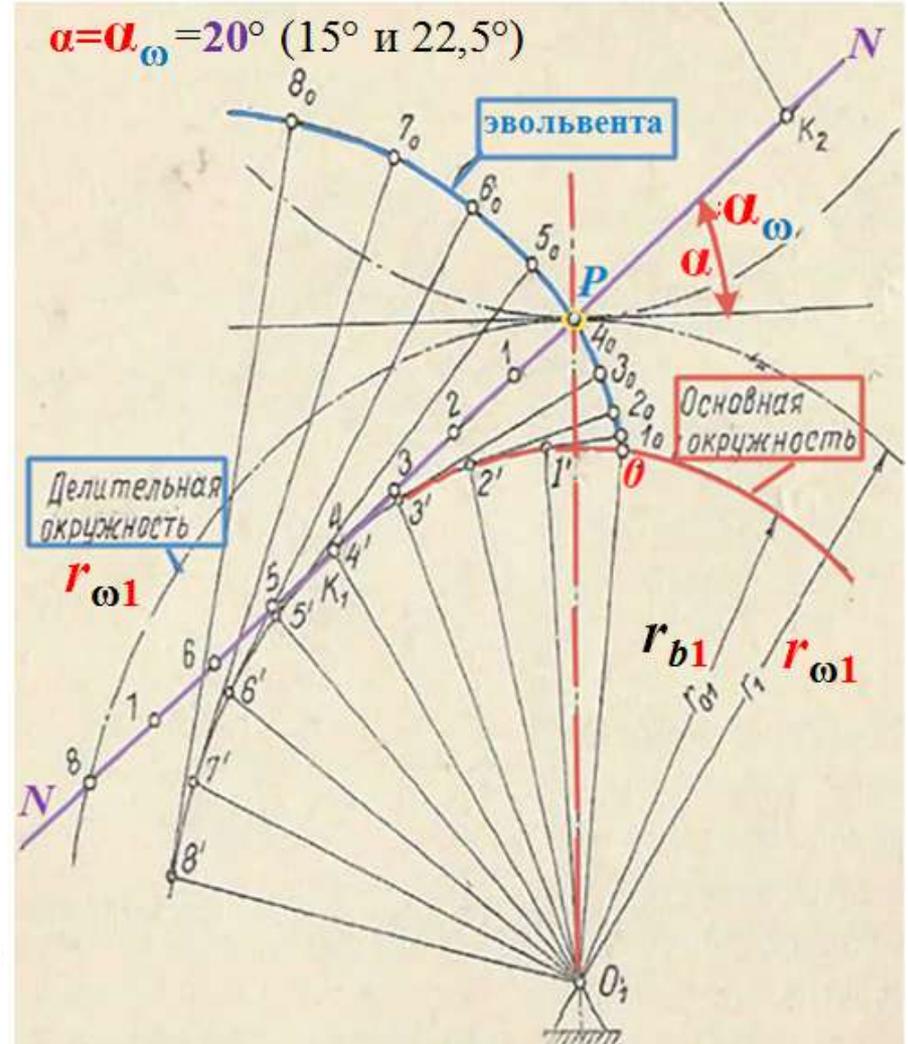
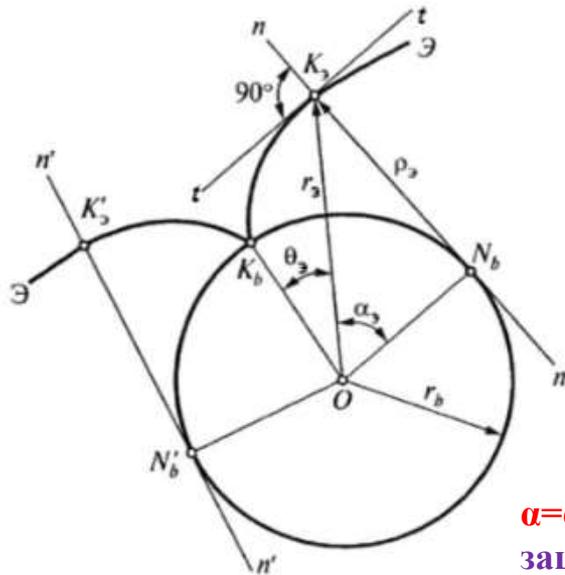
основной окружности обозначается d_b (b – *basic*).

Точка N_b является **мгновенным центром скоростей** прямой $n-n$ и

центром кривизны эвольвенты в точке K_3 . Радиус

эвольвенты

зависит только от радиуса **основной окружности**.



$\alpha = \alpha_w = 20^\circ$ – стандартный угол зацепления между линией зацепления $N-N$ и перпендикуляром к межосевой линии.

Рис. 4.91. Построение **эвольвентного профиля** боковой поверхности зуба 34

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 31)

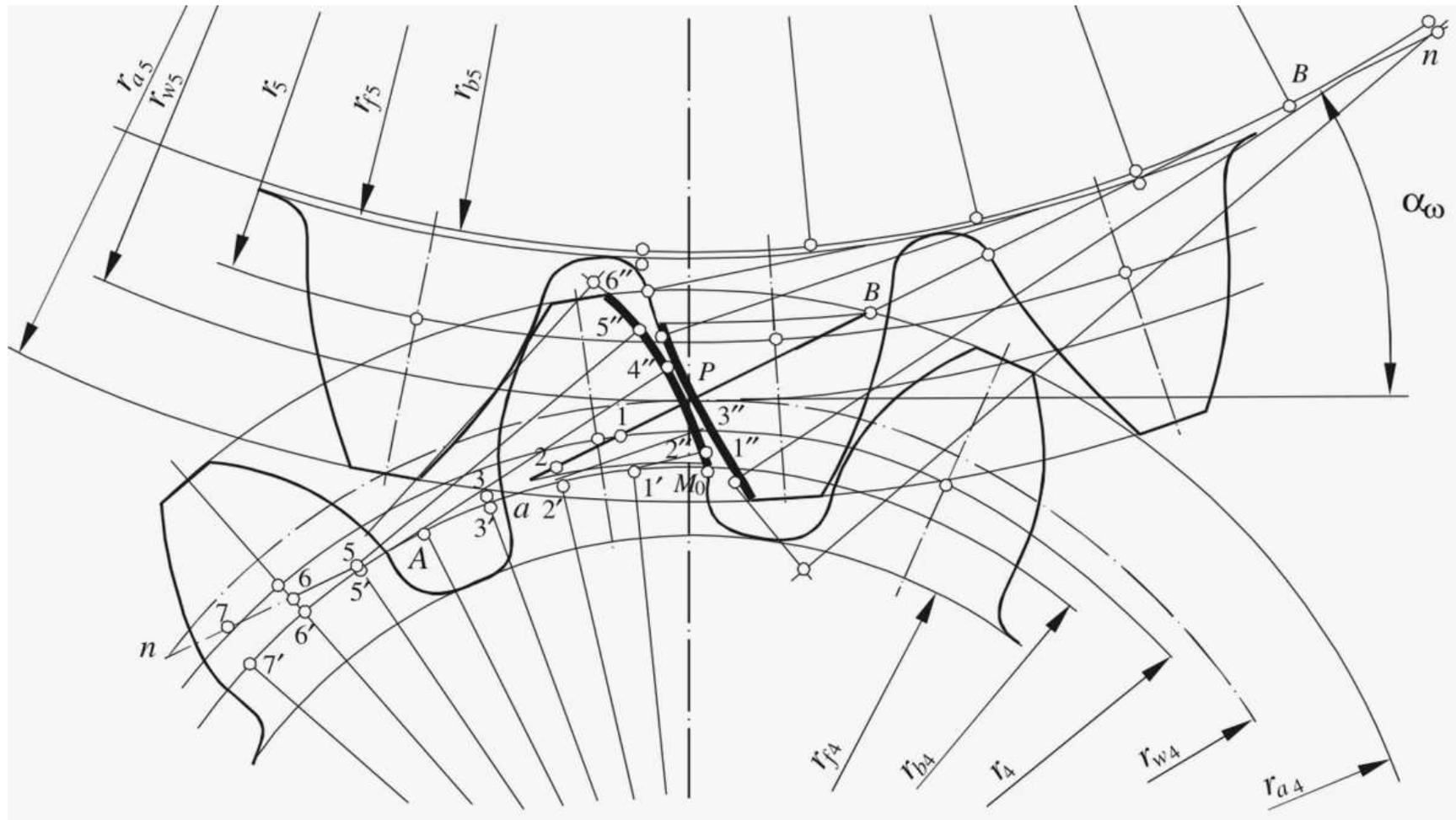
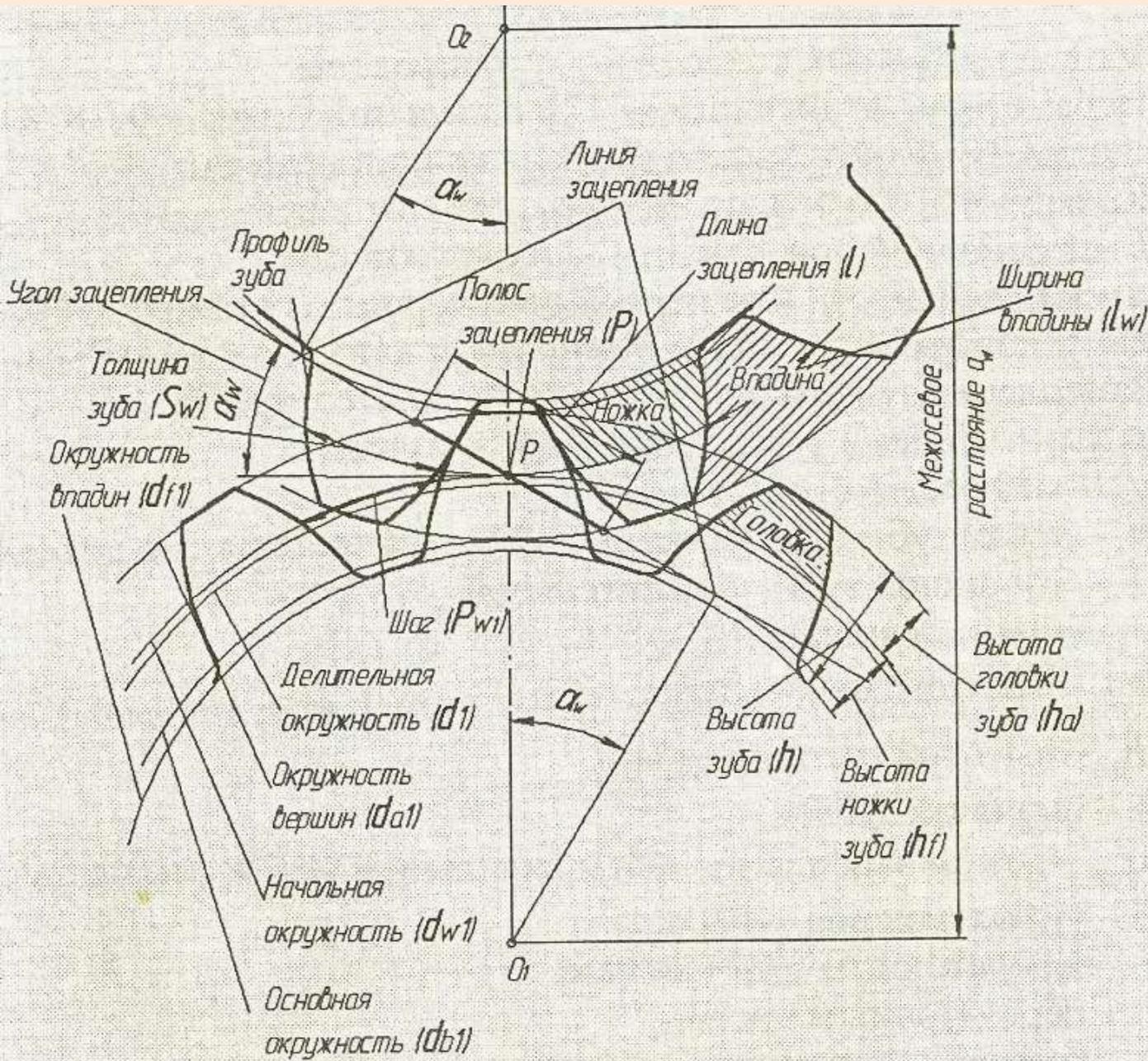


Рис. 4.92. Построение эвольвентного профиля боковой поверхности зуба

$$\begin{array}{llll}
 d_1 = m z_1; & d_{w1} = d_1; & d_{a1} = d_1 + 2h_a; & h = h_a + h_f \\
 d_2 = m z_2; & d_{w2} = d_2; & d_{a2} = d_2 + 2h_a; & h_a = m; \\
 m = \frac{p_1}{\pi}; & d_{b1} = d_1 \cos \alpha_{w1}; & d_{r1} = d_1 - 2h_f; & h_f = 1,25m; \\
 & d_{b2} = d_2 \cos \alpha_{w1}; & d_{r2} = d_2 - 2h_f; & a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}).
 \end{array}$$

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 32)



1. a_w – межосевое расстояние;
2. $g_a(N_1N_2)$ – линия зацепления;
3. активные участки профилей зубьев;
4. $g_a(B_1B_2)$ – активный участок линии зацепления (нижний – g_{af} , верхний – g_{av});
5. r_2 – радиус делительной окружности колеса 2;
6. α_w – угол равный углу зацепления;
7. c^*m – стандартный радиальный зазор;
8. r_{b2} – радиус основной окружности колеса 2;
9. r_f – радиус окружности впадин колеса 2;
10. α_w – угол зацепления;
11. r_{w2} – радиус начальной окружности колеса 2;
12. h_1 – высота зуба колеса 1;
13. h_{a1} – высота делительной головки зуба колеса 1;

Рис. 4.93.
Основные
параметры
зубчатого колеса

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 32)

Впадиной называют пространство между двумя соседними зубьями, ограниченное окружностями вершин и впадин. Если **окружность вершин** находится **снаружи** **окружности впадин**, то получается зубчатое колесо с **внешними** зубьями (рис. 4.94, **а** – звенья **1** и **2**, рис. 4.94, **б**, **в** – звено **1**); у зубчатого колеса с **внутренними** зубьями **окружность вершин** находится **внутри** **окружности впадин** (рис. 4.94, **б** – звено **2**).

Зубчатое зацепление, в котором **центроиды** (**начальные окружности**) зубчатых колес расположены **одна вне другой** (колесо и шестерня), называют **внешним** (рис. 4.94, **а**). В этом случае **оба** зубчатых колеса имеют **внешние** зубья. Если одно из зубчатых звеньев имеет **бесконечно большой радиус начальной окружности**, то его называют **зубчатой рейкой (3)**, а его зацепление с **шестерней** – **реечным зацеплением** (рис. 4.94, **в**).

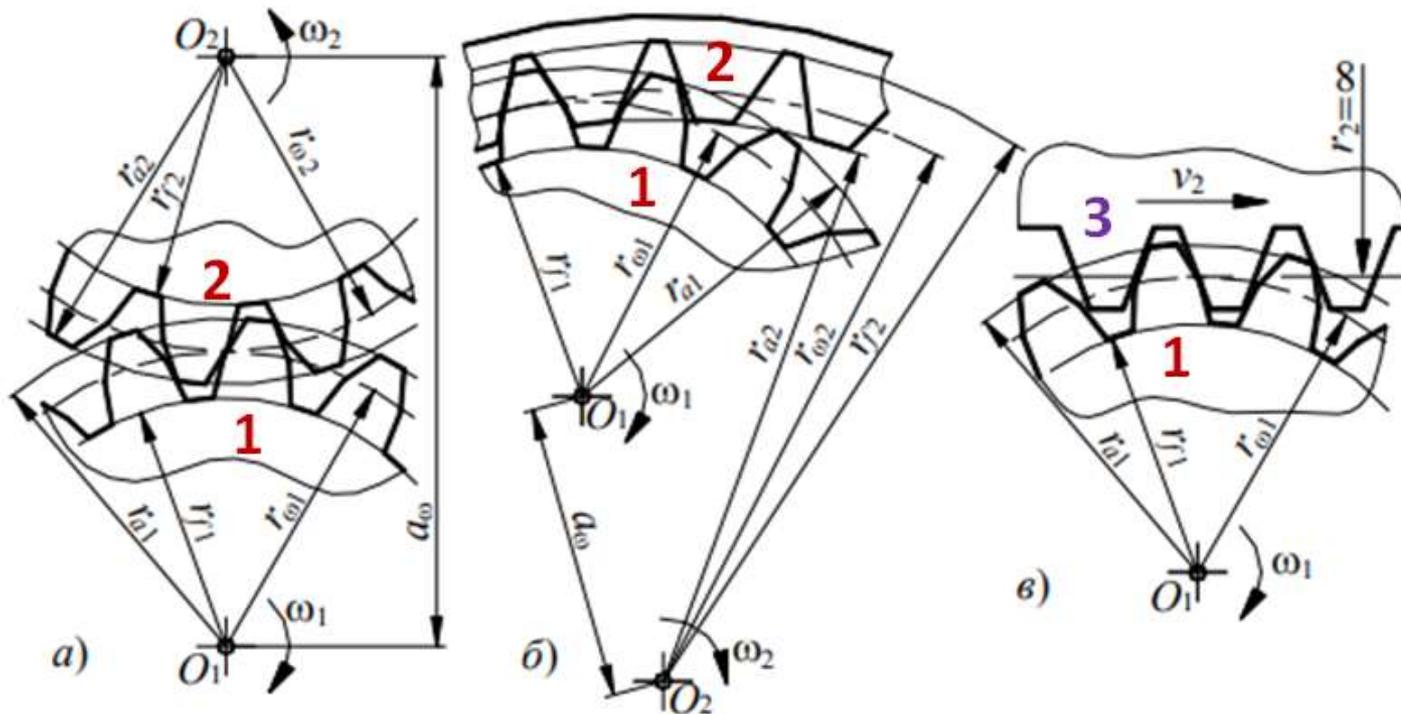


Рис. 4.94. Виды зацепления: **наружное** (**а**), **внутреннее** (**б**), **реечное** (**в**)

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 33)

Параметры эвольвентной передачи с круглыми цилиндрическими колесами

1. Межосевое расстояние зубчатой передачи

где знак «+» относится к **внешнему**

зацеплению, знак «-» относится к

внутреннему зацеплению, u –

передаточное число:

$$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}$$

$$a_{\omega} = r_{\omega 2} \pm r_{\omega 1} = \frac{d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1}}{2} = \frac{d_{\omega 1} (u \pm 1)}{2}$$

2. Часть зуба, расположенная **между начальной окружностью** и **окружностью вершин**, называют **начальной головкой** зуба.

3. Размер начальной головки, измеренный в **радиальном** направлении колеса, называется **высотой начальной головки** $h_{\omega a}$.

4. Часть зуба, заключенная между **начальной окружностью** и **окружностью впадин**, называют **начальной ножкой** зуба.

5. Размер начальной ножки, измеренный в радиальном направлении колеса называется **высотой начальной ножки** $h_{\omega f}$.

6. Полная высота зуба равна сумме головки и ножки: $h = h_{\omega a} + h_{\omega f}$.

7а. для **внешнего** зацепления

$$d_a = d_{\omega} + 2h_{\omega a},$$

$$d_f = d_{\omega} + 2h_{\omega f};$$

7б. для **внутреннего** зацепления

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{\omega a}, \quad d_{f1} = d_{\omega 1} - 2h_{\omega f},$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} - 2h_{\omega a}, \quad d_{f2} = d_{\omega 2} + 2h_{\omega f}.$$

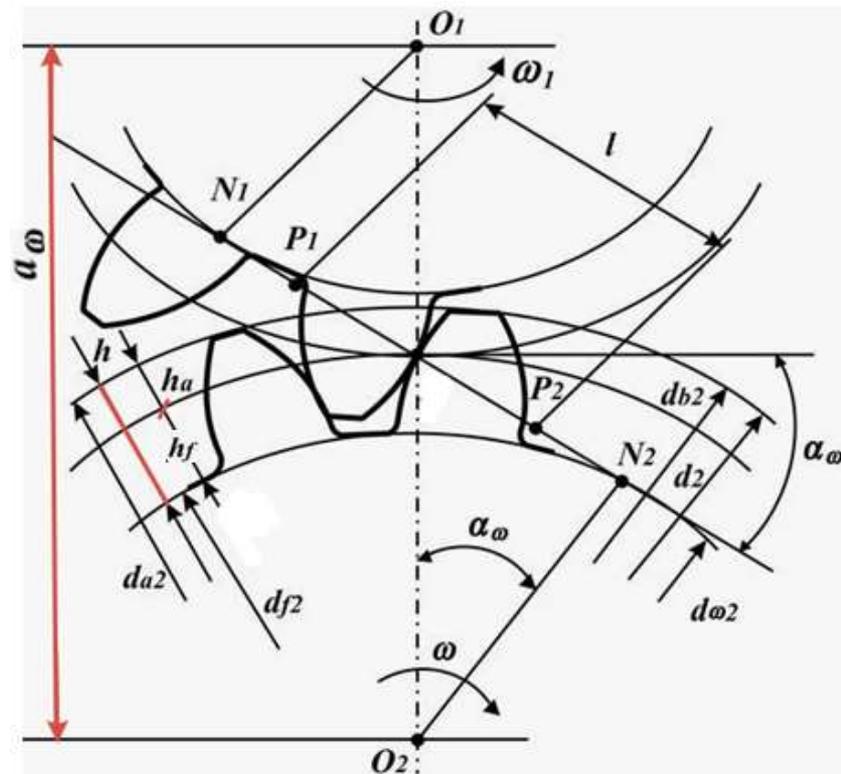


Рис. 4.95. Параметры зацепления

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 34)

8. **Наименьшее расстояние** с между **окружностью вершин одного зубчатого колеса** и **окружностью впадин другого** носит название **радиального зазора** зубчатой передачи

9. В подавляющем большинстве случаев **высоту начальной головки зуба шестерни** принимают равной **начальной высоте головки зуба сопряженного с ней колеса**, а высоту начальной ножки зуба шестерни – равной начальной высоте ножки зуба сопряженного с ней колеса. Тогда:

$$h_{\omega a1} = h_{\omega a2} = h_{\omega a},$$

$$h_{\omega f1} = h_{\omega f2} = h_{\omega f}.$$

10. Зазор c между **сопряжёнными** колёсами по **высоте** зуба (рис. 4.96).

$$c = h_{\omega f} - h_{\omega a}.$$

11. Расстояние, измеренное **по дуге** какой-либо окружности **между профилями** одного и того же зуба называется **окружной толщиной зуба** по этой окружности s .

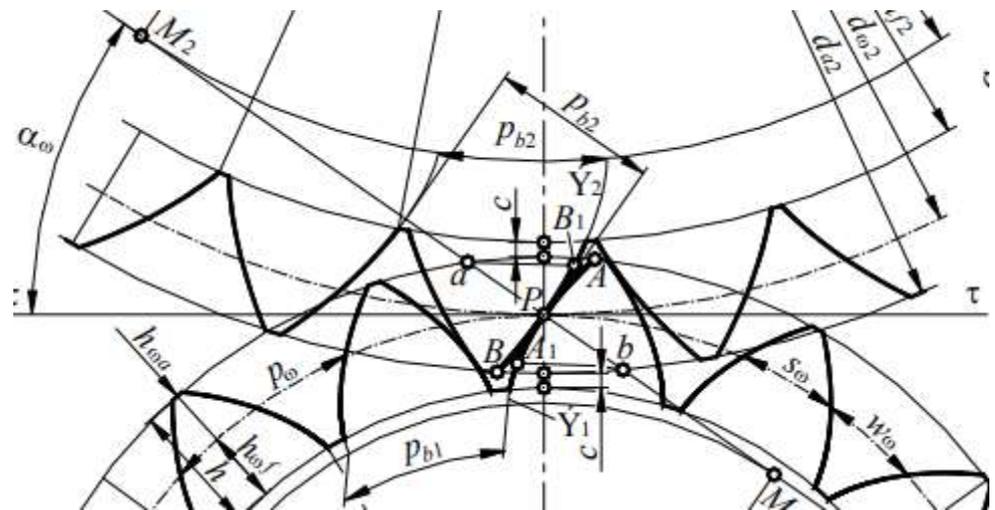
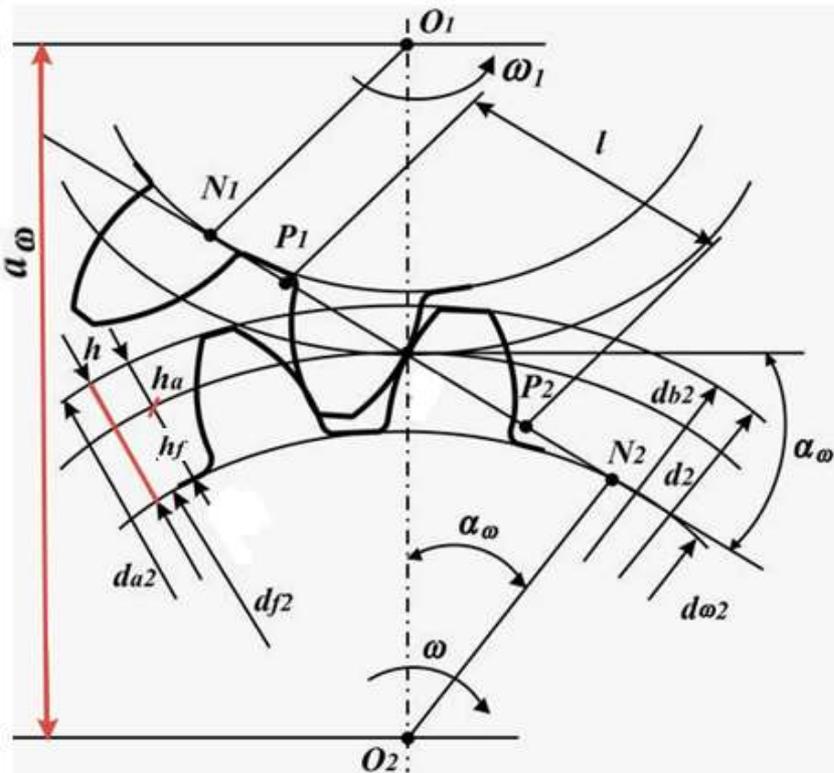


Рис. 4.95. Параметры зацепления

Рис. 4.96. Параметры зацепления

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 35)

11. Расстояние, измеренное **по дуге** какой-либо окружности **между профилями** одного и того же **зуба** называется **окружной толщиной зуба** по этой окружности s .
12. Окружную **толщину зуба** по начальной окружности s_{ω} называют **начальной окружной толщиной** зуба.
13. Расстояние, измеренное по дуге какой-либо окружности **между ближайшими профилями соседних зубьев** называется **окружной шириной впадины** по этой окружности w .
14. Окружную **ширину впадины** по **начальной окружности** w_{ω} называют **начальной окружной шириной впадины**.
15. Расстояние p между одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по **дуге какой-либо окружности**, называют **окружным шагом** зубьев по этой окружности.
16. Окружной шаг по **начальной окружности** p_{ω} называют **начальным окружным шагом**.
17. Начальный окружной шаг зубьев p_{ω} , измеряемый по начальной окружности, равен сумме начальной окружной толщины зуба s_{ω} и начальной окружной ширины впадины w_{ω} : $p_{\omega} = s_{\omega} + w_{\omega}$.
18. Для **непрерывной** передачи движения **начальный окружной шаг** зубьев должен быть **одинаков у обоих колес**.

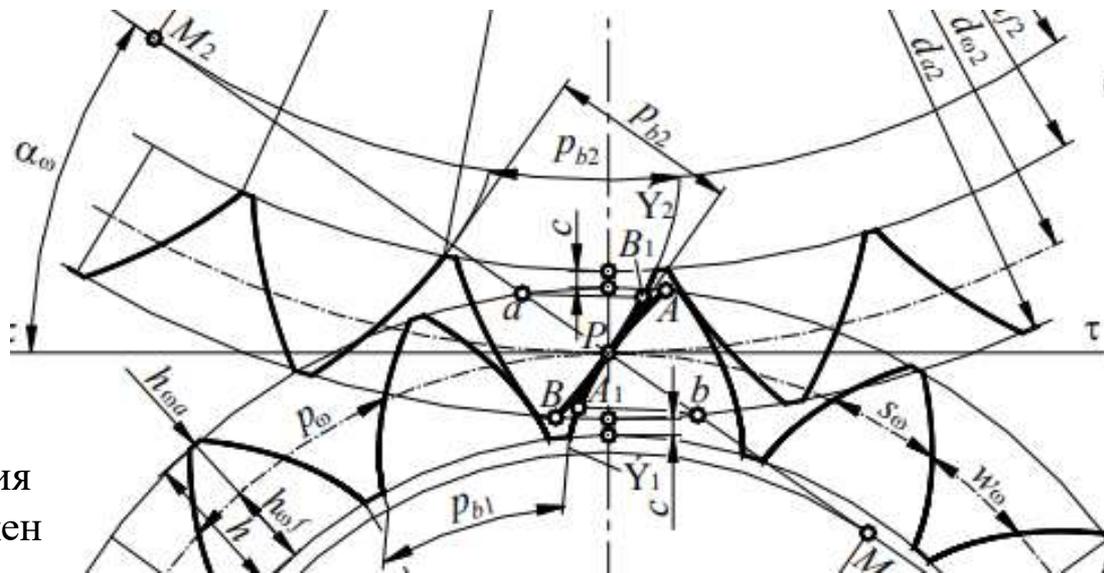


Рис. 4.96. Параметры зацепления

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 36)

18. Окружность d , по которой окружная толщина зуба s_ω равна окружной ширине впадины w_ω (без учета зазоров), называется **делительной окружностью**. **Делительная окружность** является **базовой** для определения **геометрических параметров** колеса.

19. Для любых концентричных i -х окружностей зубчатого колеса справедливо равенство: $\pi \cdot d_i = z \cdot p_i$, где z – число зубьев колеса; p_i – окружной шаг зубьев, измеренный по окружности диаметра d_i .

$$d_{1i} = \frac{p_i}{\pi} z_1, \quad d_{2i} = \frac{p_i}{\pi} z_2$$

20. Линейная величина m_i , в π раз меньшая окружного шага зубьев p_i называется **окружным модулем** зубьев по i -ой окружности:

$$m_i = \frac{p_i}{\pi}. \quad (1)$$

Окружной модуль, так же как и **окружной шаг**, имеет разные значения для различных концентрических окружностей зубчатого колеса, поэтому различают **начальный**, **основной окружной** и другие модули.

Делительный модуль зубьев m , или **просто модуль**, – это **основной параметр**, используемый для **расчета размеров** зубчатого колеса с **данном числом** зубьев.

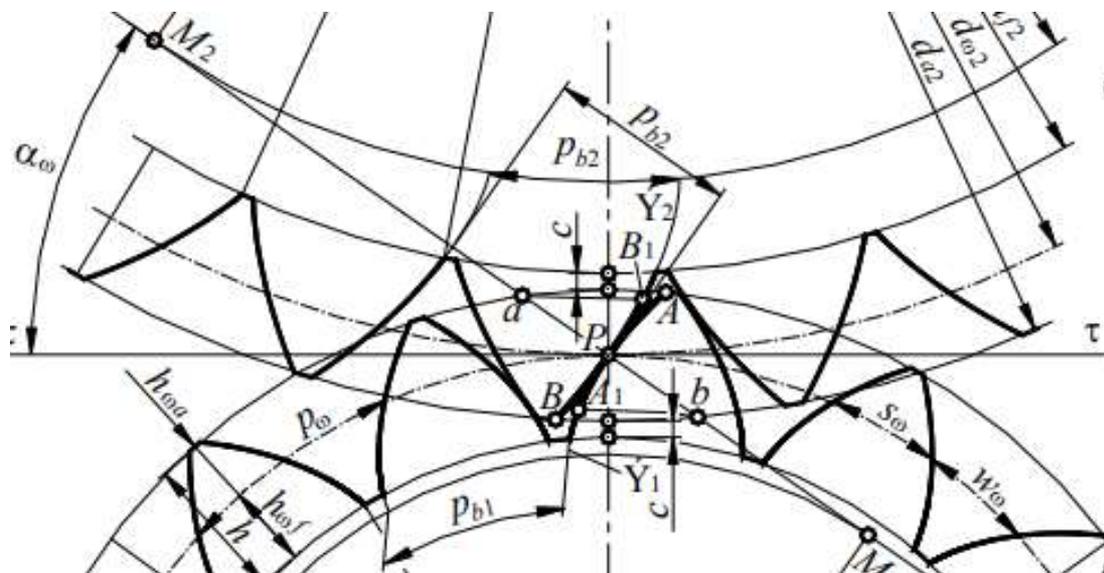


Рис. 4.96. Параметры зацепления

23. Центральный угол Θ окружности зубчатого колеса, **соответствующий шагу зацепления**, называется **угловым шагом**:

$$\theta_1 = \frac{2\pi}{z_1}, \quad (8) \quad \theta_2 = \frac{2\pi}{z_2}. \quad (9)$$

При проектных расчетах используют **относительные** величины для выражения параметров передачи через **модуль**: **коэффициент высоты** головки h_a^* , **коэффициент радиального зазора** c^* . Тогда **радиальный зазор**: $c = c^* \cdot m$.

Высота делительной головки зуба: $h_a = h_a^* \cdot m$; **высота делительной ножки** зуба: $h_f = h_a + c = (h_a^* + c^*) \cdot m$; диаметр окружности вершин: $d_a = d \pm h_a = m (z \pm 2h_a^*)$; диаметр окружности впадин: $d_f = d \pm 2h_f = m (z \pm 2c^*)$; знак «+» относится к **внешнему** зацеплению, знак «-» относится к **внутреннему** зацеплению.

Для **цилиндрических эвольвентных** передач приняты следующие стандартные величины: при $m > 1$ мм $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.

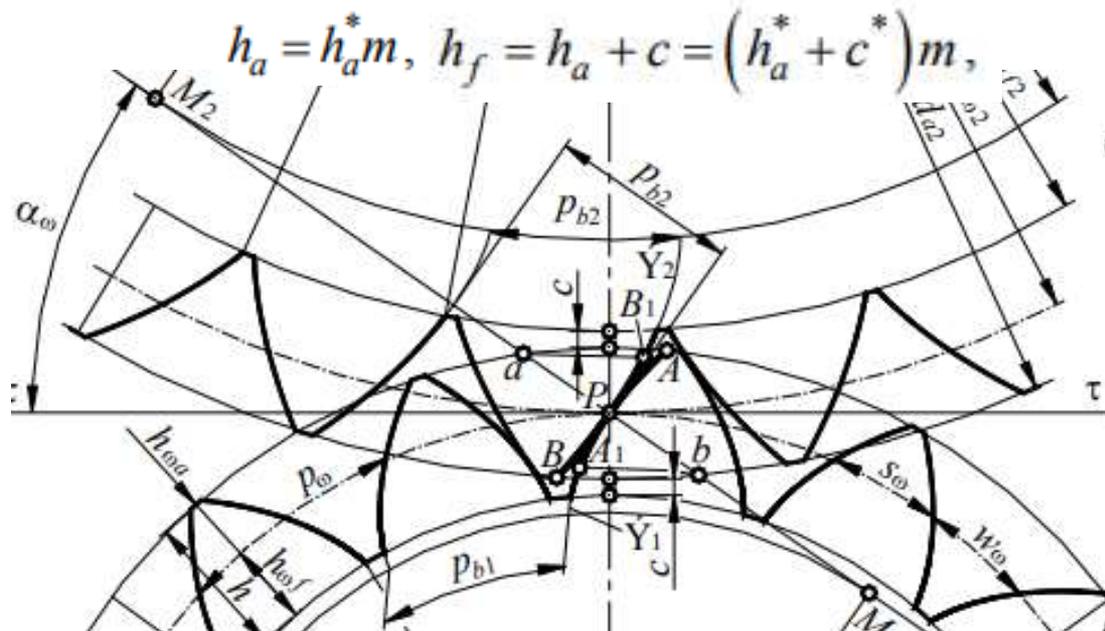


Рис. 4.96. Параметры зацепления

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 39)

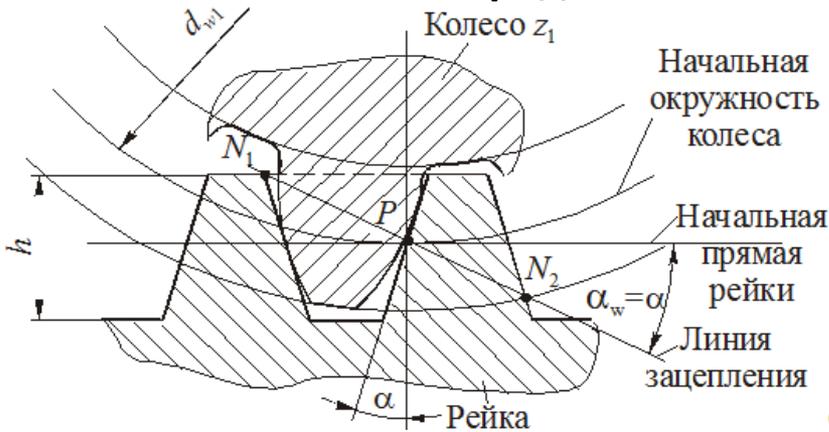


Рис. 4.97. Зацепление зубчатой рейки с колесом

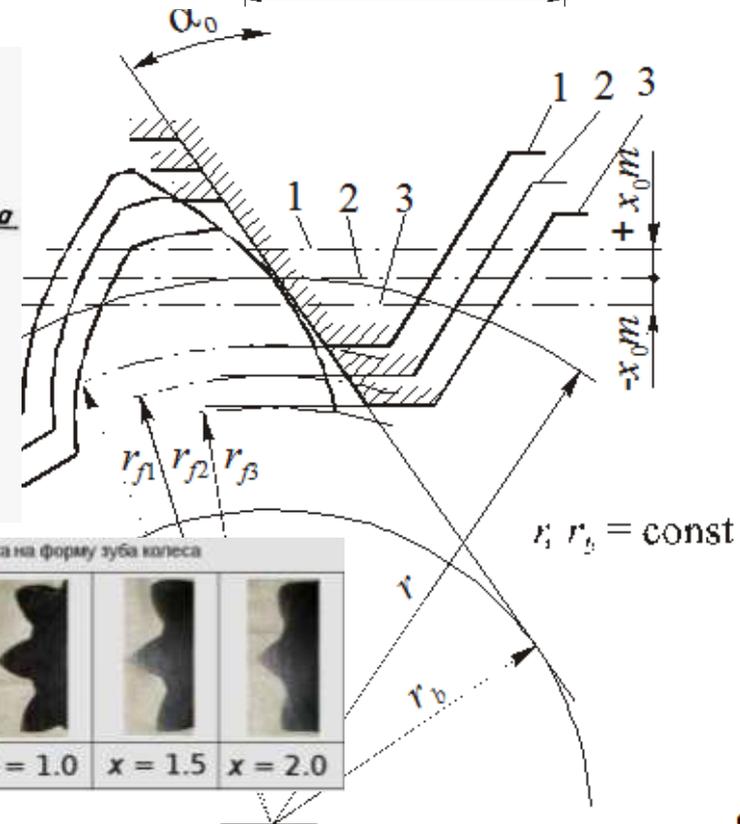
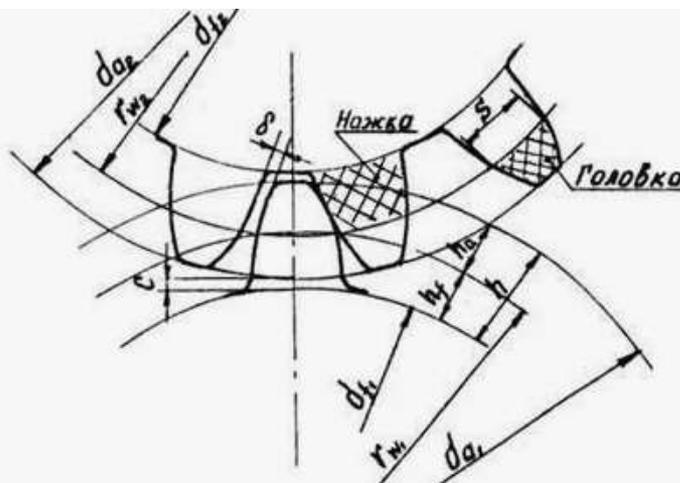
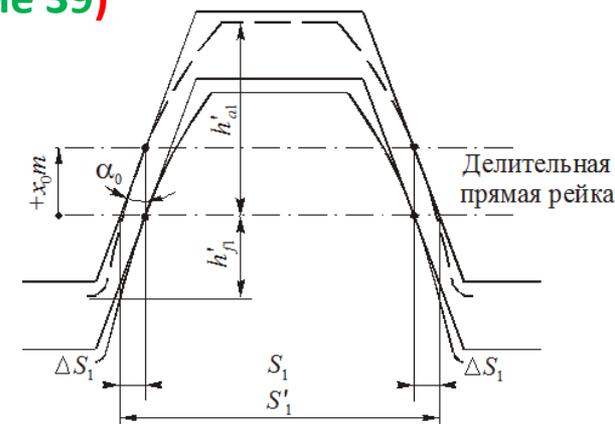


Рис. 4.98. Основные размеры зуба

$$r = \frac{mZ}{2} \quad r_b = r \cos(\alpha_w)$$

$$h_a = h_a^* \cdot m \quad h_a^* = 1 \quad h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$$

$$r_a = r + h_a \quad r_f = r - h_f \quad c^* = 0,25$$



Схема высотного **корригирования** зубчатого колеса:

1 – положительное смещение; 2 – нулевое смещение;
3 – отрицательное смещение

Рис. 4.99. Корригирование зубчатого колеса

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 40)

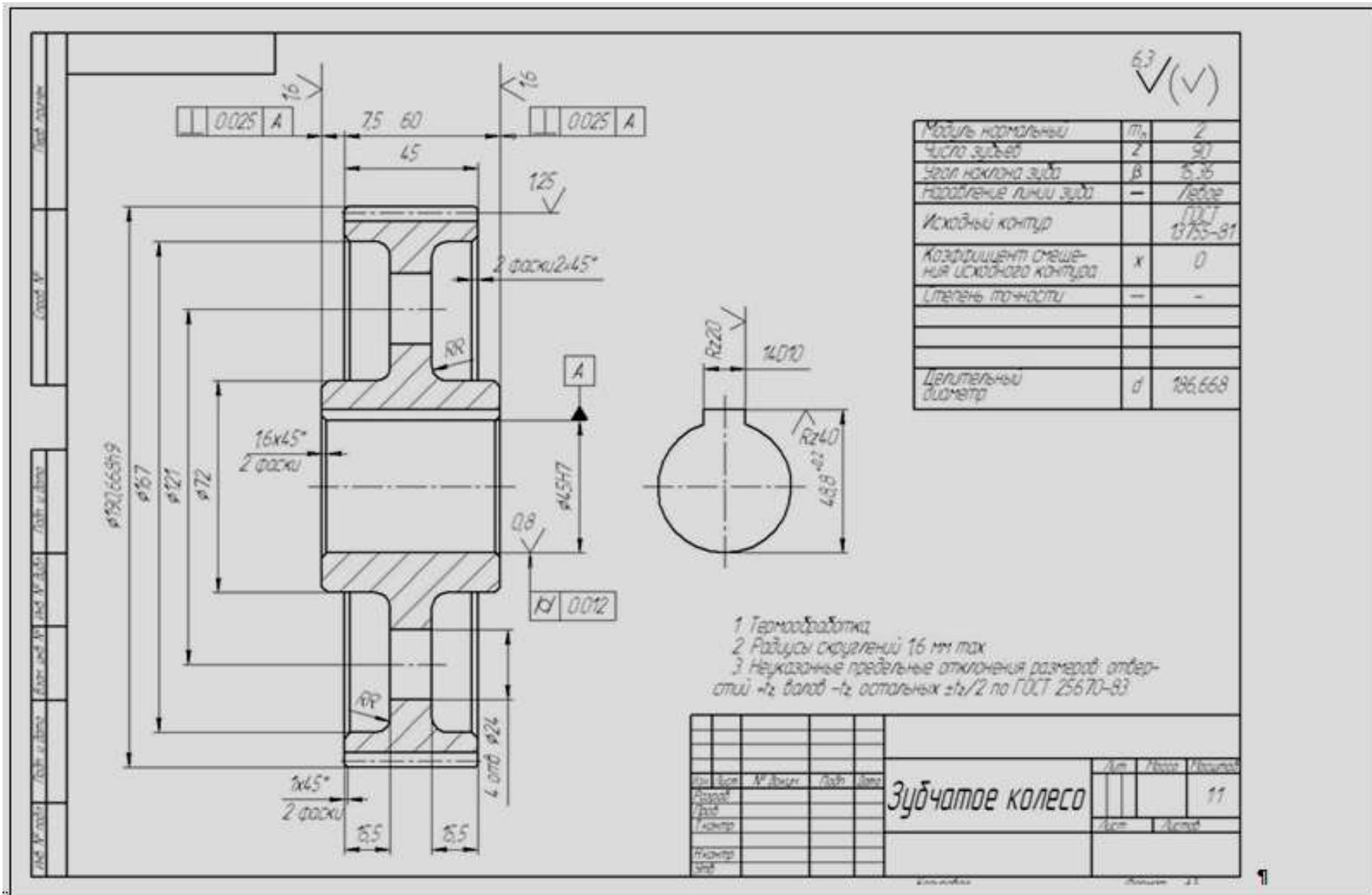


Рис. 4.100. Эскиз зубчатого колеса

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 41)

Силовой расчет цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи

При передаче **крутящего момента** T_1 в зацеплении двух **прямозубых** колес возникает **циклическая** сила **нормального** давления, распределенная по контактной линии b и действующая **вдоль линии зацепления mn** , которую заменяют **равнодействующей** силой F_n (рис. 4.101). Переносим силу F_n по линии ее действия в **полюс зацепления P** и раскладываем ее на **окружную** составляющую силу F_t и **радиальную** составляющую сил F_r , получим:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{\omega 1}} = F_n \sin \alpha_{\omega}, \quad (10)$$

$$F_r = F_n \cos \alpha_{\omega} = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega}. \quad (11)$$

Перекачивание зубьев происходит со **скольжением** одного профиля по другому и поэтому в зацеплении возникает также **сила трения**: $F_{\tau} = f \cdot F_n$.

Усилия, возникающие в зацеплении колес, кроме **деформации зубьев**, вызывают и **деформации валов, корпусов и опор**, что приводит к **неравномерному распределению** нагрузки **вдоль контактной линии** зубьев, а также к **дополнительным динамическим нагрузкам**. Такое же влияние оказывают неизбежные **погрешности изготовления** и **монтажа** деталей передачи.



Рис. 4.101. Схема сил, действующих на зуб

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 42)

Для учета влияния этих факторов на прочность зубьев номинальную нагрузку при расчете несколько увеличивают введением коэффициента нагрузки K : $F=K \cdot F_n$, $T=K \cdot T_n$, $P=K \cdot P_n$,

где F – расчетная сила, F_n – номинальная сила, T – расчетный момент, T_n – номинальный момент, P – расчетная мощность, P_n – номинальная мощность, K – коэффициент нагрузки. $K=K_\beta \cdot K_v$, где K_β – коэффициент концентрации нагрузки; K_v – коэффициент динамичности нагрузки.

Величина K_β зависит от **взаимного перекоса** зубьев, точное определение которого чрезвычайно затруднено. При проектном расчете величину K_β выбирают ориентировочно в зависимости от типа нагрузки, характеристики материала, **степени точности** зубчатых колес и **схемы передачи** в пределах (1,0-1,4).

Меньшие значения принимают для **прирабатывающихся** колес (НВ<350 **хотя бы у одного** из колес пары) и при нагрузке, близкой к постоянной, большие – для неприрабатывающихся широких ($b > d_1$) колес.

При **высоких окружных скоростях** ($v > 15$ м/с) и **хороших условиях смазки между зубьями** создается постоянный **масляный слой**, защищающий их от износа. **Это явление снижает** влияние приработки зубьев на **уменьшение концентрации** нагрузки. Для уменьшения K_β при проектировании передач **рекомендуется**: располагать **колеса симметрично** относительно опор; при **несимметричном** или **консольном** расположении применять **колеса меньшей ширины**, так как при прочих равных условиях влияние перекоса зубьев увеличивается с увеличением ширины колес; **увеличивать жесткость валов** за счет **сокращения их длины** или **увеличения диаметра**; придавать зубьям специальную **бочкообразную форму** и т.д

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 43)

Погрешности **формы** и **взаимного расположения** зубьев (окружного шага) являются причиной **неплавности** работы зубчатой пары, **колебаний угловой скорости** колес. Последние вызывают в зацеплении **дополнительные инерционные** усилия, которые и называют **динамической нагрузкой**. Влияние динамической нагрузки учитывается коэффициентом динамичности нагрузки K_V , который равен отношению полной нагрузки $F_n + F_{нд}$ к номинальной F_n :

$$K_V = 1 + \frac{F_{нд}}{F_n}, \text{ где } F_{нд} - \text{дополнительная динамическая нагрузка.}$$

Величины $F_{нд}$ и K_V зависят от **погрешности профиля** зуба и **окружного шага**, от **окружной скорости**, **упругости деталей** передачи, **масс** звеньев и др. **Динамическую нагрузку**, обусловленную **погрешностями зацепления**, не следует смешивать с **динамической нагрузкой**, вызванной **резкими колебаниями внешней нагрузки** на передачу. При предварительных расчетах коэффициент динамичности нагрузки K_V выбирают приблизительно в пределах (1,0-1,6). Меньшие значения принимают при высокой степени точности изготовления и малой окружности скорости ($v < 1$ м/с). Коэффициент нагрузки K для предварительных расчетов можно принимать из диапазона (1,3-1,5), причем меньшие значения следует брать для тихоходных передач и прирабатывающихся материалов. После определения размеров передачи значения K_β и K_V уточняют и, если необходимо, в расчет вносят поправки.

Наибольшие контактные напряжения на поверхности сжимаемых цилиндров радиусом ρ определяют по формуле:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{q \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}},$$

где q – **интенсивность** нагрузки (нагрузка, распределенная по длине контактной линии).

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 44)

Условие прочности при расчете на контактную прочность можно записать по формуле Герца в виде:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{np}}{\rho_{np}}} \leq \sigma_{Hp}, \quad (13)$$

где σ_H — **максимальное сжимающее** контактное напряжение в **центре площадки контакта** (H – первая буква фамилии автора этой формулы Герца в латинской транскрипции);

$$q = \frac{F_n}{b};$$

приведенный модуль упругости первого рода $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$; (14)

приведенный радиус кривизны контактирующих цилиндров $\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$, (15)

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{d_{\omega 1} d_{\omega 2} \sin \alpha_{\omega}}{2(d_{\omega 2} \pm d_{\omega 1})} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_{\omega}}{2(u \pm 1)}. \quad (16)$$

$$\sigma_H = \frac{1,182}{d_{\omega 1} u} \sqrt{\frac{KT_{2H} (u \pm 1) E_{np}}{b \sin 2\alpha_{\omega}}} \leq \sigma_{Hp}. \quad (17)$$

Контактное напряжение зависит от величины межосевого расстояния a_{ω} и передаточного числа u и **не зависит** от модуля t .

Формула (17) используется при **проверочных** расчетах колес. В проектных расчетах ширину венца колеса b выражают через **коэффициент относительной ширины** колеса ψ_{ba} , равный:

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_{\omega}}. \quad a_{\omega} \geq 0,7(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{np}}{\sigma_H^2 u^2 \psi_{ba} \sin 2\alpha_{\omega}}}. \quad (18)$$

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 45)

Конические передачи

Конические колеса применяются для передачи вращения с постоянным передаточным отношением между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом Σ (рис. 4.102). Расстояние R_e называется внешним конусным расстоянием.

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad \Sigma = \delta_1 + \delta_2.$$

$$R_e = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2}.$$

В подавляющем большинстве случаев межосевой угол передачи Σ равен 90° . Такие передачи называют **ортогональными** коническими передачами. Для этого случая формула

$$u = \frac{\sin(90^\circ - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (19)$$

$$\sigma_H = \frac{0,7u}{R_m} \sqrt{\frac{KT_{2H}(u_3 \pm 1)E_{np}}{b \sin 2\alpha_\omega}} \leq \sigma_{Hp}, \quad (20)$$

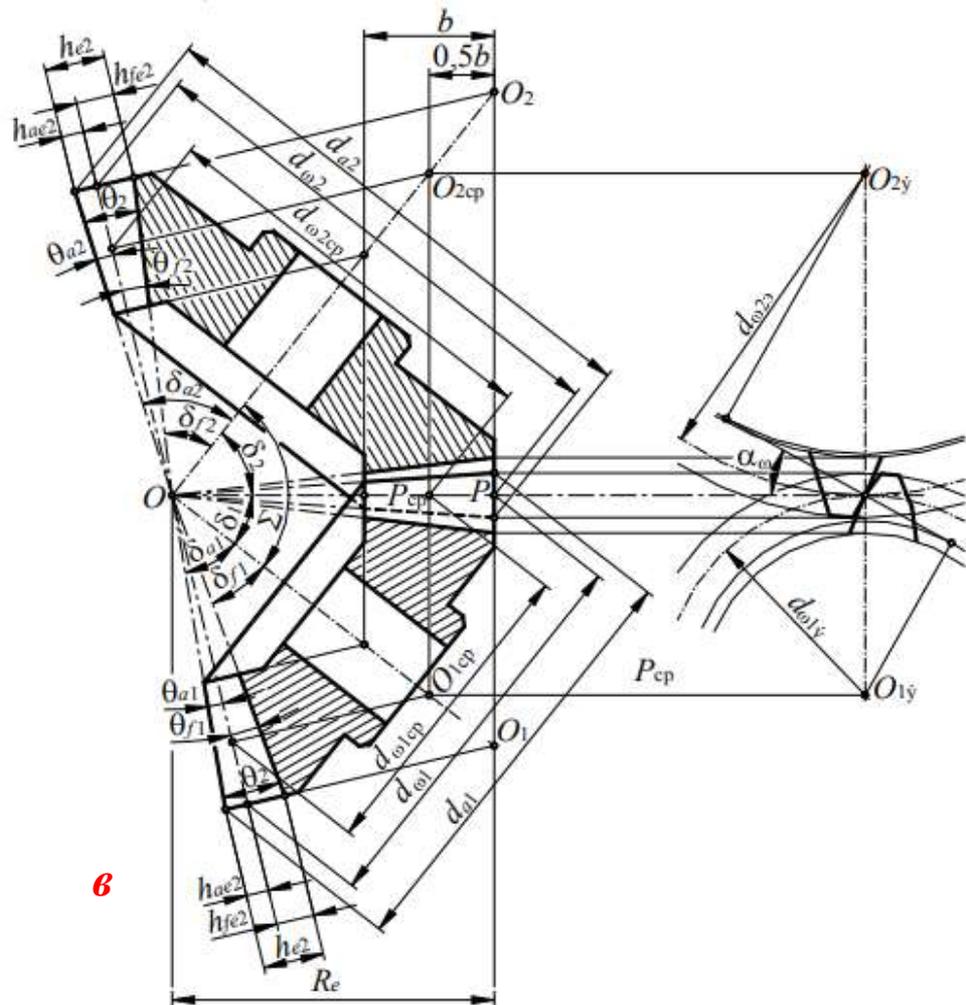
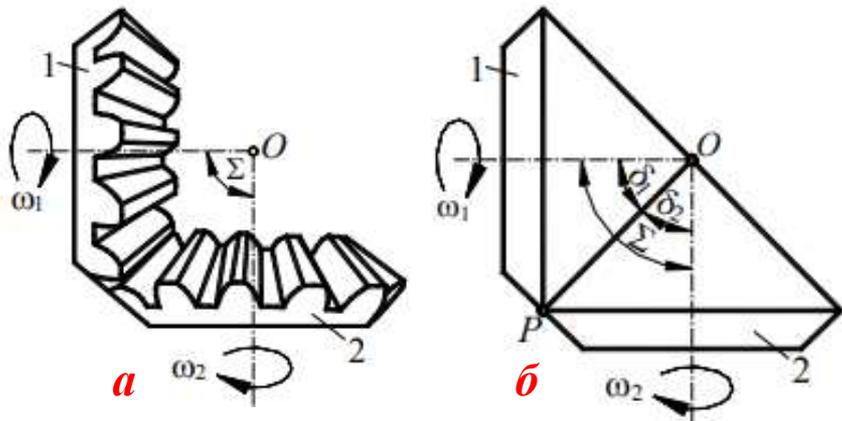


Рис. 4.102. Коническая передача

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 46)

Червячные передачи

Червячные передачи (рис. 4.103, а) применяют для передачи вращения с постоянным передаточным отношением между валами, оси которых скрещиваются под некоторым углом Σ . В подавляющем большинстве случаев их применяют в тех случаях, когда оси ведущего и ведомого валов скрещиваются под углом Σ , равным 90° (**ортогональные червячные передачи**); с **межосевым углом** передачи, **отличным от 90°** , они применяются крайне редко. **Ведущим (входным)** звеном **обычно** является **червяк**; **лишь иногда в ускоряющих** передачах ведущим (выходным) является **колесо**. Простейшее представление о работе червячной передачи можно получить, рассматривая **кинематику винтовой пары**. Для этого используем сопряженные винт и гайку с **трапецеидальной** резьбой, условившись **придать винту только вращательное движение**, а гайке – **только поступательное** (рис. 4.103, б). Обозначив через **T крутящий момент**, передаваемый **винтом**, через **F_t** – окружное усилие на среднем диаметре d_2 винта и через **F_a** – **осевое усилие**, получим следующие зависимости:

$$F_t = \frac{2T}{d}; \quad (21) \quad F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad (22)$$

γ – угол подъема винтовой линии; φ – угол трения. Полный **КПД**

винтовой пары

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}. \quad (23)$$

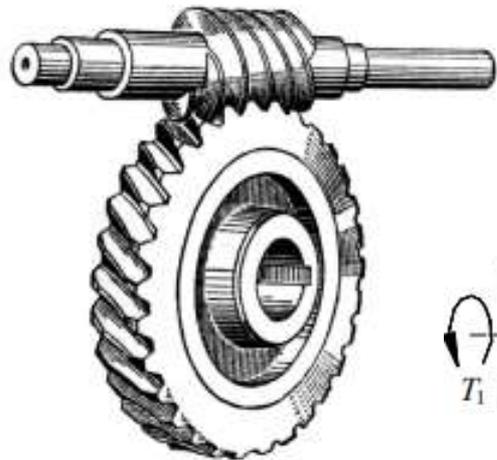


Рис. 4.103. Червячная передача

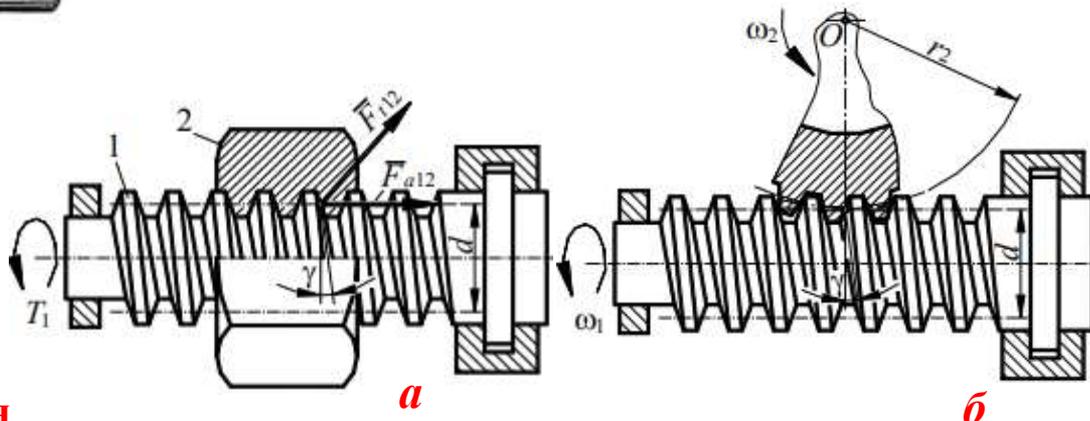


Рис. 4.104. Сопряжение гайки с винтом

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 47)

В приведенных зависимостях для винтовой пары в движении ничего не изменится, если из **целой гайки** **вырежем ее часть** в **продольном направлении винта** и, отбросив остальную часть гайки, согнем вырезанную часть по радиусу r_2 (см. **рис. 4.104, б**). При **вращении винта** с угловой скоростью ω_1 **выгнутая** часть **гайки** будет поворачиваться вокруг **неподвижного центра O** с угловой скоростью ω_2 .

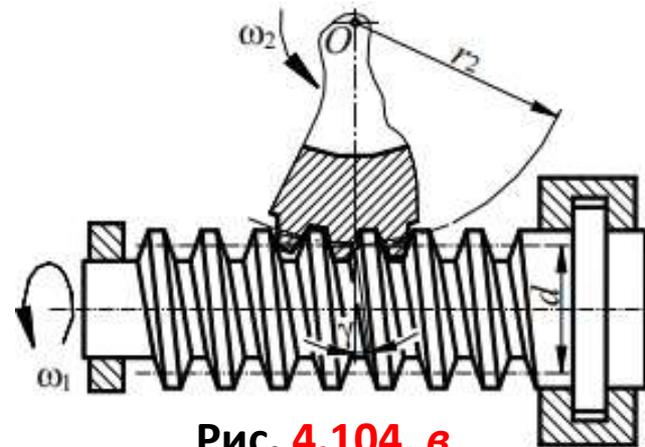


Рис. 4.104, в

При этом приведенные выше зависимости останутся без изменений. Наконец, **оставляя винт** таким же, и **замыкая сектор гайки** увеличивая **до полной окружности**, вместо **вырезанной части гайки** получим **винтовое колесо**, которое называют **червячным колесом**, а **винт** в этом случае называют **червяком** (рис. 4.105).

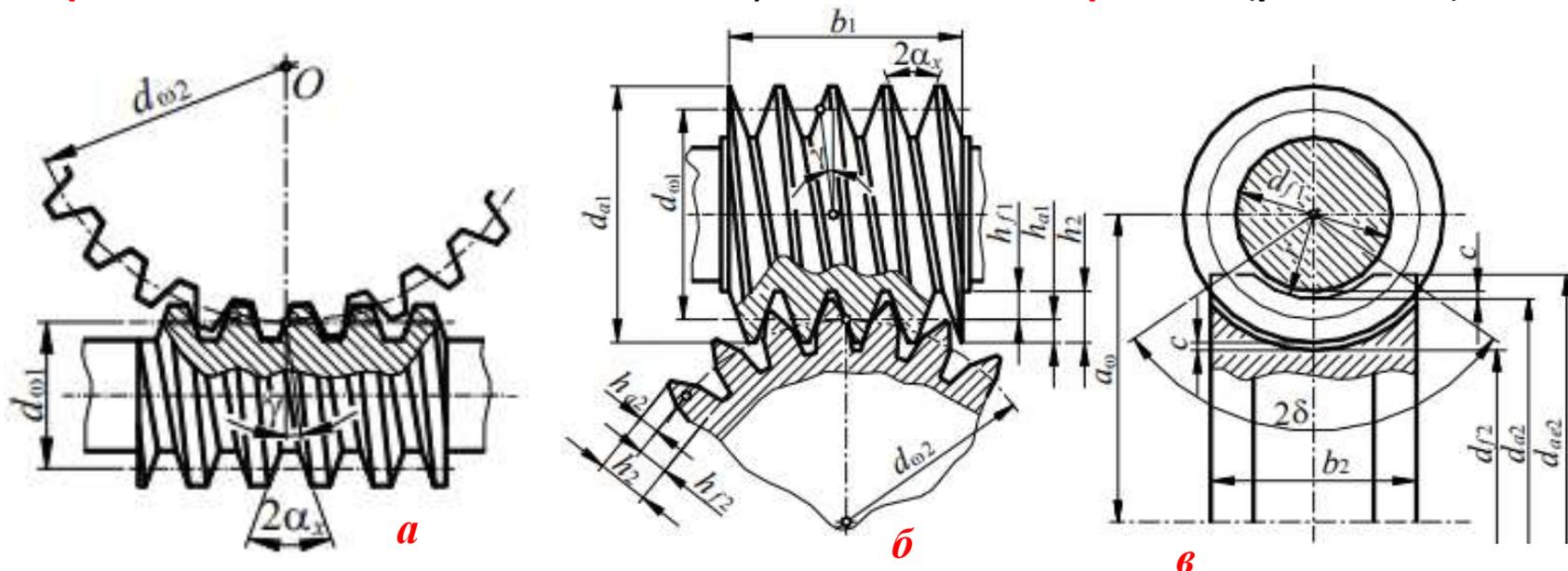


Рис. 4.105. Червячная передача

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 48)

ГОСТ 18498-89 и ГОСТ 19036-81 предусматривают следующие основные **типы** цилиндрических червяков: **1) архимедов (ZA)**; **2) эвольвентный (Z1)**; **3) с прямолинейным профилем витка (ZN1)**; **4) с прямолинейным профилем впадины (ZN2)**; **5) цилиндрический, образованный конусом (ZK1)**.

Если направление главной режущей кромки **резца** (инструмента) проходит через **ось червяка**, то получается линейчатая **винтовая поверхность**, образующие **ba** которой пересекают ее ось (рис. 4.105, **г**). Сечение этой поверхности **плоскостью, перпендикулярной оси**, дает **архимедову спираль**, отчего возникло и наименование — **архимедов червяк**. Они **наиболее распространены** и поэтому являются предметом рассмотрения в данном курсе. Архимедовы червяки имеют в **осевом сечении** **прямобоочный профиль** с углом $\alpha_x = 20^\circ$ (рис. 4.105, **б**). Схема и основные элементы червячной передачи с архимедовым червяком показаны на рис. 4.105, **б, в**.

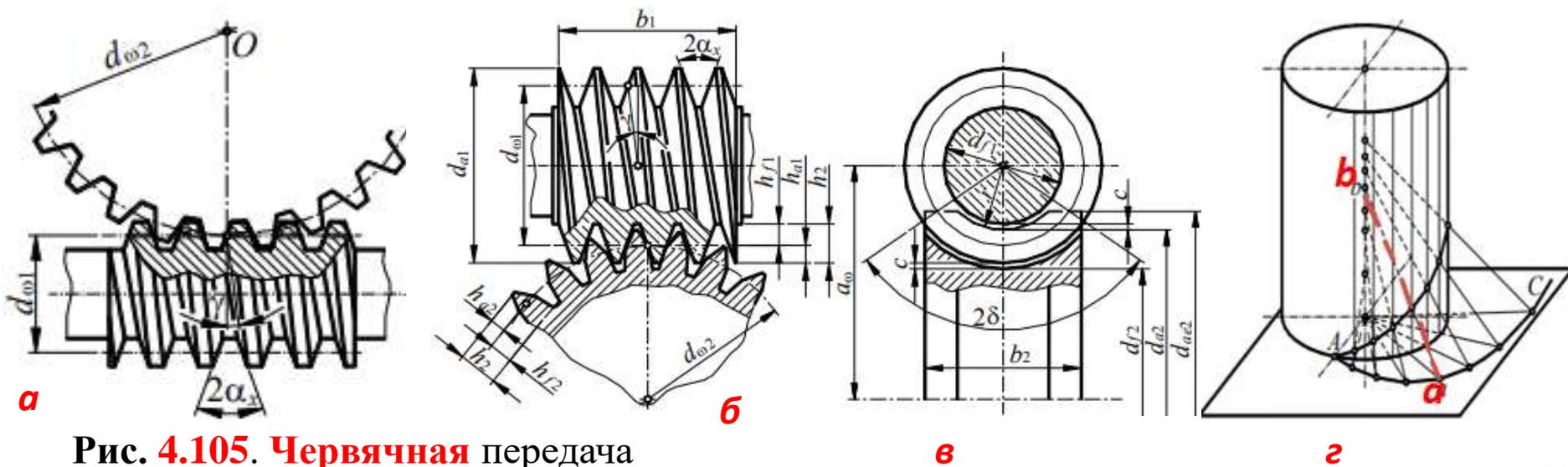


Рис. 4.105. Червячная передача

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 49)

Для **червяка** (рис. 4.106), вращающегося со скоростью ω_1 и расположенного под ним **колеса**, вращающегося со скоростью ω_2 , можно построить **план скоростей**. В **ортогональной червячной передаче** **оси вращения червяка (I) и колеса (II)** перекрещиваются под углом $\Sigma=90^\circ$. **Винтовая линия на начальном цилиндре червяка**, представленная пунктиром, имеет угол подъема γ . Угловые скорости на рис. 4.106, представлены векторами ω_1 и ω_2 так, что с конца вектора вращение наблюдается происходящим против часовой стрелки.

Нормальная составляющая окружных скоростей равна: $\bar{v}_n = \omega_1 r_{\omega 1} \sin \gamma = \omega_2 r_{\omega 2} \cos \gamma$. (24)

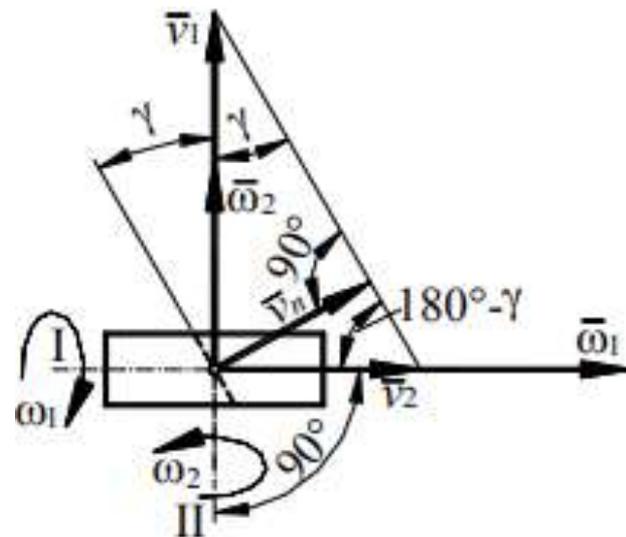


Рис. 4.106. Схема червячной передачи

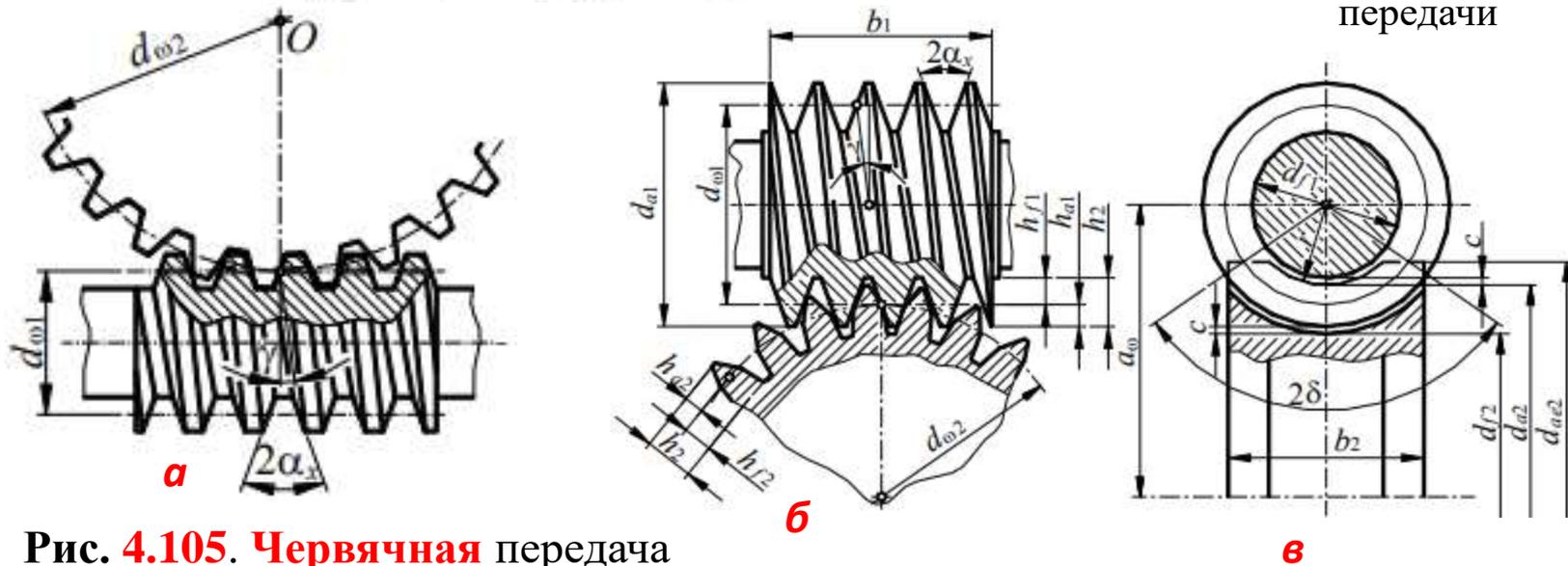


Рис. 4.105. Червячная передача

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 50)

Передаточное число u будет равно:
$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{\omega 2} \cos \gamma}{r_{\omega 1} \sin \gamma} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} \operatorname{ctg} \gamma. \quad (25)$$

В данном курсе рассматривается червячное зацепление с **архимедовым червяком без смещения**, когда $d_{\omega 1} = d_1$ и $d_{\omega 2} = d_2$. Шаг p_1 витков червяка (рис. 4.106 и 4.107), измеряемый **вдоль оси** его вращения, равен:

$$p_1 = \frac{p_{n1}}{\cos \gamma}, \quad (26)$$

где p_{n1} – нормальный шаг в направлении, **перпендикулярном** направлению витков.

Шаг p_2 червячного колеса:
$$p_2 = \frac{p_{n2}}{\cos \gamma}, \quad (27)$$

γ – угол подъема **винтовой линии червяка**, равный **углу наклона зубьев** колеса.

Передаточное число $u = |\omega_1 / \omega_2| = |n_1 / n_2|$

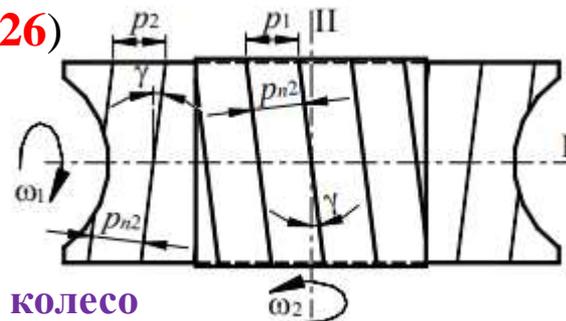


Рис. 4.106. Червячное **колесо**

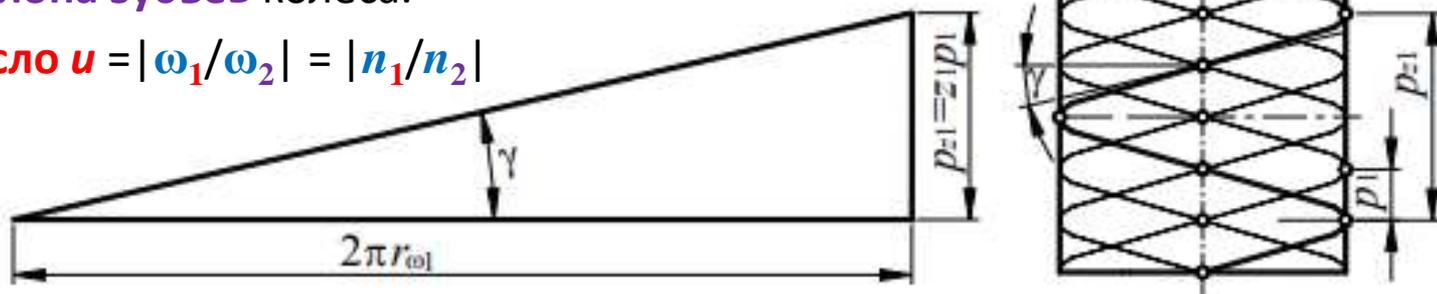


Рис. 4.107. Развёртка **винтовой линии червяка**

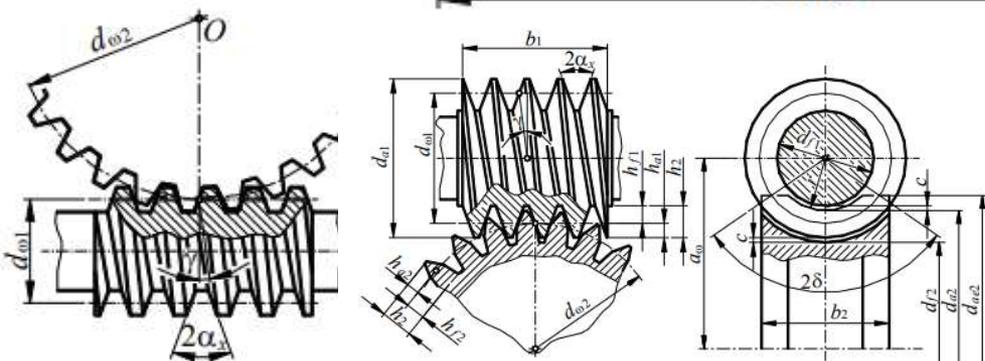


Рис. 4.104. Червячная передача

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 51)

В зависимости от **направления резьбы** червяка различают **правозаходные** (преимущественно распространенные) и **левозаходные** передачи. В зависимости от **количества параллельных витков резьбы червяка** различают передачи **однозаходные** и **многозаходные** (как правило, $z_1 < 4$). Из уравнений (26) и (27), вследствие равенства нормальных шагов **червяка** и **червячного колеса**, следует, что $p_1 = p_2 = p$. **Ход** винтовой линии **червяка** p_{z_1} равен $p_{z_1} = 2\pi \cdot r_{\omega 1} \cdot \operatorname{tg} \gamma = z_1 \cdot p$, где z_1 – число **заходов** червяка. С учетом того, что модуль $m = p/\pi$, радиус **начальной окружности червяка** будет равен:

$$r_{\omega 1} = \frac{z_1 p}{2\pi \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_1 m}{2 \operatorname{tg} \gamma} \quad (28)$$

Для упрощения расчетных формул введем коэффициент, называемый **относительным диаметром червяка** q : $q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma}$. **Для червяка:** $r_{\omega 1} = \frac{qm}{2}$. $d_{\omega 1} = qm$. $m = \frac{m_n}{\cos \gamma}$.

Для червячного колеса: $r_{\omega 2} = \frac{mz_2}{2}$. $d_{\omega 2} = mz_2$.

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 2} + d_{\omega 1}}{2} = \frac{m(z_2 + q)}{2} \quad (29)$$

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a, \quad h_{f1} = h_{f2} = h_f, \quad h_a = h_a^* m, \quad h_f = h_f^* m, \quad h_a^* = 1, \quad h_f^* = 1 + c^*,$$

$$c^* = 0,2. \quad d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{a1} = m(q + 2), \quad d_{a2} = d_{\omega 2} + 2h_{a2} = m(z_2 + 2),$$

$$d_{f1} = d_{\omega 1} - 2h_{f1} = m(q - 2,4), \quad d_{f2} = d_{\omega 2} - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4). \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$$

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 52)

Для проектирования **ортогональной** червячной передачи с **архимедовым червяком без смещения** на основании опыта их проектирования, изготовления и эксплуатации предложены следующие рекомендации. Длина нарезанной части червяка b_1 : при z_1 , равном 1 и 2: $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$,

$$\text{при } z_1 \text{ , равном 3 и 4: } b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m .$$

Ширина колеса b_2 при $z_1 < 4$: $b_2 \leq 0,75d_{a1}$,

Наибольший диаметр червячного колеса: $d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2}$.

$$\text{Условный угол обхвата } 2\delta: \delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} .$$

для силовых передач $2\delta = 90^\circ - 120^\circ$, для кинематических передач $2\delta = 45^\circ - 90^\circ$.

Коэффициент полезного действия червячной передачи определяется как КПД последовательной цепи звеньев: $\eta = \eta_{вп} \eta_{зз}$,

где $\eta_{вп}$ — КПД винтовой кинематической пары, соответствующий подъему гайки по винту; $\eta_{зз}$ — КПД зубчатого зацепления (0,97-0,98).

Скорость скольжения зубьев колеса по виткам червяка определяется как разность векторов окружных скоростей этих элементов: $v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma}$.

КПД передачи **возрастает** с **увеличением числа витков** (заходов) червяка z_1 (при этом увеличивается угол подъема винтовой линии γ) и с **уменьшением** коэффициента трения f . Как показали экспериментальные исследования, КПД зацепления зависит и от шероховатости поверхности, увеличиваясь с ее уменьшением. $\eta = 0,70 - 0,75$ при $z_1 = 1$, $\eta = 0,75 - 0,82$ при $z_1 = 2$,

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 52)

Невысокий КПД показывает то, что в червячной передаче значительная часть механической энергии переходит в **тепловую**. Вызванное этим повышение температуры зоны контакта ухудшает защитные свойства масляного слоя, увеличивает опасность **заедания** и выхода передачи из строя. Для предотвращения чрезмерного повышения температуры масла рассматривают **тепловой баланс между тепловыделением и теплоотдачей** и при необходимости реализуют мероприятия, уменьшающие тепловыделение выделение или **увеличивающие теплоотдачу**.

Основные **достоинства** червячных передач – **плавность** и относительная **бесшумность**, **большое передаточное число в одной ступени**, возможность **самоторможения** (при низком коэффициенте полезного действия).

Основные **недостатки** – **низкий КПД**, **нагрев** при работе на машинах непрерывного действия, **высокая стоимость** материала **венцов червячных колес** (бронза) для быстроходных передач.

Передаточное отношение червячной передачи:

Передаточное число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i = \frac{k}{z}$$

где k – число заходов червяка,
 z – число зубьев червячного колеса

Передаточное число: $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$, где n_1 – число оборотов **червяка**; n_2 – число оборотов **червячного колеса**, z_2 – число зубьев червячного колеса, z_1 (k) – число заходов червяка.

Передаточное отношение редуктора

Общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений всех ступеней:

$$i_o = i_1 i_2 \dots i_n$$

Тип ступени		$u (i)$
Цилиндрическая		3...6
Коническая		1...3
Планетарная AI		7...16
Планетарная \overline{AI}		3...9
Червячная	$z_1=1$	28...80
	$z_1=2$	14...40
	$z_1=4$	8...30
Волновая		80...320

Передаточное отношение i_{12}

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} =$$

$$= \mp \frac{r_{\omega 2} \cos \alpha_{\omega}}{r_{\omega 1} \cos \alpha_{\omega}} = \mp \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

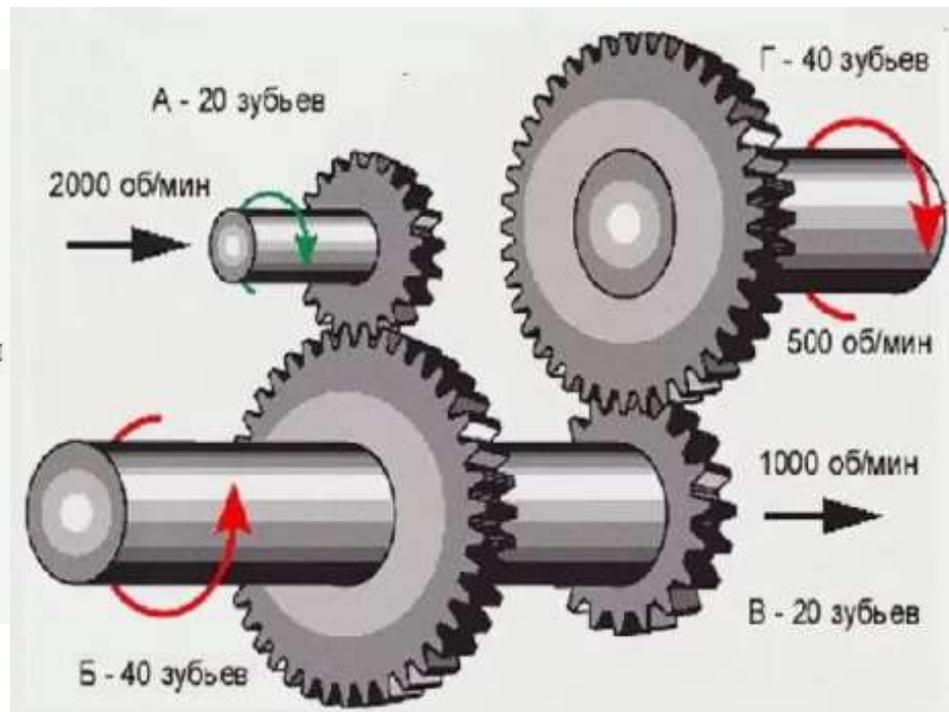
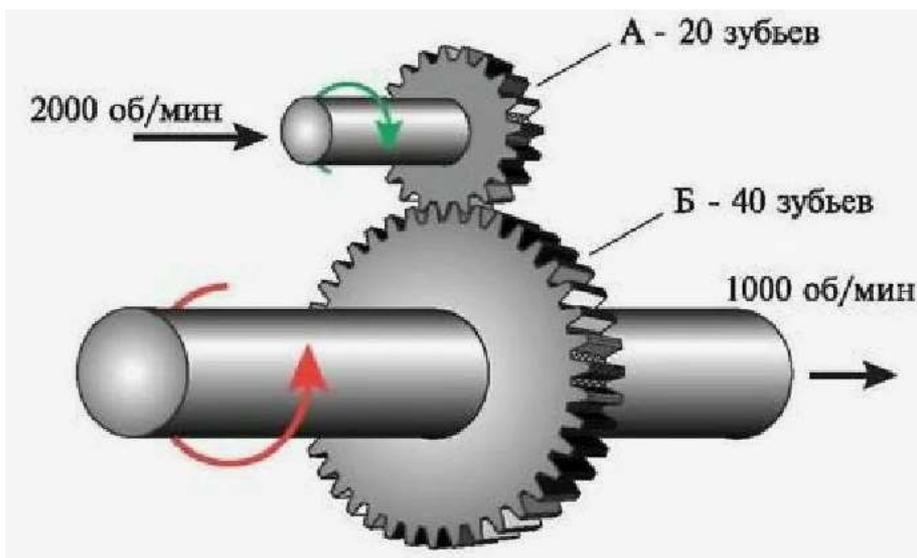
Передаточное число $u = |\omega_1/\omega_2| = |n_1/n_2|$.

Передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$.

Передаточное число u будет равно: $u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{\omega 2} \cos \gamma}{r_{\omega 1} \sin \gamma} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} \operatorname{ctg} \gamma$.

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 54)

Общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений всех ступеней: $i_o = i_1 i_2 \dots i_n$



$$n_{\text{выходного}} = n_{\text{входного}} / i_{\text{механизма}}$$

Передаточное число u :

$$u = |z_{\text{ведомого}} / z_{\text{ведущего}}| = |z_2 / z_1| = 40 / 20 = 2.$$

$$u = |n_1 / n_2| = 2000 / 1000 = 2.$$

Передаточное отношение механизма:

$$i_{\text{механизма}} = (z_2/z_1) \times (z_4/z_3) = (40/20) \times (40/20) = 2 \times 2 = 4.$$

$$n_{\text{выходного}} = n_{\text{входного}} / i_{\text{механизма}} = 2000 / 4 = 500 \text{ об/мин}$$

$$\text{Передаточное отношение } i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = (z_2/z_1).$$

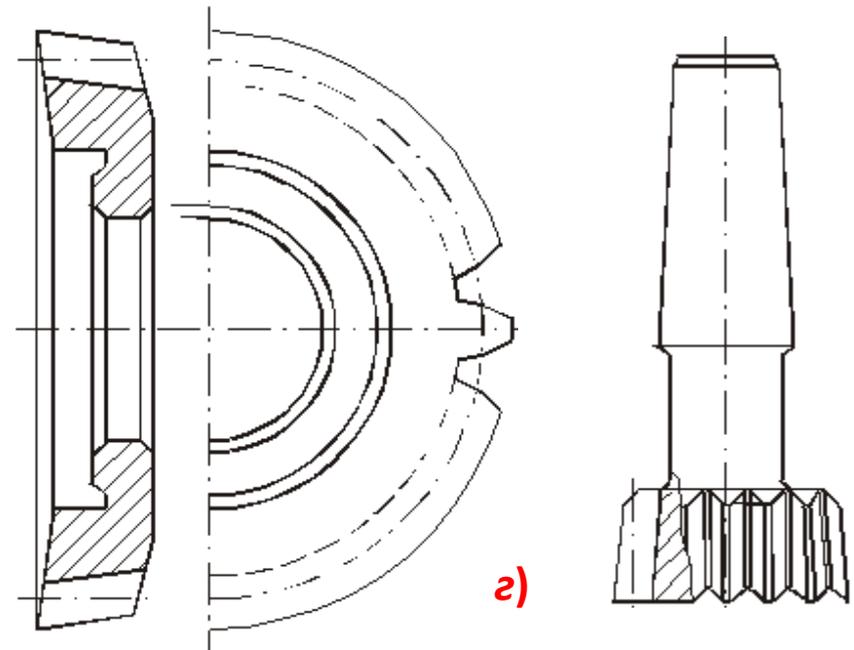
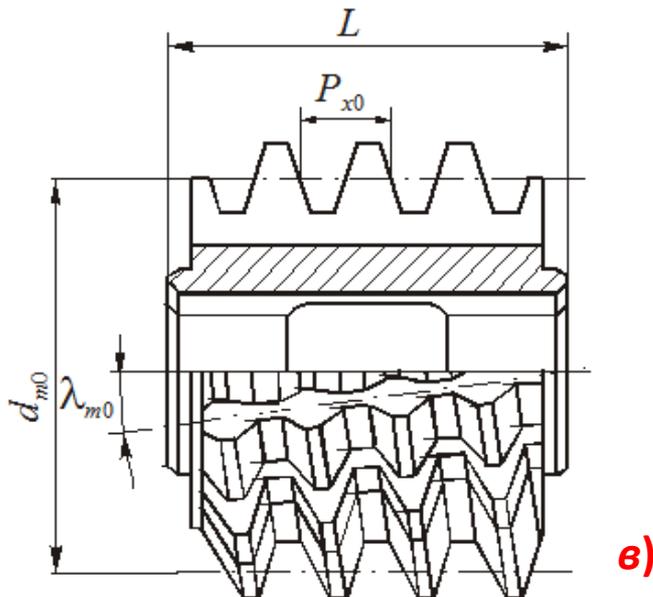
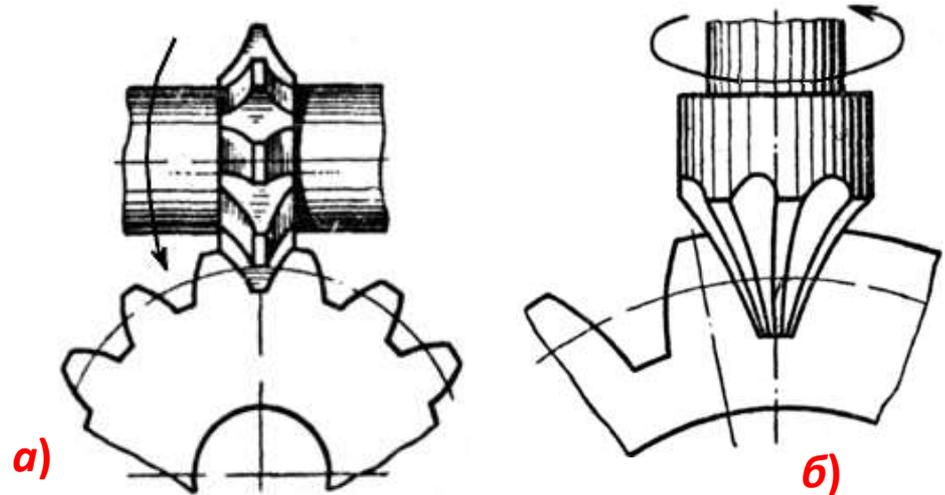
$$\text{Передаточное число } u = |\omega_1 / \omega_2| = |n_1 / n_2| = |z_2/z_1|.$$

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 55)

Инструменты для обработки зубчатых колёс

Рис. 4.87. Способы **нарезания зубьев колес** :

- а)** дисковой модульной фрезой методом копирования;
- б)** пальцевой модульной фрезой методом копирования;
- в)** червячной фрезой архимедова типа



Типы конструкций **долбяков**:
дисковый хвостовой

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 56)

Выбор материала зубчатых колес (обычно **сталь 40X**) определяется назначением передачи, условиями ее работы (режим нагрузки, температура, смазка и пр.), способом получения заготовок, методом изготовления и обработки зубьев. Стремление к снижению массы и габаритов силовых зубчатых передач определило широкое применение сталей, подвергнутых **термическому** или **химико-термическому упрочнению**, которые допускают возможность получения **высокой твердости рабочих поверхностей зубьев** при большой прочности и **вязкости сердцевины** (при **нагреве** перед **закалкой** токами высокой частоты (ТВЧ)).

Термообработка металлов – процесс тепловой обработки металлов и сплавов с целью **изменения их структуры**, а, следовательно, и свойств, заключающийся в **нагреве до определенной температуры**, **выдержке при этой температуре** и последовательном **охлаждении с заданной скоростью**. Наиболее распространенными видами термообработки являются **нормализация** (нагрев, выдержка и последующее охлаждение на спокойном воздухе), **закалка** (нагрев, выдержка и последующее **резкое охлаждение**), **улучшение** (закалка стали и последующий высокий отпуск – нагрев до (500–680)°С и последующее медленное или быстрое охлаждение). Выбор способа термообработки зубчатых колес из стали зависят от требуемой **несущей способности** зубчатых колес, **марки стали**, оборудования и трудоемкости изготовления.

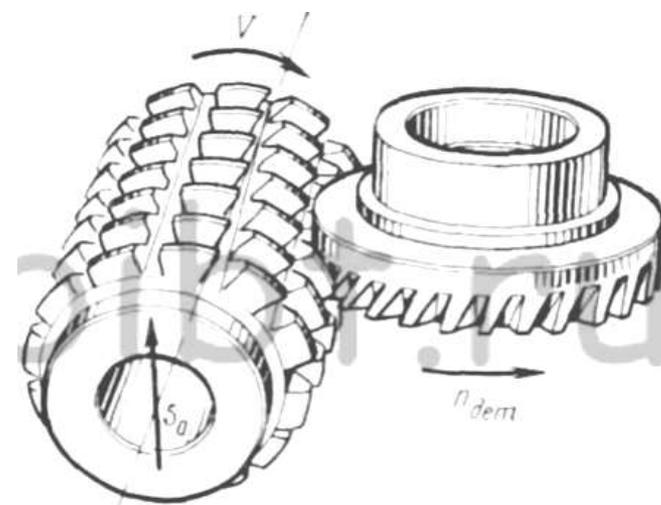


Рис. 4.88. Фрезерование зубчатого венца червячной фрезой.

Обычно **черновое нарезание** зубчатых колес производят за **один рабочий ход**, но если мощность станка оказывается недостаточной, то нарезание следует производить за **два рабочих хода** с глубиной резания на первом ходу **1,4**, а на втором **0,7** от модуля.

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 57)

При химико-термической обработке происходит, в основном, изменение структуры поверхностного слоя материала, в результате чего повышаются твердость, износоустойчивость и устойчивость против коррозии. Наиболее распространенными видами химико-термической обработки являются цементация (насыщение поверхностного слоя углеродом) и азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом). В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало и средне нагруженных передачах, а также в открытых передачах с большими колесами применяют зубчатые колеса с твердостью материала менее или равной **HВ 350**. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев. С целью **повышения нагрузочной способности** передачи используют колеса с **твердостью** рабочих поверхностей зубьев **HRC 40-63**.

Зубья колеса нарезают на заготовке из сырой стали, а затем подвергают их термической или химико-термической обработке (объемной закалке, поверхностной закалке, цементации с последующей закалкой, азотированию, цианированию и т.д.). После объемной **закалки** и **цементации** неизбежны некоторые **искажения формы зубьев**, которые при необходимости исправляют **шлифованием** или **обкаткой** с применением **специальных паст**.

Для лучшей приработки зубьев и повышения стойкости против заедания рекомендуется **твердость зубьев шестерни** назначать **несколько выше твердости зубьев колеса**. Для изготовления малонагруженных или редко работающих передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения, применяют чугун. Кроме сталей и чугуна для изготовления колес применяют также **бронзы, латуни, пластмассы**, реже – **сплавы алюминия и магния, керамику** и др. **Для уменьшения трения** и **повышения КПД** в приборах часто применяют колеса из **латуни** (например, ЛС 59-1, ЛК80-3Л) или **бронзы** (БрОЦС 6-6-3, БрАЖ 9-4, БрАМц 9-2), работающие **в паре со стальными шестернями (трибами)**. Часто из медных сплавов выполняют только **венец колеса**, насаживаемый на **стальную ступицу**.

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 58)

Условия работы зубьев в зацеплении и критерии работоспособности передачи. При трансформации крутящего момента в зацеплении двух прямозубых колес возникает **циклическая сила нормального давления**, распределенная по **контактной линии**. **Перекатывание** зубьев происходит **со скольжением** одного профиля по другому и поэтому в зацеплении возникает также **сила трения**. Потеря работоспособности зубчатых передач: **1) поломка** зубьев — наиболее опасный вид разрушения. Различают: — **усталостные** поломки, возникающие вследствие изгибных **повторно-переменных напряжений** в зубьях, когда при многократном повторении нагрузки **создается напряжение, превышающее предел выносливости** материала, и **у основания** зуба возникает и распространяется **усталостная трещина**; увеличивают **жесткость валов**, применяют **бочкообразные зубья** и др.

2) перенапряжение зубьев может быть вызвано **концентрацией нагрузки** по **длине** зуба вследствие **неправильного монтажа** (чаще всего **непараллельности** валов), а также из-за **грубой обработки поверхности впадин** зубьев, **3) заклинивания зубьев** при нагреве передачи и **недостаточной величины боковых зазоров**; **4) поломки от перегрузок динамического** и **статистического** действия.

Для **предотвращения** поломки зубьев **увеличивают модуль** зацепления, **повышают твердость** зубьев, производят их **поверхностное упрочнение**.

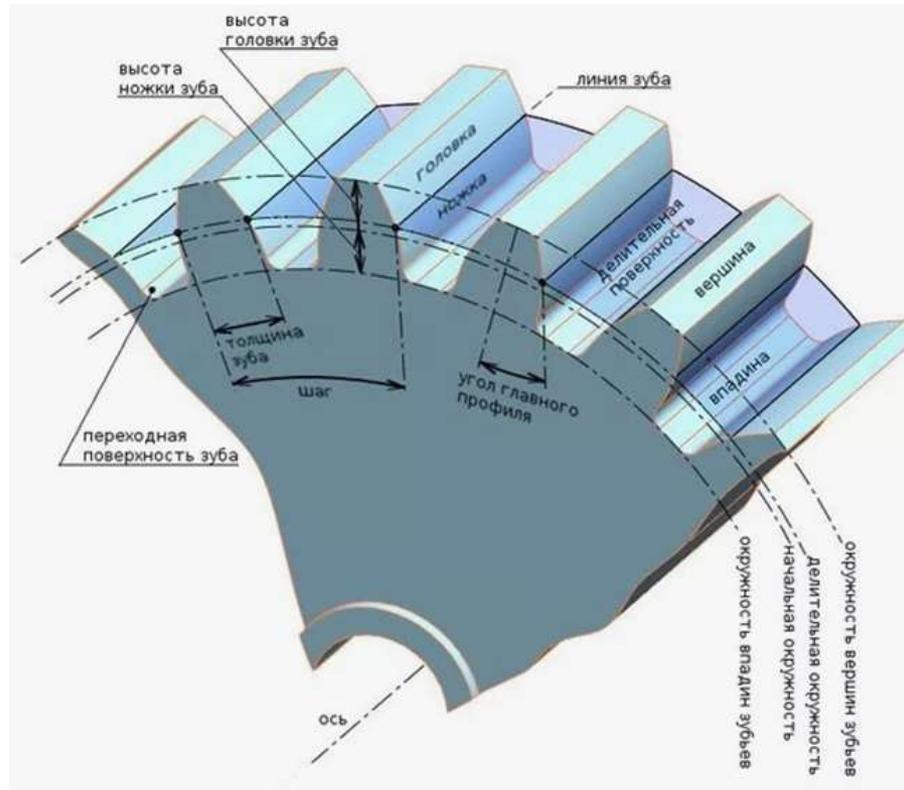


Рис. 4.89. Основные параметры зубчатого колеса

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 59)

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев — **основной вид разрушения** закрытых передач при наличии обильной жидкой смазки. Если появление усталостных раковин вызывается **начальным приработочным износом** (вследствие неточности изготовления и монтажа колес), то по мере приработки, заключающейся в износе и пластической деформации микронеровностей, **концентрация нагрузки снижается**, а образовавшиеся **раковины завальцовываются**. Такое ограниченное выкрашивание отрицательно **не сказывается** на работе зубчатой передачи.

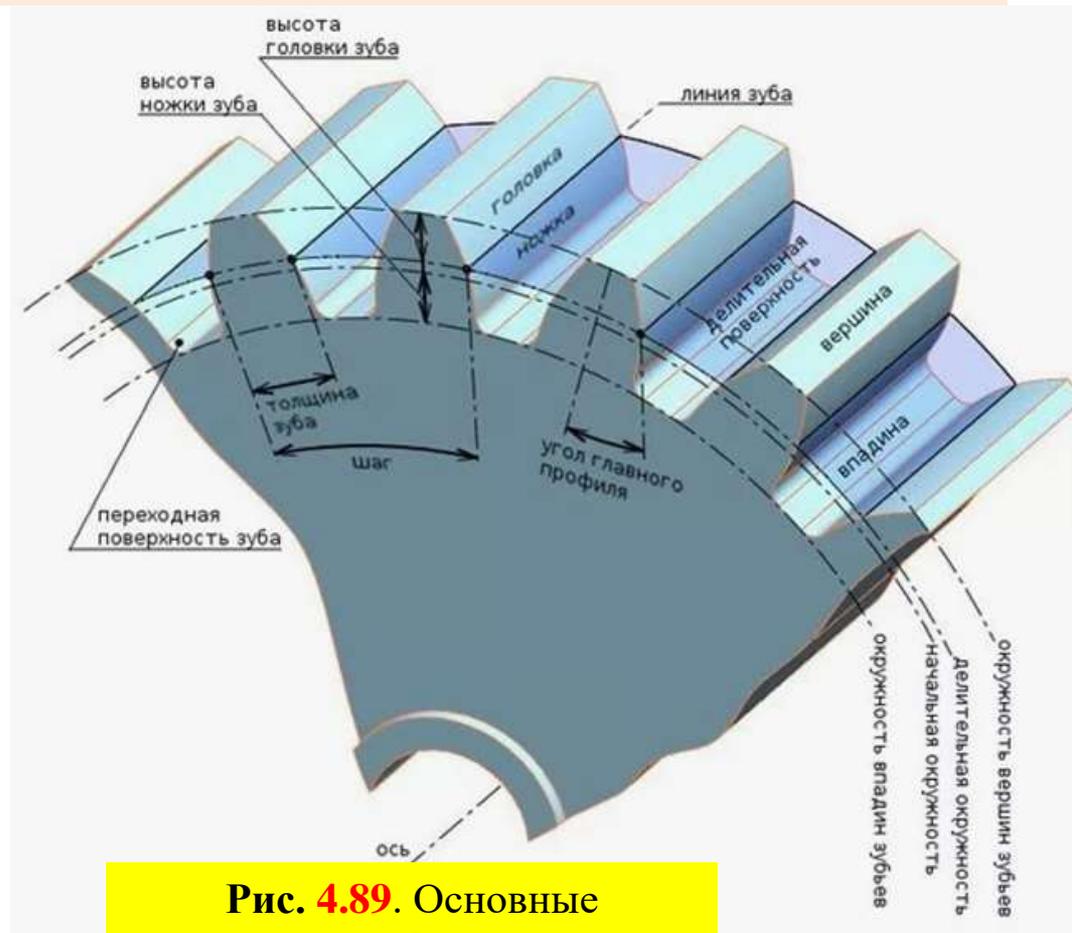
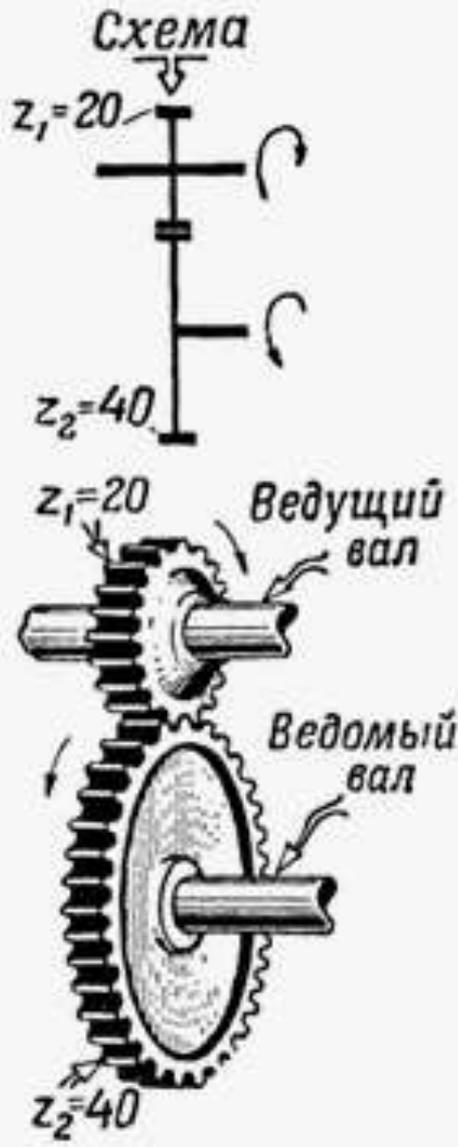


Рис. 4.89. Основные параметры зубчатого колеса

Более опасным является **прогрессивное выкрашивание**, когда появившиеся вначале у **полюсной линии** **мелкие раковины** все более **разрастаются** и распространяются на **всю рабочую поверхность ножек**, а иногда и головок зубьев. В зацеплении зубчатых колес, у которых появилось усталостное выкрашивание, появляются все возрастающие динамические нагрузки, ускоряющие разрушение передачи.

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 60)



i – передаточное число

z_1, z_2 – число зубьев шестерён

n_1, n_2 – скорости вращения шестерён

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Пример с иллюстрации:

$$z_1 = 20, z_2 = 40$$

Ведущий вал вращается вдвое быстрее ведомого:

$$n_1 = 2n_2$$

Передаточное число:

$$i = 40/20 = 2$$

Передаточное число u

$$u = |\omega_1/\omega_2| = |n_1/n_2| = |z_2/z_1|$$

Передаточное отношение

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = (z_2/z_1)$$

Передаточное отношение

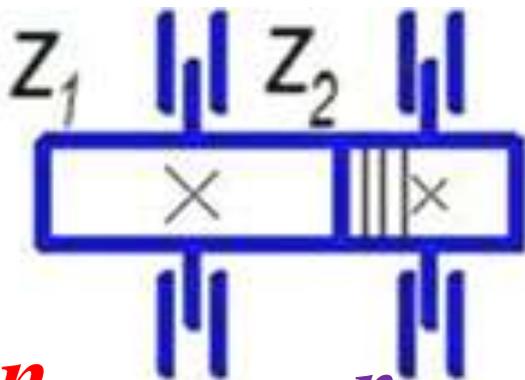
$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = \\ = n_1/n_2 = z_2/z_1.$$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

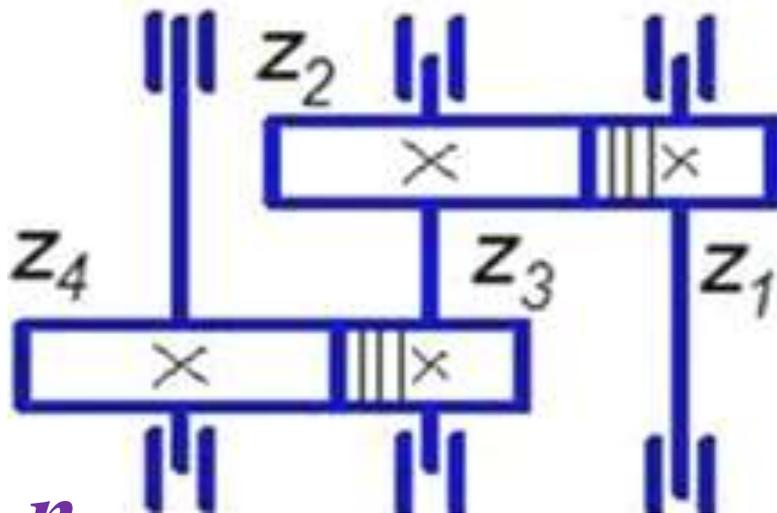
u – передаточное число

n – скорость вращения ведущего и ведомого валов

Z – число зубьев ведущей и ведомой шестерни



$n_{\text{ВХОДНОГО}}$ $n_{\text{ВЫХОДНОГО}}$



$n_{\text{ВЫХОДНОГО}}$ $n_{\text{ВХОДНОГО}}$

Передаточное отношение

МЕХАНИЗМА:

$$i_{\text{механизма}} = (z_2/z_1) \times (z_4/z_3) = (40/20) \times (40/20) = 2 \times 2 = 4.$$

$$n_{\text{ВЫХОДНОГО}} = n_{\text{ВХОДНОГО}} / i_{\text{механизма}} = 2000/4 = 500 \text{ об/мин}$$

Передаточное отношение

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = (z_2/z_1).$$

Передаточное число u

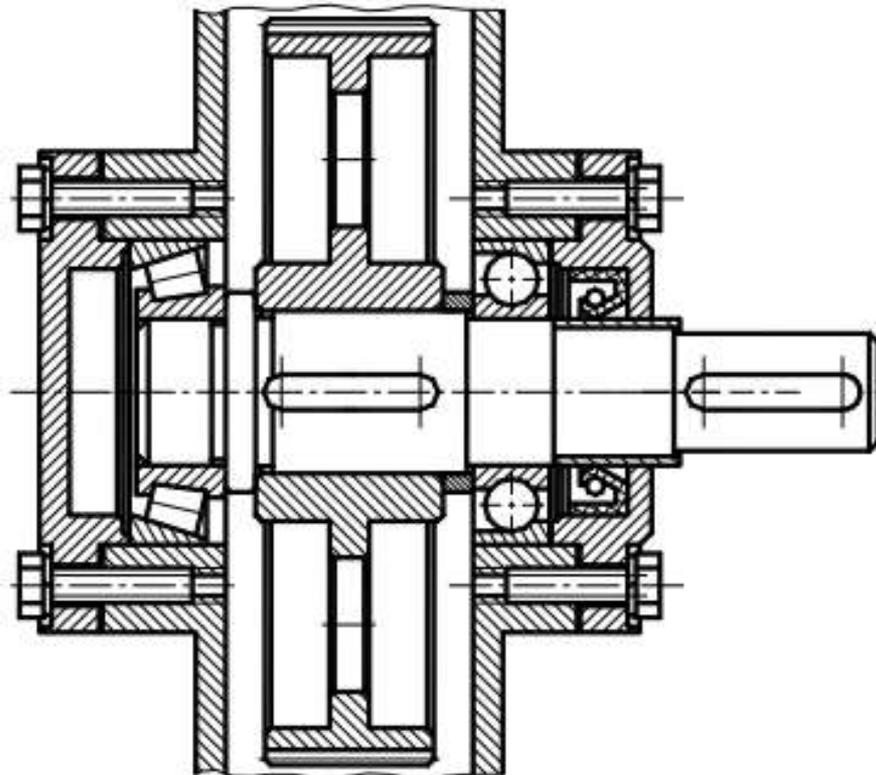
$$= |\omega_1 / \omega_2| = |n_1 / n_2| = |z_2 / z_1|$$

Передаточное отношение передачи:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2 P}{O_1 P} = -\frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}},$$

4.4 Передаточные механизмы (продолжение 62)

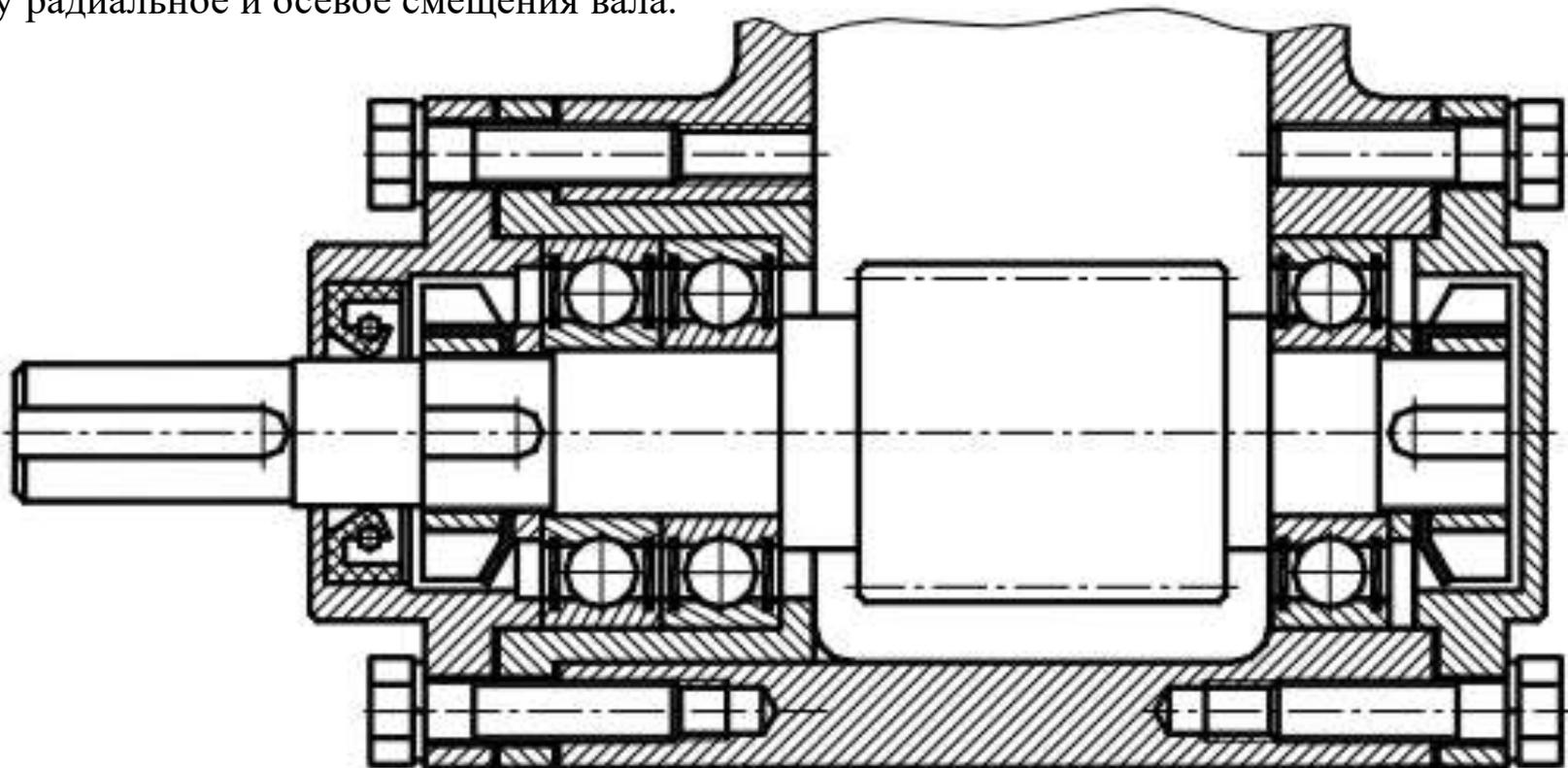
По условиям сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также по требованиям к осевой фиксации деталей в большинстве случаев принимают ступенчатую конструкцию вала. Такая форма вала удобна для монтажа на него вращающихся деталей, каждая из которых должна свободно проходить по валу до места своей посадки. Диаметры посадочных участков выбирают на основании расчета на прочность и стандарта на предпочтительные размеры, а их длины определяют по размерам сопрягаемых деталей.



Для уменьшения концентрации напряжений в местах перехода от одного участка вала или оси к другому разность между диаметрами ступеней должна быть минимальной. Плавный переход от одной ступени к другой называется галтелью. Для монтажа и демонтажа тяжелых деталей на концах валов и осей посадочные места часто выполняют коническими. Валы вращаются в опорах, в качестве которых служат подшипники качения или скольжения.

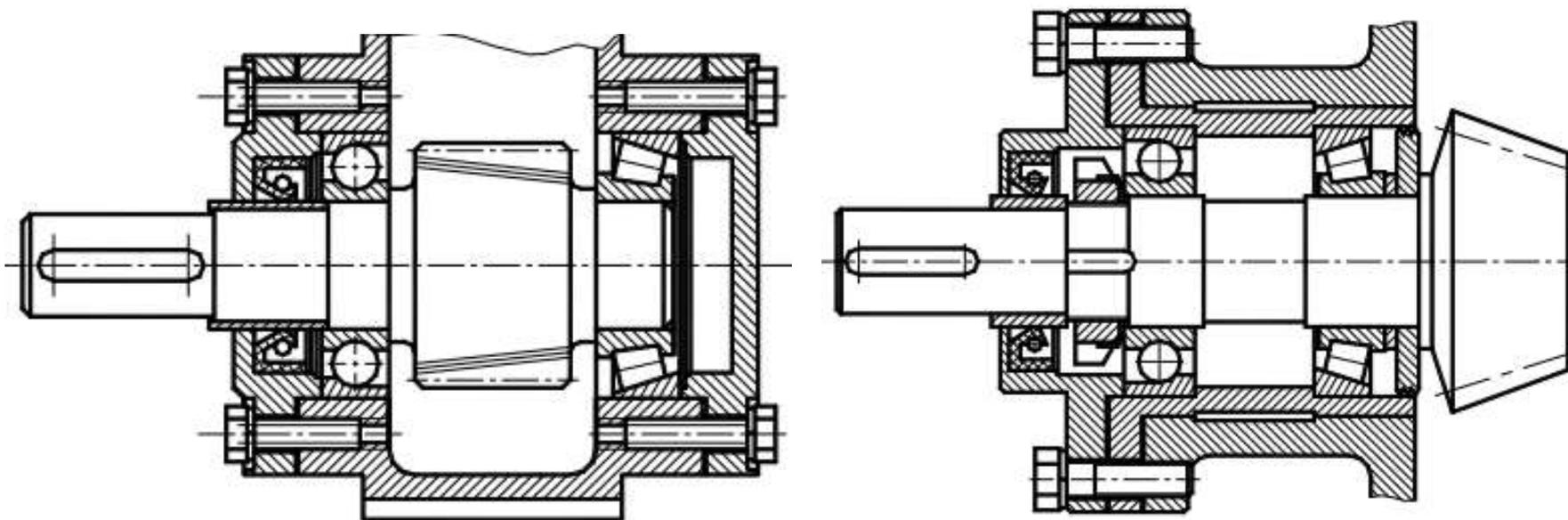
4.4 Передаточные механизмы (продолжение 63)

Наибольшее распространение получили две схемы установки подшипников в корпусах. **Первая схема** заключается в том, что осевое фиксирование вала выполняют в одной опоре, а другую опору делают плавающей. Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки. Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала и воспринимает только радиальную нагрузку. Поэтому в **плавающей опоре** обычно применяют **радиальные** подшипники. Такая схема установки подшипников применяют в конструкциях при сравнительно **длинных валах** (когда отношение расстояния между подшипниками l к диаметру цапф $d_{ц}$ достигает **12**), а также при установке валов в подшипники, размещенные в **разных корпусах**. Жесткость вала может быть повышена установкой в фиксирующей опоре **двух** подшипников, за счет регулировки которых сводят к минимуму радиальное и осевое смещения вала.



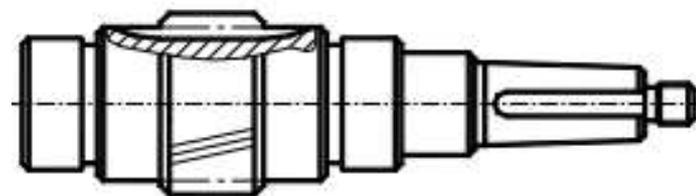
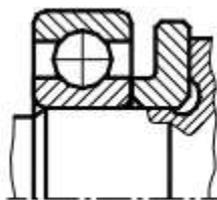
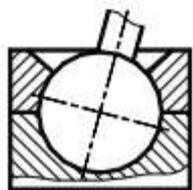
4.4 Передаточные механизмы (продолжение 64)

Вторая схема основана на осевом фиксировании вала в двух опорах – в каждой опоре в одном направлении. Эта схема применима с **определенными ограничениями по расстоянию между опорами**, что связано с **изменением зазоров** в подшипниках вследствие **нагрева** деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается. Наиболее конструктивно проста схема установки подшипников **враспор**, ее широко применяют при сравнительно коротких валах. Для исключения защемления вала в опорах вследствие нагрева при работе предусматривают **зазор s** . Значение зазора должно быть **несколько больше ожидаемой тепловой деформации** подшипников и вала. В зависимости от конструкции узла и условий эксплуатации $s = (0,2 - 0,8)$ мм (в узлах с **радиально-упорными** подшипниками).



Опорные части валов называют **цапфами**, при этом **концевые цапфы** для подшипников **скольжения** называют **шипами**, а **промежуточные** – **шейками**. Концевые опорные поверхности валов, предназначенные для **восприятия осевых нагрузок**, называют **пятами**, а **подшипники скольжения**, в которых они размещаются, – **подпятниками**. Цапфы осей и валов выполняют чаще всего цилиндрическими. Конические цапфы применяют при осевом фиксировании валов и в точных механизмах, когда не допускается отклонение осей из-за износа опор. Шаровые цапфы используют в тех случаях, когда необходимы угловые отклонения осей. Цапфы валов и осей подвергают тщательной обработке.

Для **выхода шлифовального круга** в местах **перехода** от меньшего диаметра цапфы к большему выполняют **кольцевые канавки**, так как в противном случае часть поверхности цапфы окажется недошлифованной из-за скругленности краев шлифовального круга и посадка деталей подшипникового узла на цапфу будет затруднена. При **небольшой разнице диаметров зубчатого колеса** и вала шестерню и вал выполняют **как одно целое**. В этом случае материал для изготовления **вала-шестерни** выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми **к материалу шестерни**.



4.4 Передаточные механизмы (продолжение 66)

Для **расчета вала на прочность** необходимо определить величину **изгибающих** и **крутящих моментов** в различных сечениях вала, найдя при этом **наиболее опасные** из сечений, используя методики построения эпюр, изложенные в курсе по сопротивлению материалов. Построение эпюры производится на основе расчетной схемы, изображенной, для лучшей наглядности, под эскизом чертежа вала.

