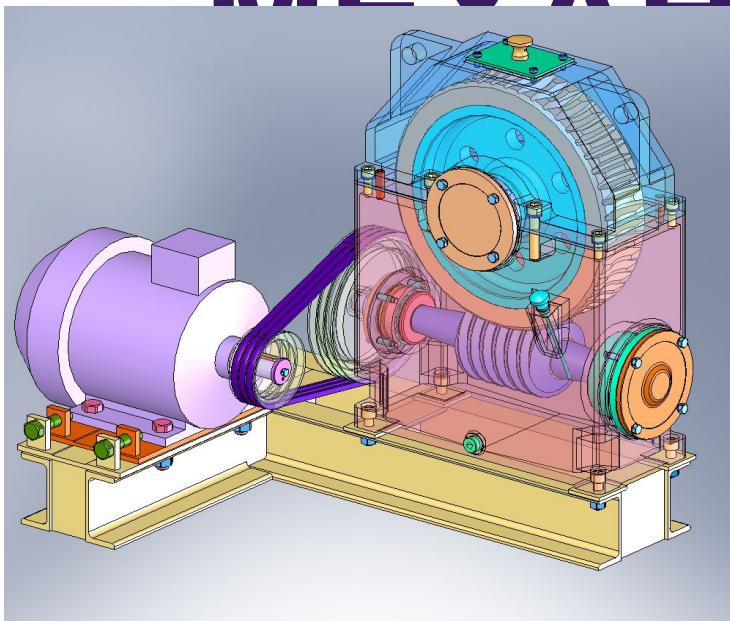
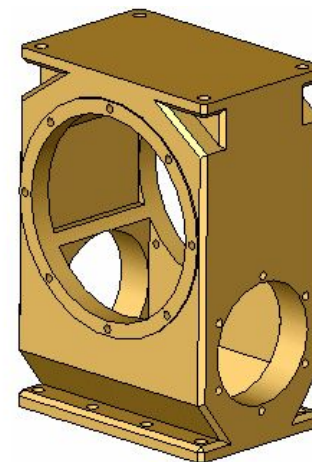


ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА



Тышкевич Владимир Николаевич,
к.т.н., доцент, заведующий кафедрой
«Механика» ВПИ (филиал) ВолгГТУ



Лекция 3

Механические передачи.
Зубчатые передачи.

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ДВС и электродвигатели имеют скорость вращения выходного вала слишком большую для приведения в движение различных исполнительных механизмов.

Для согласования режимов работы двигателя и исполнительного органа **созданы передачи.**

Механическими передачами или просто передачами называются механизмы, которые преобразуют параметры движения от двигателя к исполнительным органам машины, как правило, с преобразованием скоростей и вращающих моментов, а иногда с преобразованием вида и закона движения.

В машиностроении применяют электрические, гидравлические, пневматические и механические передачи.

В курсе прикладной механики рассматриваются только механические передачи.

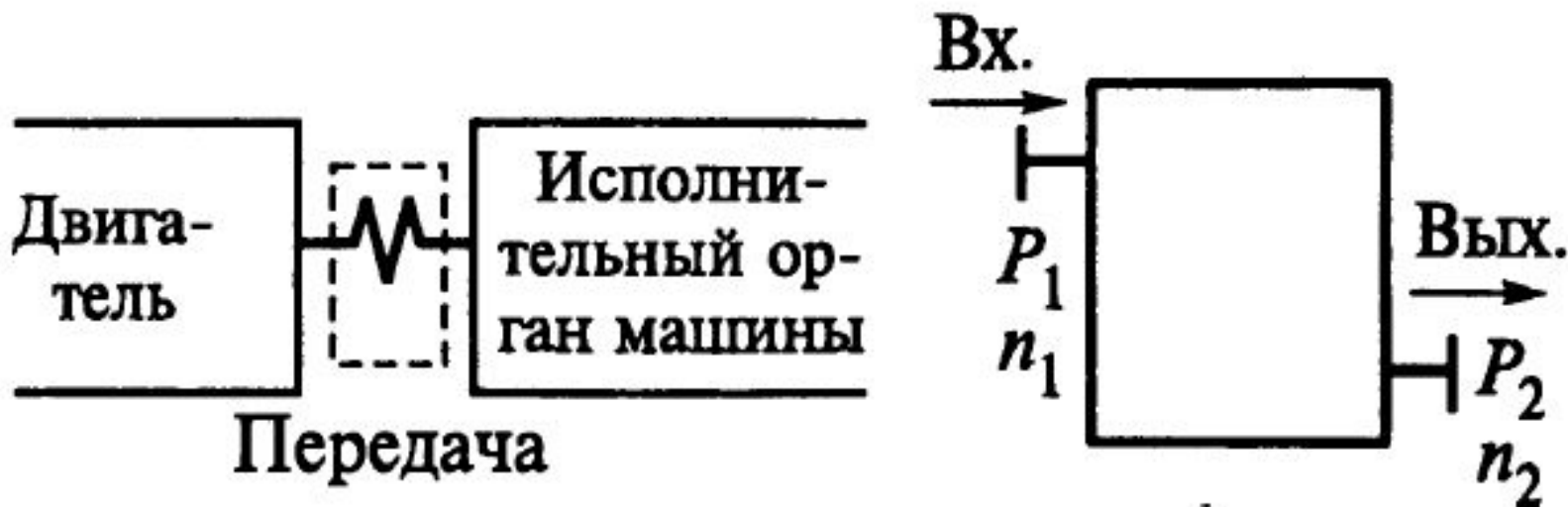


Рис. 2.1. Схема механической передачи

Необходимость введения механических передач связана с решением следующих задач:

- согласование требуемых частот вращения исполнительных органов машины с частотами вращения стандартных двигателей;
- регулировка скорости и увеличение крутящего момента;
- приведение в движение нескольких механизмов с различными скоростями от одного двигателя;
- преобразование равномерного вращательного движения двигателей в необходимые виды движения (возвратно-поступательные, винтовые и т.д.) с изменяющимися скоростями исполнительных органов.

Например, в паровой машине (рис. 2.2) тепловая энергия пара преобразуется в прямолинейное движение штока поршня и далее посредством шатунно-кривошипного механизма в непрерывно-вращательное движение маховика.

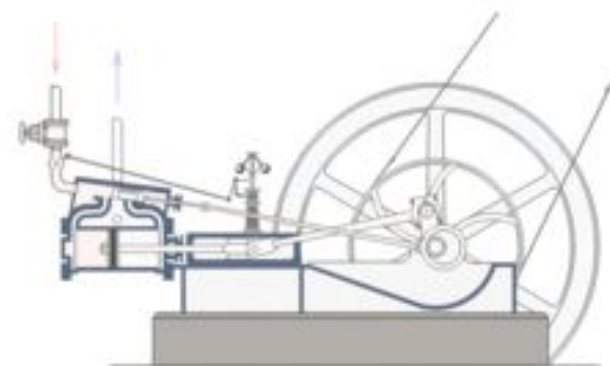
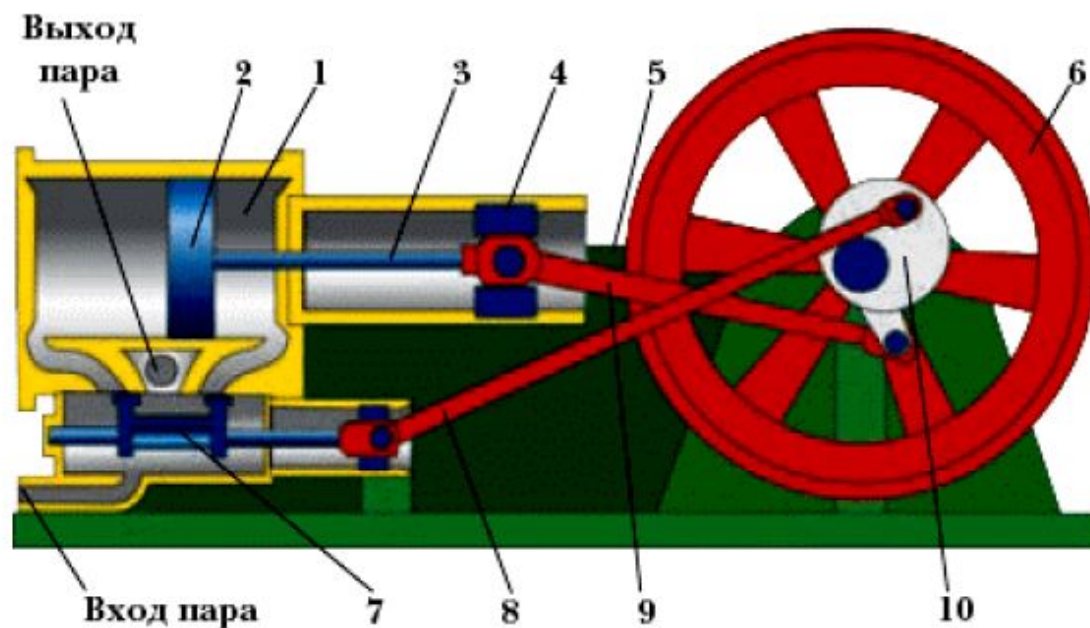


Рис. 2.2. Схема паровой машины:

1 – цилиндр; *2* – поршень; *3* – шток; *4* – ползун; *5* – станина; *6* – маховик;
7 – золотник; *8* – рычаг; *9* – шатун; *10* – коленчатый вал

Классификация механических передач

По физическому принципу

- ***т р е н и е м***

(фрикционные, ремённые)

- ***з а ц е п л е н и е м***

(зубчатые, червячные, винтовые, цепные)

По виду связи между ведущим и ведомым звеньями

- ***с непосредственной связью***

(фрикционные, зубчатые, винтовые, червячные)

- ***с гибкой связью***

(ремённые, цепные, зубчато-ременные)

Все передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно происходит проскальзывание одного звена относительно другого.

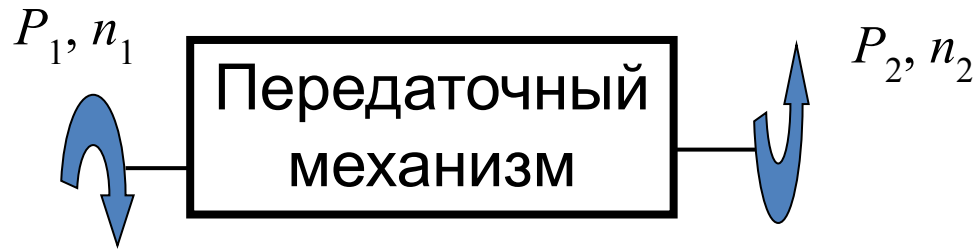
Передачи трением и зацеплением разделяют по взаимному расположению валов (валы параллельные, пересекающиеся, скрещивающиеся), а также по характеру изменения передаточного числа (передаточное число постоянное, изменяющиеся ступенчато или бесступенчато).

Особенностью передач трением является наличие проскальзывания звеньев, что приводит к непостоянству передаточного числа. В то же время в таких передачах ограничены передаваемые усилия, благодаря чему машины предохраняются от поломок при перегрузках.

Передачи зацеплением обеспечивают постоянство передаточного числа, но не обладают предохранительными свойствами.

Во всех передачах момент, подводимый к ведущему валу, является моментом движущих сил и его направление совпадает с направлением вращения вала; внешний момент на ведомом валу является моментом сил полезных сопротивлений и его направление противоположно направлению вращения вала.

2.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ



**Основные характеристики
минимально необходимые и достаточные
для проектирования передачи:**

- **Мощность** на входе P_1 и выходе P_2 (Вт)
- **Частота вращения** на входе n_1 и выходе n_2 (мин⁻¹)
или **угловая скорость** на входе ω_1 и выходе ω_2 (с⁻¹)

Дополнительными характеристиками являются:

- коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1};$$

для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД определяется как

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n,$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ремённой и других передач, подшипников, муфт);

- передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

При $i > 1$, причём $i = \text{const}$ и $n_1 > n_2$, передача понижающая, или редуктор. При $i < 1$, причём $i = \text{const}$ и $n_1 < n_2$, передача повышающая, или мультипликатор. При $1 < i < \infty$, $i = \text{var}$ передача с плавным изменением характеристик как в сторону понижения, так и повышения – вариатор.

Отдельно можно отметить современную механическую коробку передач как механизм, состоящий из двух механизмов: редуктора и мультипликатора.

В курсе «Детали машин и основы конструирования» с понятием передаточного отношения i также используется понятие передаточного числа u ; для редукторов $i = u$.

Общее передаточное число многоступенчатой передачи:

$$u = i_1 i_2, \dots, i_n.$$

Окружная скорость, м/с,

$$v = \frac{\omega D}{2},$$

где D – диаметр колеса, шкива, барабана и др.

Окружная сила, Н,

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2T}{D}.$$

При расчёте передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами: выражение мощности P через окружную (тангенциальную) силу F_t , и окружную скорость v , колеса, шкива, барабана и др., например:

$$P = F_t v.$$

Вращающий момент, Н·м,

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t D}{2} .$$

Связь между вращающимися моментами T_1 на входном и T_2 выходном валах через передаточное отношение i и КПД η в направлении потока мощности выражается в виде

$$T_2 = T_1 i \eta .$$

В настоящем курсе рассматриваются только наиболее распространённые из механических передач.

3. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

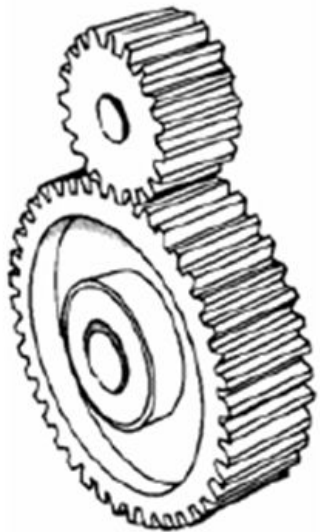
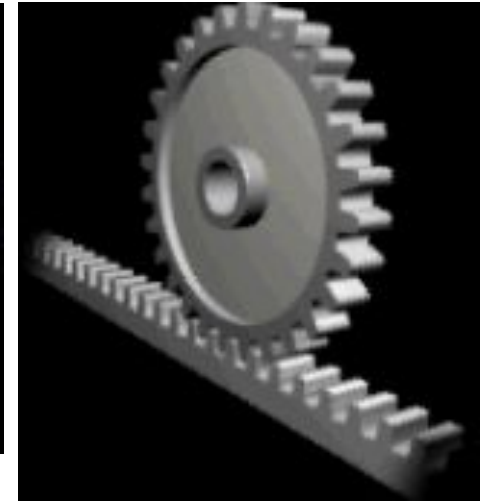
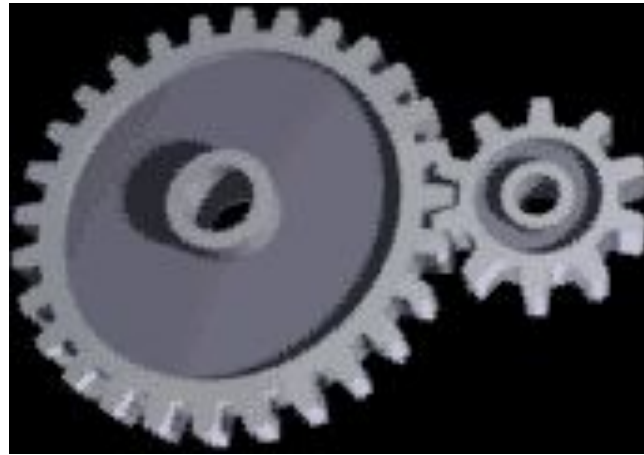
В современном машиностроении наиболее распространённым типом механических передач является зубчатая передача. Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колёс. Меньшее зубчатое колесо принято называть *шестернёй*, а большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу (ГОСТ 16530–83). Параметрам шестерни приписывают нечётный индекс (например, 1, 3, 5 и т.д.), параметрам колеса – чётный (2, 4, 6 и т.д.).

Классификация зубчатых передач:

по расположению осей передачи в пространстве

- с параллельными осями,

которые выполняют с цилиндрическими колёсами внешнего и внутреннего зацепления (рис. 3.1, а, б, в, г).



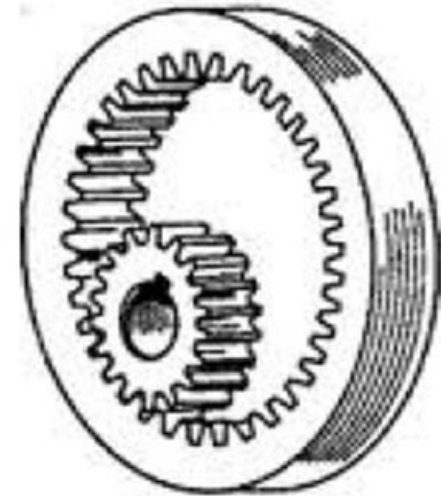
а)



б)



в)



г)

Рис. 3.1. Зубчатая передача с параллельными осями:
а, б, в – внешнего зацепления; г – внутреннего зацепления

- *с пересекающимися осями – конические колёса (рис. 3.2)*



Рис. 3.2. Конические колёса

**- со скрещивающимися осями –
цилиндрические винтовые (рис. 3.3)
и конические гипоидные (рис. 3.4)**

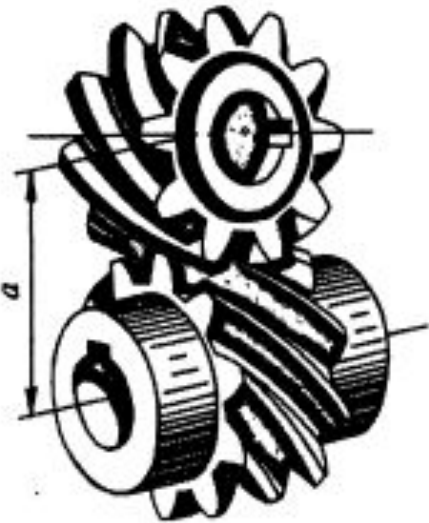


Рис. 3.3. Цилиндрические винтовые



Рис. 3.4. Конические гипоидные

по форме образующей поверхности

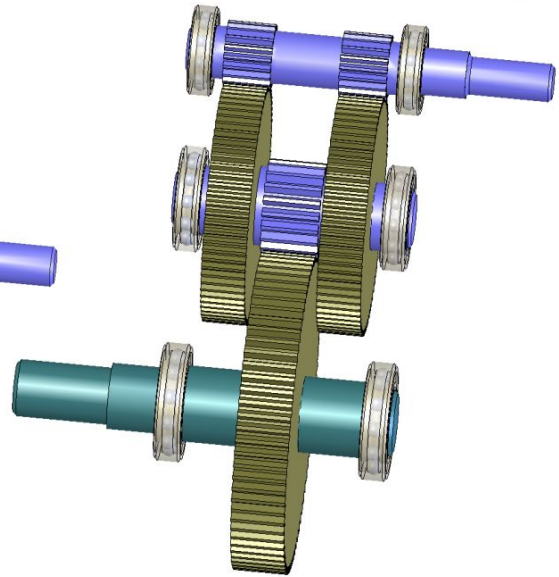
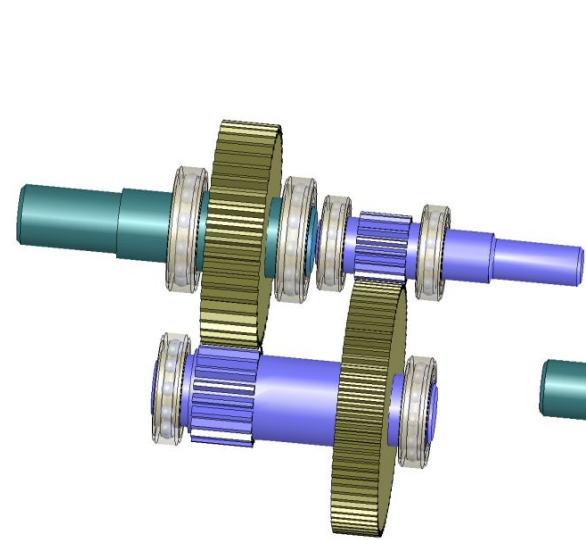
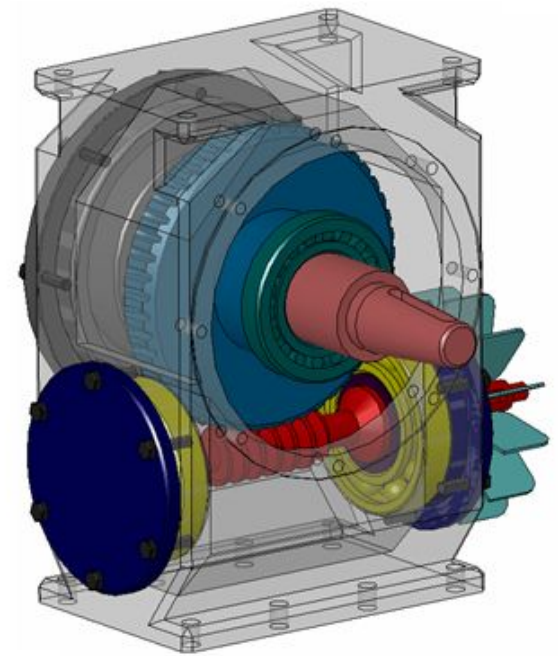
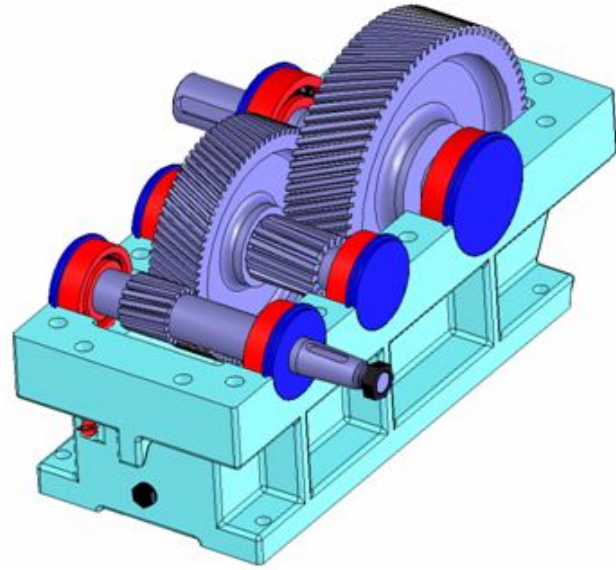
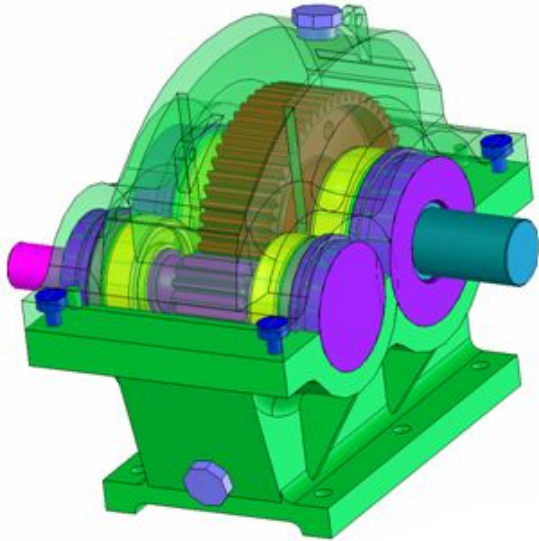
- **цилиндрические** (рис. 3.1, 3.3)
- **конические** (рис. 3.2, 3.4)
- **глобoidные**

по расположению зубьев относительно расположения оси

- **прямозубые** (рис. 3.1, а)
- **косозубые** (рис. 3.1, б)
- **шевронные** (рис. 3.1, в)
- **с криволинейными зубьями** (рис. 3.4)

по форме боковой поверхности

- **эвольвентные** (зацепление Эйлера с 1760 г.)
- **круговые** (зацепление Новикова с 1954 г. – выше нагрузки)



СОСНАЯ СХЕМА

РАЗДВОЕННАЯ СХЕМА

СХЕМЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Одноступенчатый

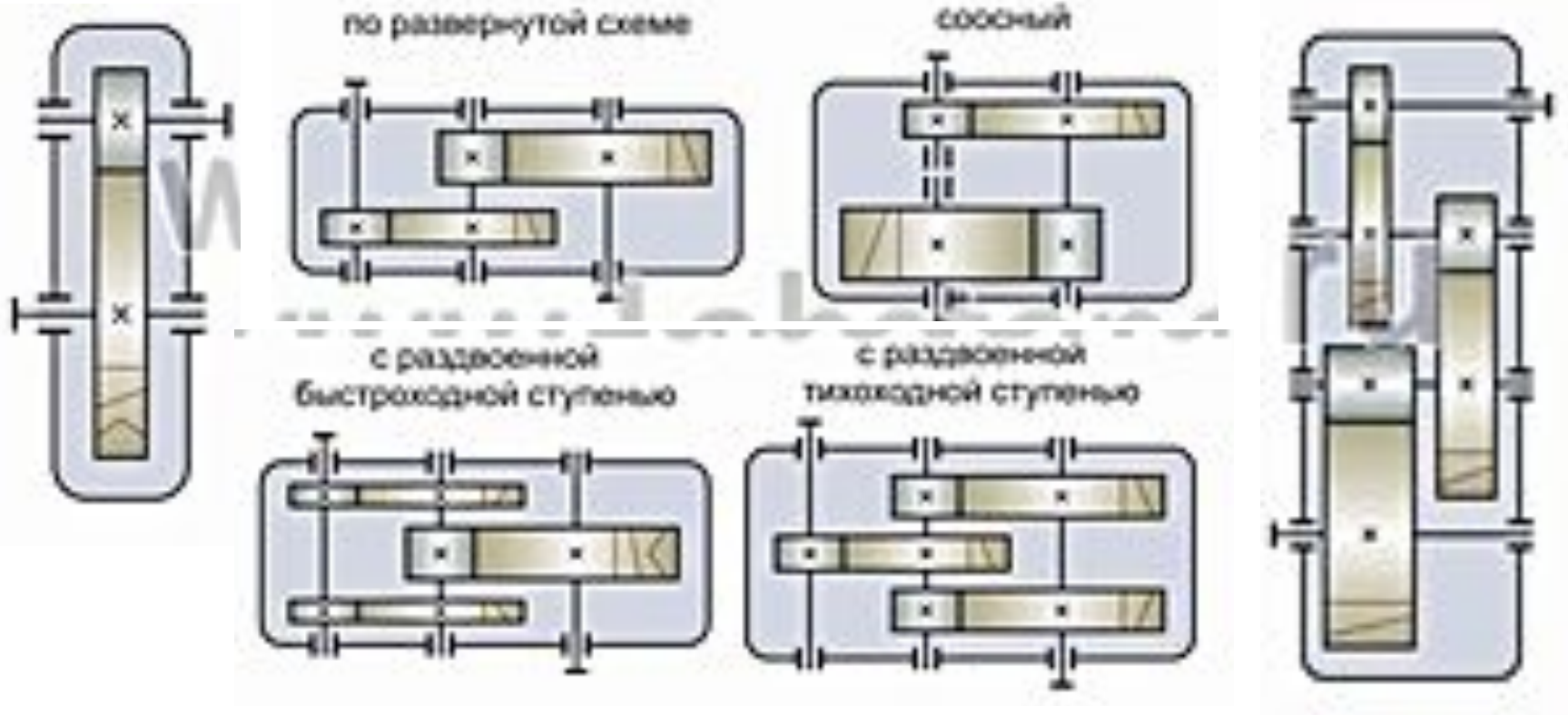
$$i \leq 6,3$$

двухступенчатые

$$i = 6,3 \dots 40$$

трехступенчатые

$$i = 25 \dots 250$$



Зубчатые передачи классифицируются по признакам, приведенным ниже.

По взаимному расположению осей колес: с параллельными осями (цилиндрическая передача — рис. 172, I—IV); с пересекающимися осями (коническая передача — рис. 172, V, VI); со скрещивающимися осями (винтовая передача — рис. 172, VII; червячная передача — рис. 172, VIII).

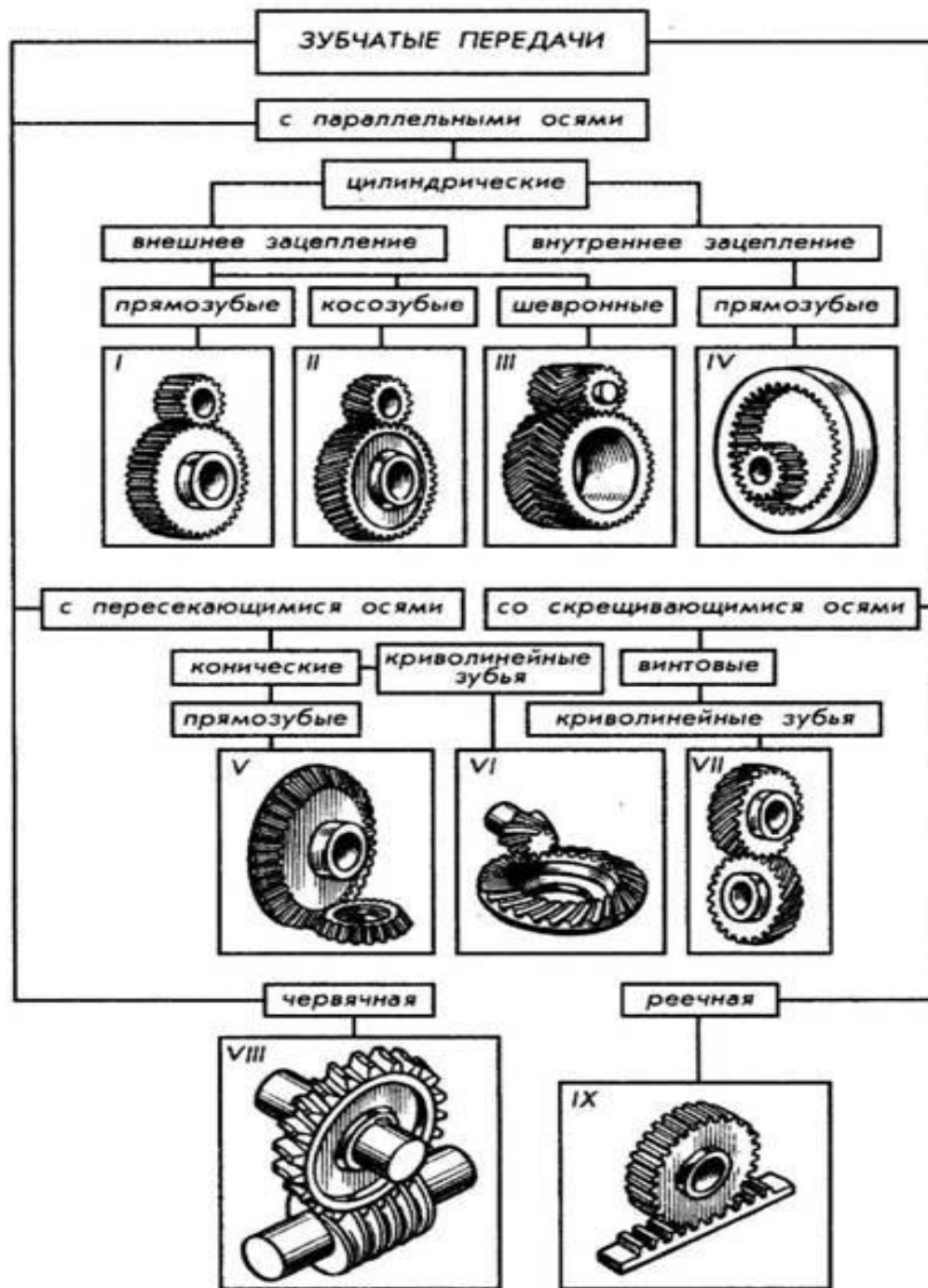
В зависимости от относительного вращения колес и расположения зубьев различают передачи с внешним и внутренним зацеплением. В первом случае (рис. 172, I—III) вращение колес происходит в противоположных направлениях, во втором (рис. 172, IV) — в одном направлении. Реечная передача (рис. 172, IX) служит для преобразования вращательного движения в поступательное.

По форме профиля различают зубья эвольвентные (рис. 172, I, II) и неэвольвентные, например цилиндрическая передача Новикова, зубья колес которой очерчены дугами окружности.

В зависимости от расположения теоретической линии зуба различают колеса с прямыми зубьями (рис. 173, I), косыми (рис. 173, II), шевронными (рис. 173, III) и винтовыми (рис. 173, IV). В непрямозубых передачах возрастает плавность работы, уменьшается износ и шум. Благодаря этому непрямозубые передачи большей частью применяют в установках, требующих высоких окружных скоростей и передачи больших мощностей.

По конструктивному оформлению различают закрытые передачи, размещенные в специальном непроницаемом корпусе и обеспеченные постоянной смазкой из масляной ванны, и открытые, работающие без смазки или периодически смазываемые консистентными смазками (рис. 174).

По величине окружной скорости различают: тихоходные передачи (v равной до 3



ОЦЕНКА И ПРИМЕНЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Достоинства:

- 1. высокая нагрузочная способность (до нескольких тысяч киловатт)**
- 2. высокий КПД**
- 3. большое передаточное число**
- 4. надежность и долговечность**
- 5. низкие эксплуатационные затраты**
- 6. малые габариты (компактность)**
- 7. высокая кинематическая точность и постоянство передаточного отношения**
- 8. Большой диапазон скоростей (до 150 м/с) и передаточных отношений (до нескольких сотен и даже тысяч)**
- 9. сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.**

Недостатки:

- 1. повышенная сложность и стоимость изготовления**
- 2. шум во время работы**
- 3. высокая жесткость элементов передачи не позволяет демпфировать ударные нагрузки**

Из перечисленных выше зубчатых передач наибольшее распространение получили цилиндрические прямозубые и косозубые передачи, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации. Конические и винтовые передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

3.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство мгновенного передаточного отношения передачи. Этому условию удовлетворяет эвольвентное зацепление, нашедшее широчайшее применение в машиностроении.

Каждое эвольвентное зубчатое колесо можно нарезать так, чтобы оно могло входить в зацепление с колёсами, имеющими любое число

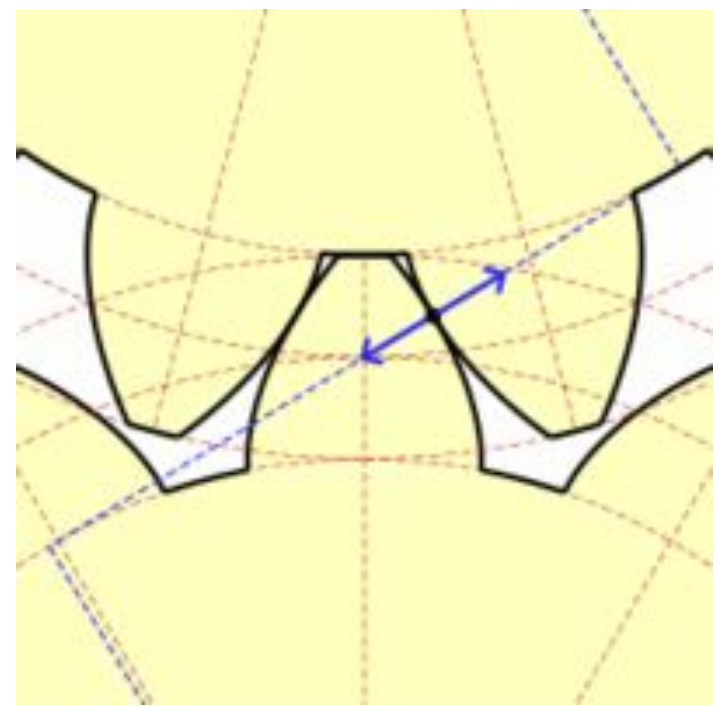
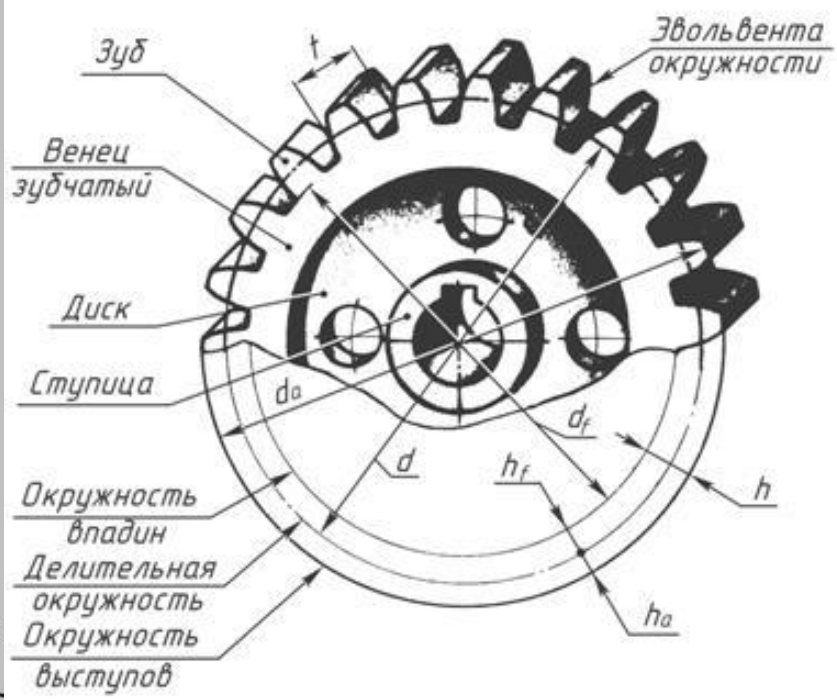
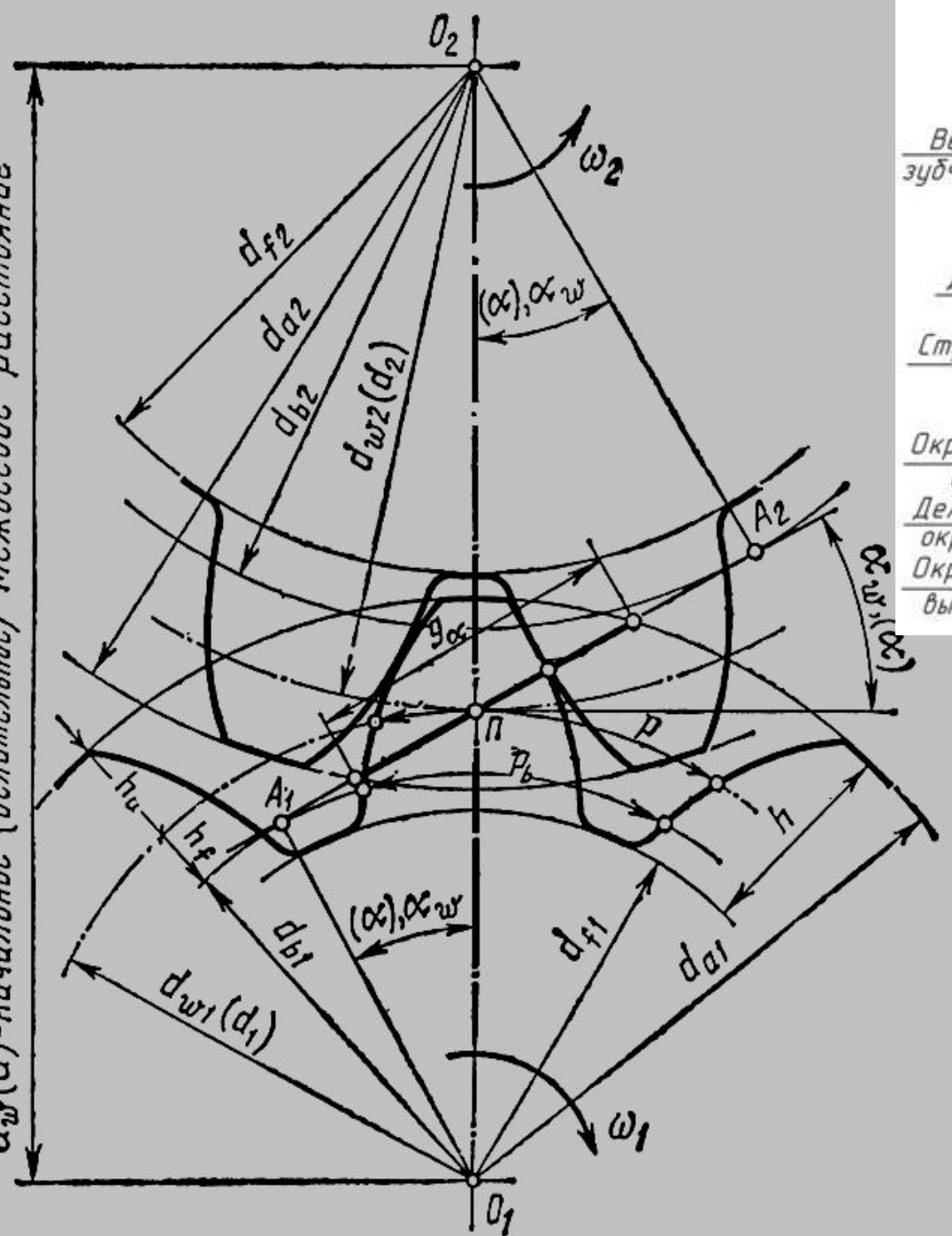
зубьев. Эвольвентное зацепление малочувствительно к отклонениям межосевого расстояния. Эвольвентные зубчатые колёса могут нарезаться простым инструментом, имеющим прямолинейный профиль зубьев, и они удобны для контроля. Эвольвентное зацепление допускает так называемое корригирование или улучшение профиля зубьев, т.е. использование таких участков эвольвенты, которые обеспечивают наилучшую работу.

Для получения эвольвенты представим себе катушку радиусом r_0 , на которой намотана нерастяжимая нить. Возьмём конец нити и будем её сматывать с катушки в натянутом состоянии (рис. 3.5). Кривая, которую опишет конец нити, называется эвольвентой.



Рис. 3.5. Эвольвента

$\alpha_w(\alpha)$ -начальное (делительное) межосевое расстояние



Межосевое расстояние

a_w – расстояние между геометрическими осями валов, на которых закреплены шестерня и зубчатое колесо.

Диаметры начальных цилиндров (окружностей)

d_{w1} и d_{w2} зацепляющихся зубчатых колес – диаметры мнимых цилиндров, которые в процессе работы передачи обкатываются один по другому без проскальзывания.

При изменении межосевого расстояния передачи меняются и диаметры начальных цилиндров (окружностей). У отдельно взятого колеса диаметра начального цилиндра (окружности) не существует.

Числа зубьев зубчатых колес z_1 и z_2 .

Суммарное число зубьев колес, участвующих в передаче

$$z = z_1 + z_2.$$

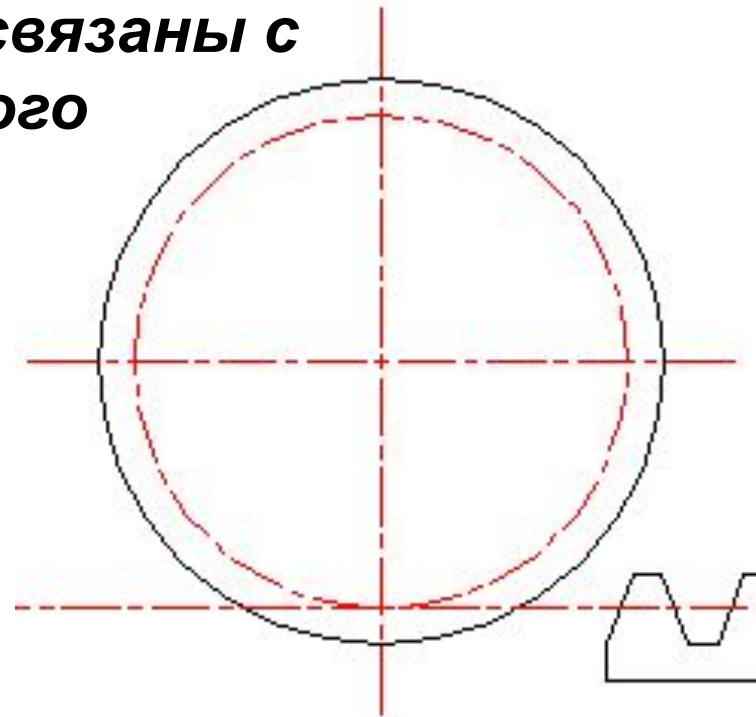
Делительные диаметры d_1 и d_2 зубчатых колес, участвующих в зацеплении – диаметры цилиндров (окружностей) по которым без скольжения обкатывается инструмент при нарезании зубьев колеса методом обкатки.

У большинства зубчатых передач (при отсутствии ошибок в изготовлении) делительные диаметры и диаметры начальных цилиндров совпадают, то есть

$$d_{w1} = d_1 \text{ и } d_{w2} = d_2.$$

Так как делительные диаметры связаны с процессом изготовления зубчатого колеса, каждое из которых изготавливается отдельно, то делительный диаметр имеется у каждого отдельно взятого колеса.

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$



Модуль зацепления m – часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб колеса, следовательно для любого нормального зубчатого колеса

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi}$$

Модуль – основная размерная характеристика зубьев колеса.

Модуль стандартизован, то есть при проектировании передачи выбирается из ряда стандартных значений.

Модуль измеряется в миллиметрах.

Чем больше нагружена передача, тем выше значение модуля. Через него выражаются все остальные параметры.

В машиностроении приняты определенные значения модуля зубчатого колеса m для удобства изготовления и замены зубчатых колёс, представляющие собой целые числа или числа с десятичной дробью:

0,5; 0,7; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5
и так далее до 50.

Окружной делительный шаг зубьев p – расстояние между одноименными боковыми поверхностями двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности.

Так как длина делительной окружности равна $\pi \cdot d$, то для любого зубчатого колеса имеем

$$p = \frac{\pi d}{z} = \pi m.$$

Из сказанного следует, в зацеплении могут находиться только зубчатые колеса с одинаковым модулем.

Линия зацепления (A_1A_2) - геометрическое место точек контакта между сопряженными профилями зубьев. Она одновременно является нормалью к профилю боковой (рабочей) поверхности зуба, и потому усилие давления между зубьями всегда направлено по линии зацепления.

Угол зацепления (α_w) - угол между линией зацепления и перпендикуляром к межосевой линии.

(стандартный угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$;

уменьшенный – $\alpha_w = 15^\circ$; увеличенный – $\alpha_w = 22,5^\circ$).

$d_{e1} = d_1 \cos \alpha_w$ **Диаметры основных окружностей,**
 $d_{e2} = d_2 \cos \alpha_w$ развёрткой которых получают
эвольвенты зубьев

Высота головки зуба (h_a) – расстояние между делительной окружностью и окружностью выступов, измеренное по радиусу (обычно $h_a = m$).

Высота ножки зуба (h_f) – расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин, измеренное по радиусу (обычно $h_f = 1,25 \cdot m$ для цилиндрических колес и $h_f = 1,20 \cdot m$ для конических колес).

Высота зуба (h) – расстояние между окружностью впадин и окружностью выступов, измеренное по радиусу, для цилиндрических колес $h = 2,25 \cdot m$, а для конических $h = 2,20 \cdot m$).

Длина активной линии зацепления (g_α) - часть линии зацепления, отсекаемая окружностями выступов

Коэффициент торцового перекрытия ($\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p$) -
отношение длины активной линии зацепления к основному
шагу колеса.

Коэффициент торцового перекрытия показывает сколько
зубьев в среднем за поворот колеса на 1 шаг находятся в
зацеплении.

$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m$$

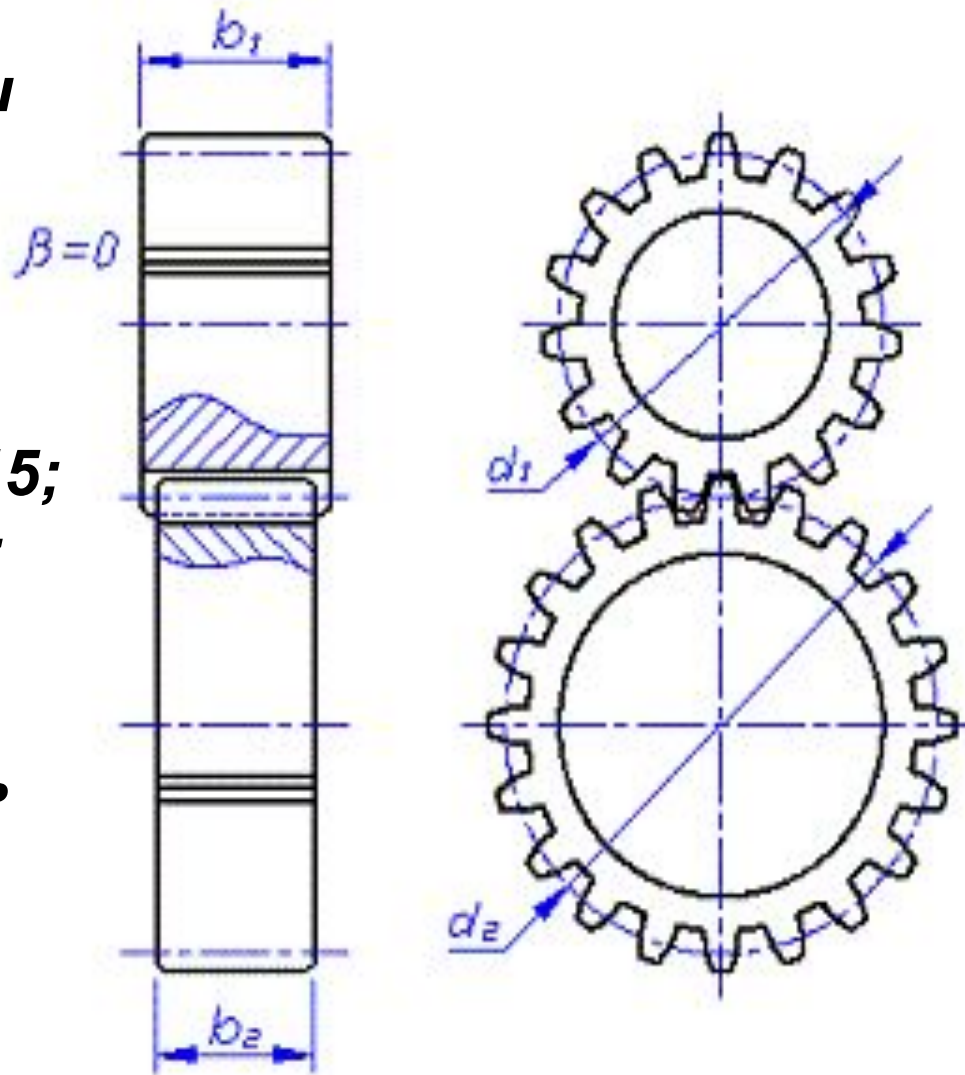
Диаметры окружностей впадин

$b_2 = \psi_a a_w$ - ширина колеса;

$b_1 \approx b_2 + 5$ - ширина шестерни, для компенсации неточности сборки

ψ_a – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию,

значения ψ_a принимают из ряда стандартных: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; при симметричном расположении колес рекомендуется принимать $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$, при несимметричном – $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$.



Кинематические параметры зубчатых передач –

это **угловые скорости** ω_1 и ω_2 ,

частоты вращения n_1 , n_2

ведущего и ведомого зубчатых колес и

передаточное число u зубчатой передачи, вычисляемое по соотношению:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Учитывая вышеизложенное, нетрудно установить, что

$$v_1 = v_2 \quad \omega_1 = \frac{2v_1}{d_1}$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$\omega_2 = \frac{2v_2}{d_2}$$

$$a_w = d_1 \cdot (u + 1) / 2$$

Для нормальной работы зубчатой передачи (обеспечение плавности работы, отсутствие излишних вибраций и инерционных сил, относительно высокий КПД зубчатого зацепления) форма рабочей поверхности профиля зубьев должна удовлетворять следующим требованиям:

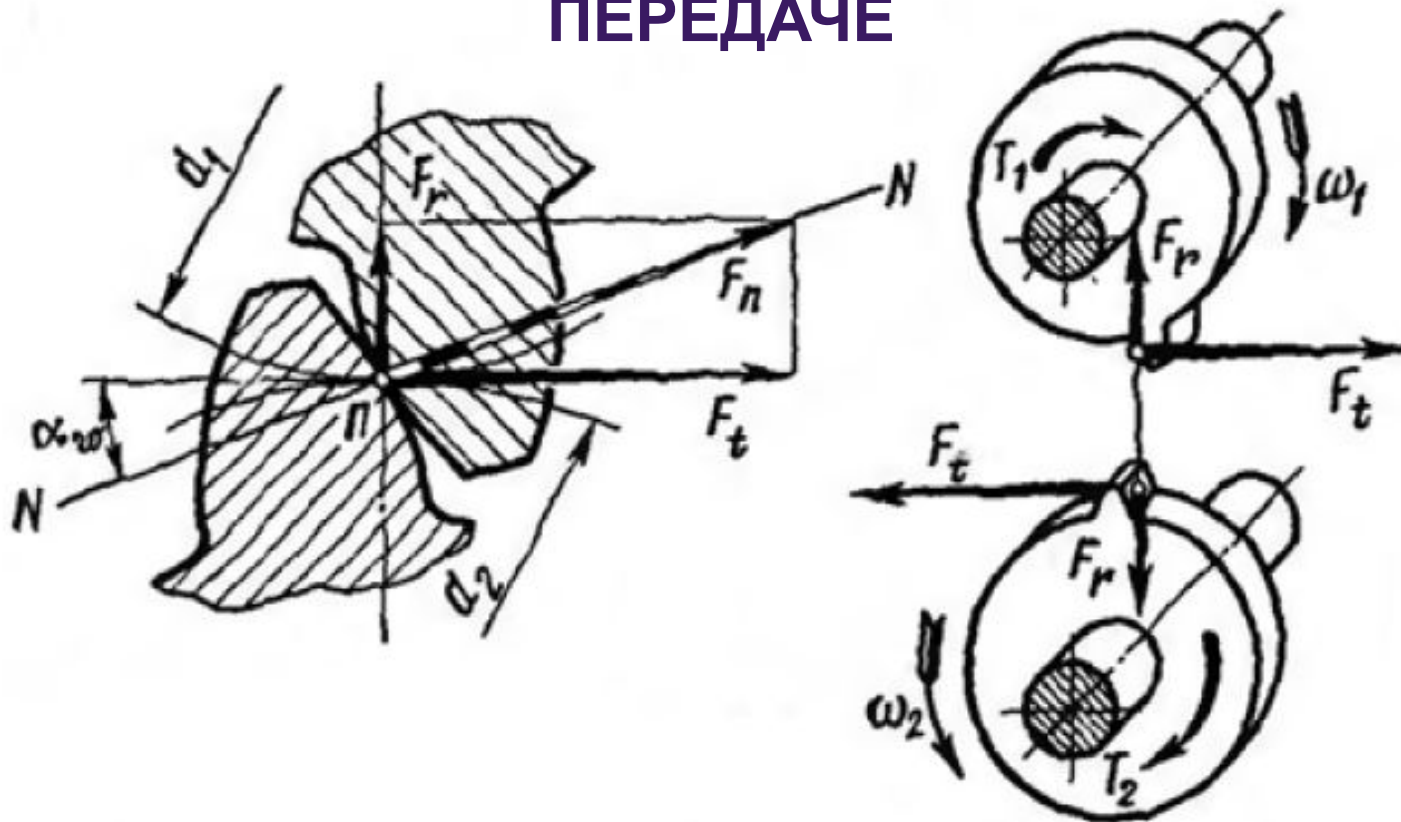
1) в течение времени взаимодействия рабочих поверхностей двух сопряженных зубьев ведущего и ведомого колес передаточное отношение должно сохраняться постоянным (основная теорема зубчатого зацепления);

2) профиль зуба должен обеспечивать выполнение условия 1 при зацеплении данного колеса с любым другим колесом того же модуля;

3) профиль зуба должен обеспечивать возможность изготовления колеса любого диаметра одним инструментом;

4) инструмент для нарезания зубьев должен быть простым и легко доступным для изготовления и контроля.

3.3. УСЛОВИЕ РАБОТЫ ЗУБА В ЗАЦЕПЛЕНИИ, СИЛЫ ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ



Нормальную силу взаимодействия рабочих поверхностей зубьев прямозубой передачи можно разложить на тангенциальную и радиальную составляющие. Из параллелограмма сил получаем:

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Но, выражая тангенциальную силу через передаваемые моменты и конструктивные параметры передачи, имеем:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{\eta \cdot d_2} = \frac{T_1 \cdot (u + 1)}{a_w} = \frac{T_2 \cdot (u + 1)}{\eta \cdot a_w \cdot u}$$

Расчетная нагрузка

За расчётную нагрузку принимается максимальное значение удельной нагрузки, распределённой по длине линии контакта зубьев:

$$q = \frac{KF_n}{l_\Sigma},$$

где F_n - нормальная сила в зацеплении,

$K = K_\alpha K_\beta K_v$ - коэффициент расчётной нагрузки,

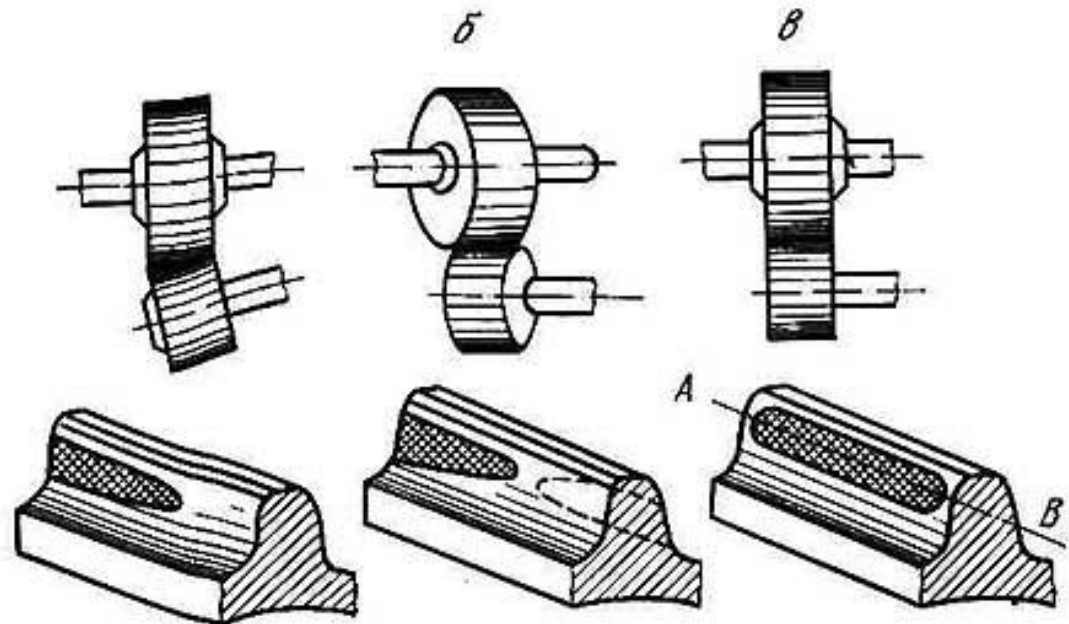
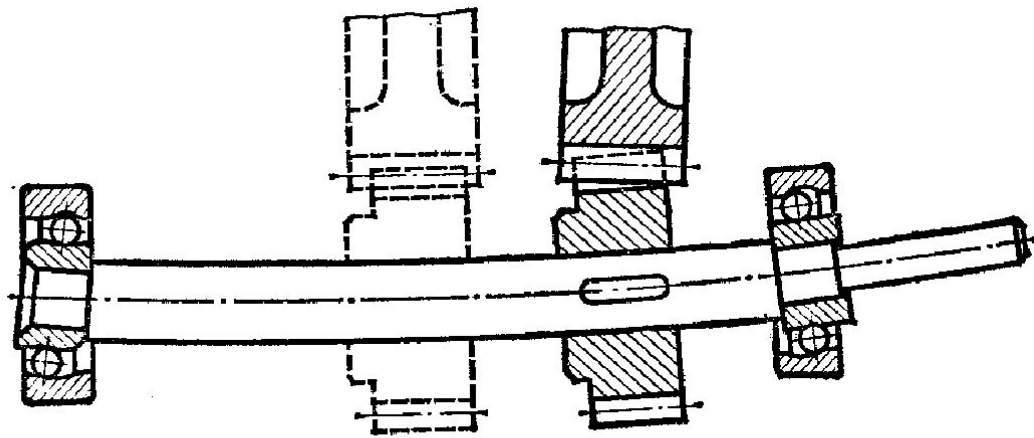
K_α – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между парами зубьями косозубых передач;

K_β – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки;

K_v - коэффициент динамичности нагрузки.

K_{β} зависит:

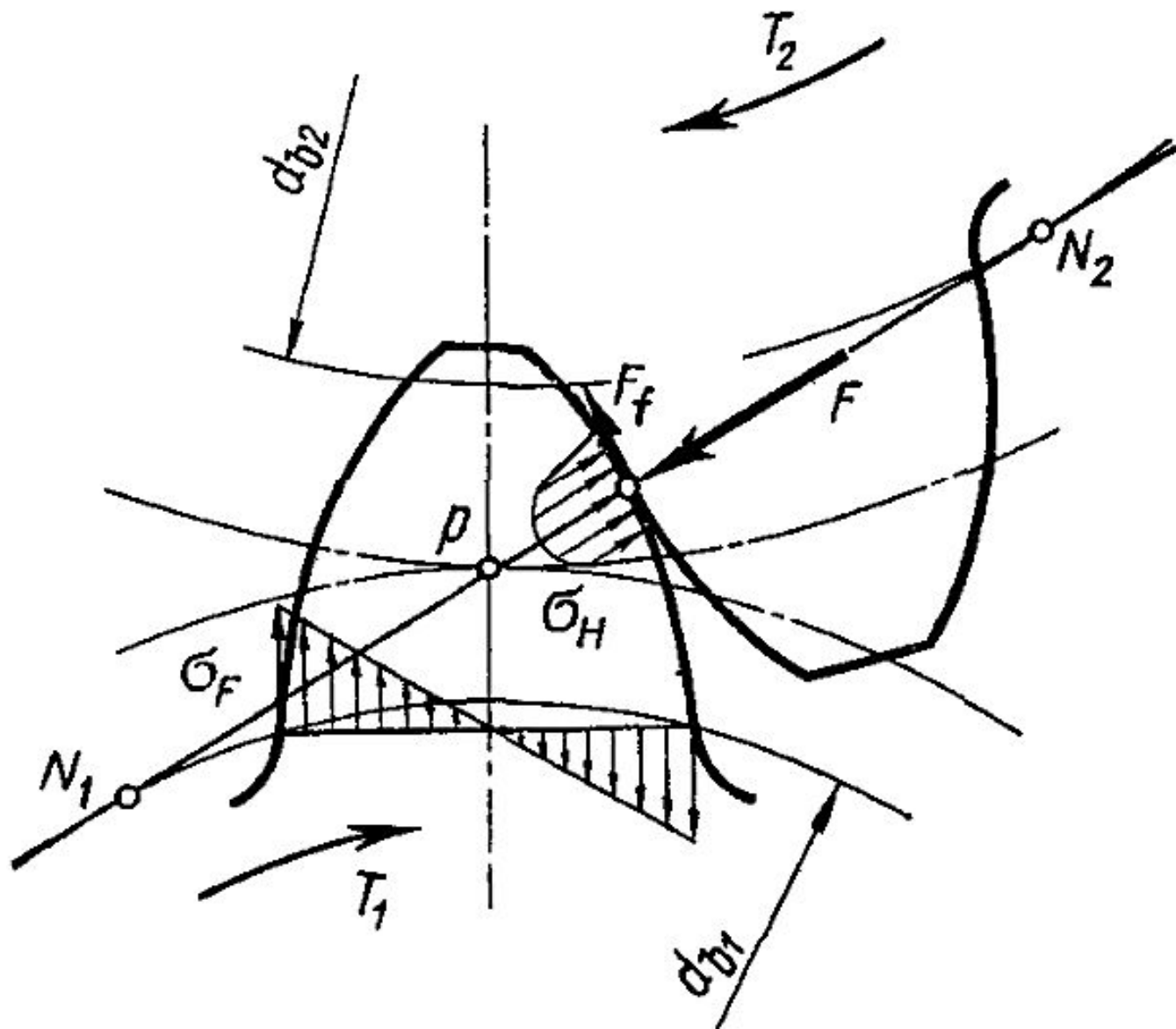
- от расположения колес относительно опор;
- от твердости материала;
- от ширины колес.



3.4. КРИТЕРИИ РАСЧЁТА ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ.

Контактные
напряжения – σ_H

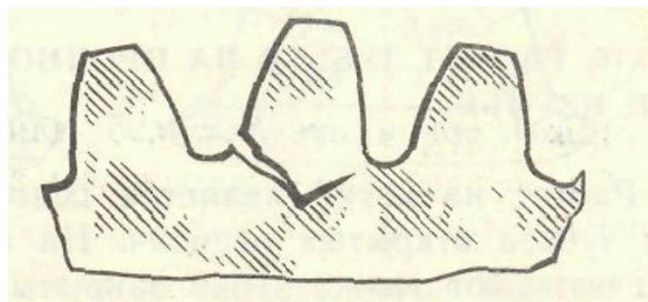
изгибные
напряжения – σ_F



Излом от изгиба

- **перегрузка**
- **потеря выносливости**

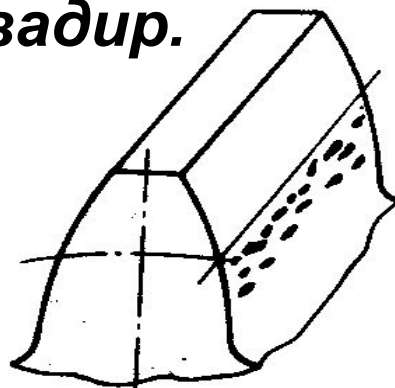
Схема усталостного разрушения зуба



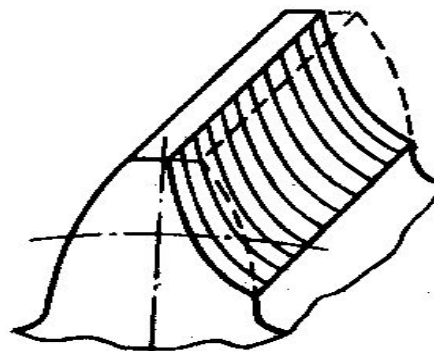
Потеря контактной прочности

- **Усталостное выкрашивание рабочей поверхности зубьев .**
- **Абразивный износ.**
- **Заедание и задир.**

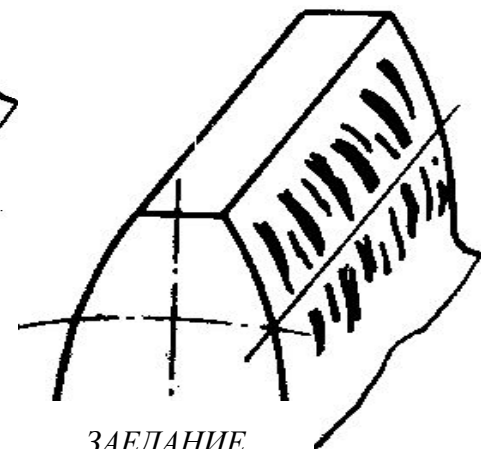
ВЫКРАШИВАНИЕ



ИЗНОС



ЗАЕДАНИЕ



Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены поверхностной прочностью, контактными напряжениями, а излом – объёмной прочностью зубьев, изгибными напряжениями.

Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для **закрытых передач, то **расчёт на контактную выносливость** выполняют в качестве проекровочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного.**

Для **открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.**

3.5. РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчёт сводится к удовлетворению условия, по которому контактные и изгибные напряжения зубьев не должны превышать допускаемые

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad \text{и} \quad \sigma_F \leq [\sigma_F].$$

Из расчёта на контактную прочность зубьев устанавливают размеры и массу зубчатой пары, при которых предупреждается её преждевременный выход из строя из-за разрушения рабочих поверхностей зубьев.

Расчет зубьев на прочность по контактными напряжениям

- **Контактными** называют напряжения, возникающие при сжатии тел криволинейной формы когда площадь контакта мала по сравнению с размерами тел,

причем первоначальный контакт может быть линейным (например, сжатие двух цилиндров), или точечным (например, сжатие двух шаров)

В результате деформации контактирующих тел начальный точечный или линейный контакт переходит в контакт по некоторой малой площадке.

Решение вопросов о контактных напряжениях и деформациях впервые дано в работах немецкого физика Г. Герца (1857-1894 г. г.)

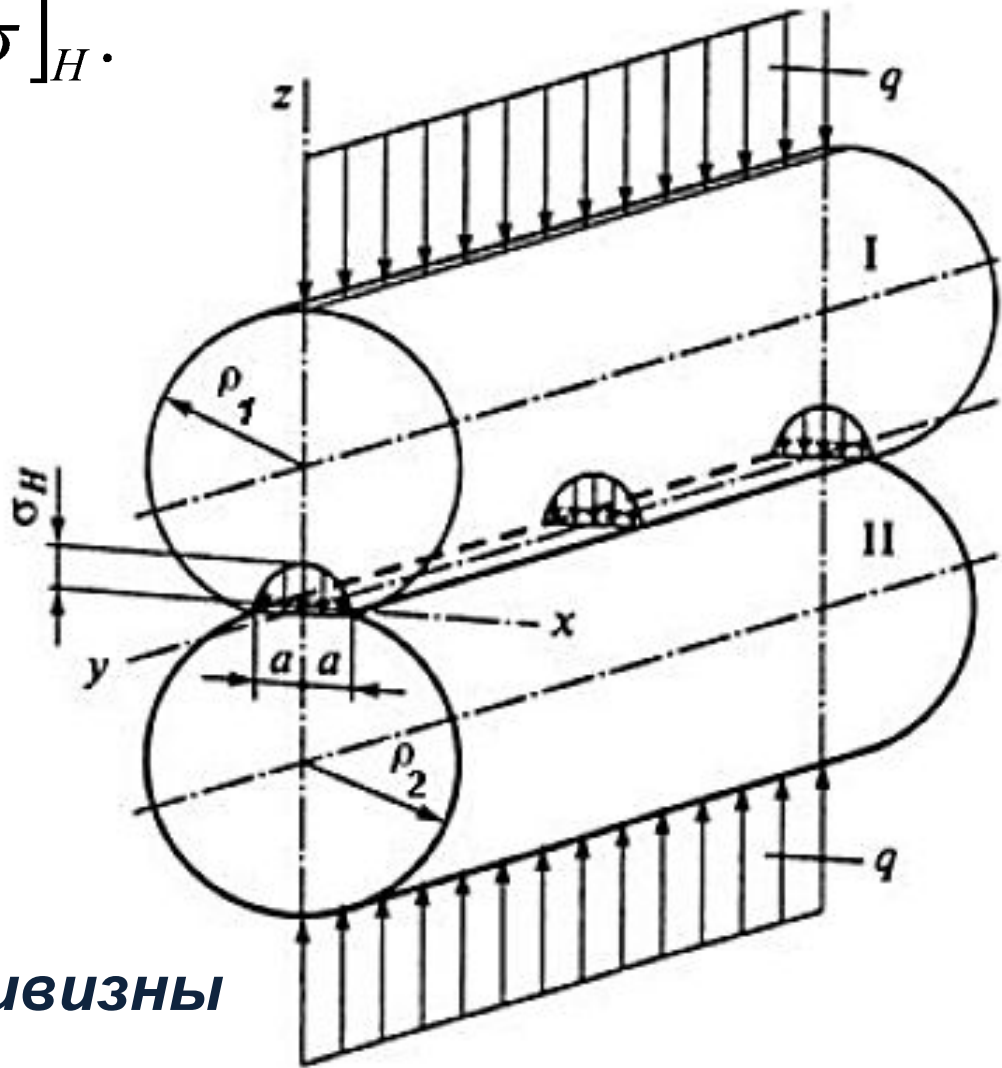
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} q}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H.$$

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

- приведенный модуль упругости

$$\rho_{np} = \frac{\rho_2 \rho_1}{\rho_2 \pm \rho_1}$$

- приведенный радиус кривизны



Для контактирующих зубьев удельная нагрузка и приведенный радиус кривизны определяются по формулам:

$$q = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H}{b_2 \varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos \alpha_w} \quad \rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w$$

$$\rho_{np} = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w \frac{u}{u+1} \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w \quad d_2 = d_1 u$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2F_t K_H E_{np} (u+1)}{b_2 \varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos \alpha_w d_1 \sin \alpha_w u 2\pi (1-\mu^2) \rho_{np}}} \leq [\sigma]_H.$$

Обозначим:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha k_\varepsilon}}; \quad Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}}$$

Получим:

$$\sigma_H = Z_H Z_\varepsilon Z_M \sqrt{\frac{F_t K_H (u+1)}{b_2 d_1 u}} \leq [\sigma]_H.$$

Получим:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}};$$

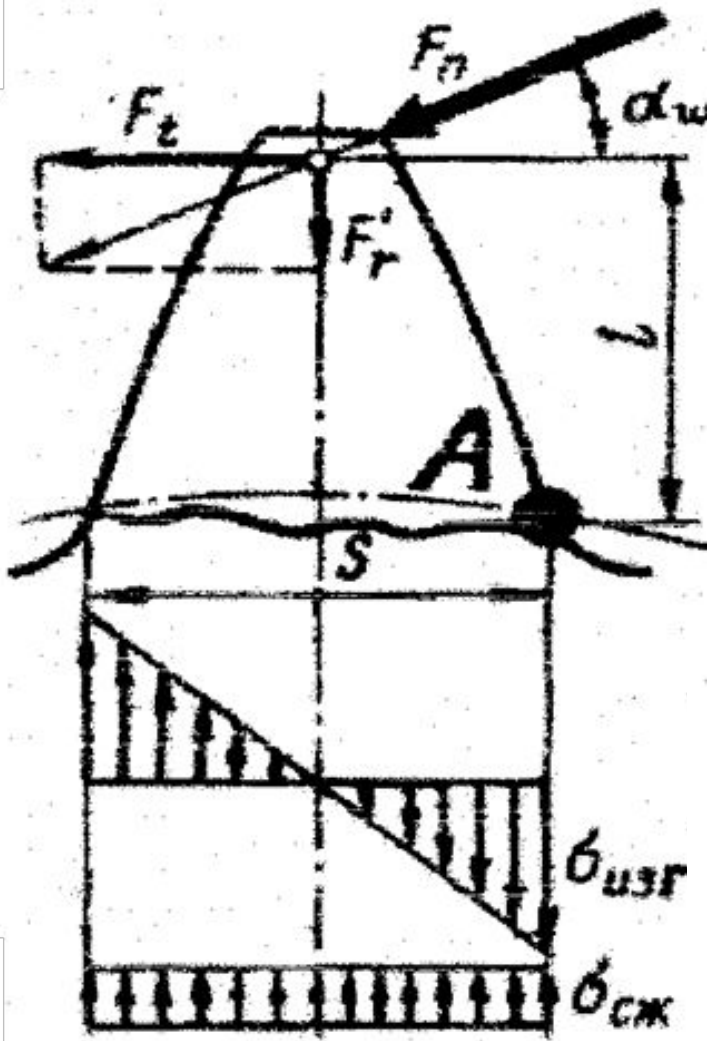
Межосевое расстояние – это *главный параметр* цилиндрической зубчатой передачи, определяющий её нагрузочную способность, массу, габариты и технологические особенности изготовления.

Вспомогательный коэффициент
 $K_a = 49,5$ - для прямозубых передач,
 $K_a = 43$ - для косозубых передач.

Коэффициент расчетной нагрузки $K_H = 1,2 \dots 1,6$.

Расчет зубьев на прочность по напряжениям изгиба

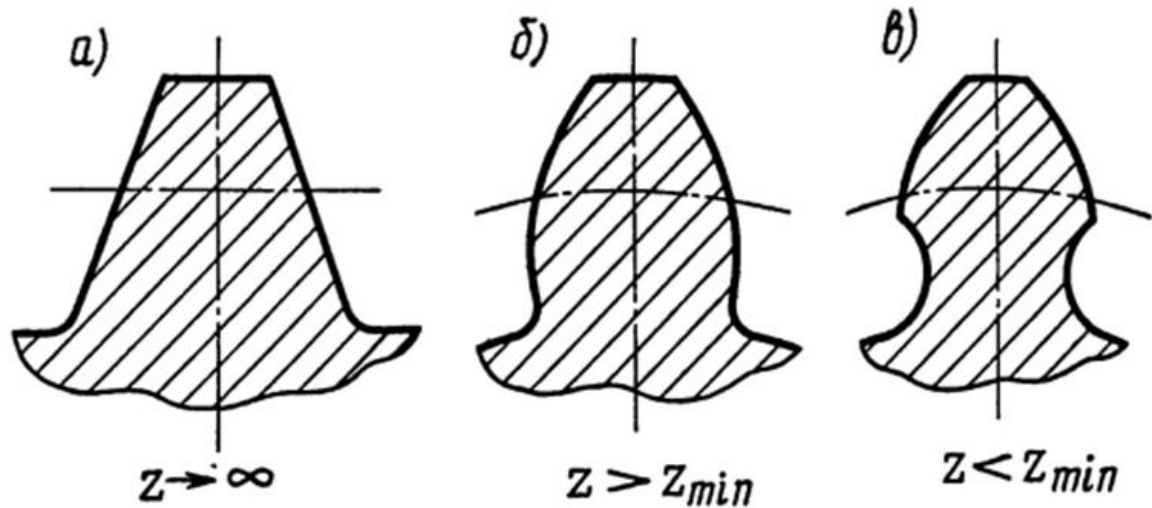
- Зуб представляют как консольную балку переменного сечения прямоугольной формы, нагруженную окружной и радиальной силами.***
- При этом окружная сила стремится изогнуть зуб, вызывая максимальные напряжения изгиба в опасном корневом сечении***
- Считается что вся нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба.***



$$\sigma_F = K_F \left(\frac{M_{usz}}{W} - \frac{F_r}{A} \right) = K_F \left(\frac{6F_t l}{b_2 S^2} - \frac{F_r}{b_2 S} \right) =$$

$$= \frac{K_F}{b_2 m} \left(\frac{6l'}{S'^2} - \frac{tg\alpha_w}{S'} \right) = \frac{F_t K_F Y_F}{bm} \leq [\sigma]_F$$

Y_F – коэффициент формы зуба



Влияние z на форму зубьев