

Зубчатая передача

- Зубчатая передача служит для передачи движения и сил непосредственно зацеплением. Зубчатое зацепление – это высшая кинематическая пара, т.к. зубья соприкасаются по линиям.
- Меньшее зубчатое колесо называется шестерней. Большее – зубчатым колесом.

Зубчатые передачи. Преимущества.

- 1. Высокий К.П.Д. (до 0,97...0,98 в одной ступени).**
- 2. Компактность, объясняемая в свою очередь более высокой нагрузочной способностью зубчатой передачи по сравнению с ременной или цепной передачами.**
- 3. Большая долговечность и надежность в работе.**
- 4. Постоянство передаточного отношения (отсутствие проскальзывания).**
- 5. Применимость в широком диапазоне мощностей, скоростей и передаточных отношений. Зубчатые передачи, применяются для мощностей, начиная от ничтожно малых (в приборах) до мощностей, измеряемых десятками тысяч кВт.**

К недостаткам зубчатых передач можно отнести:

1.Повышение требования к точности изготовления зубчатых колес.

2.Шум при работе со значительными скоростями.

3.Большая жесткость, которая не позволяет компенсировать динамические нагрузки.

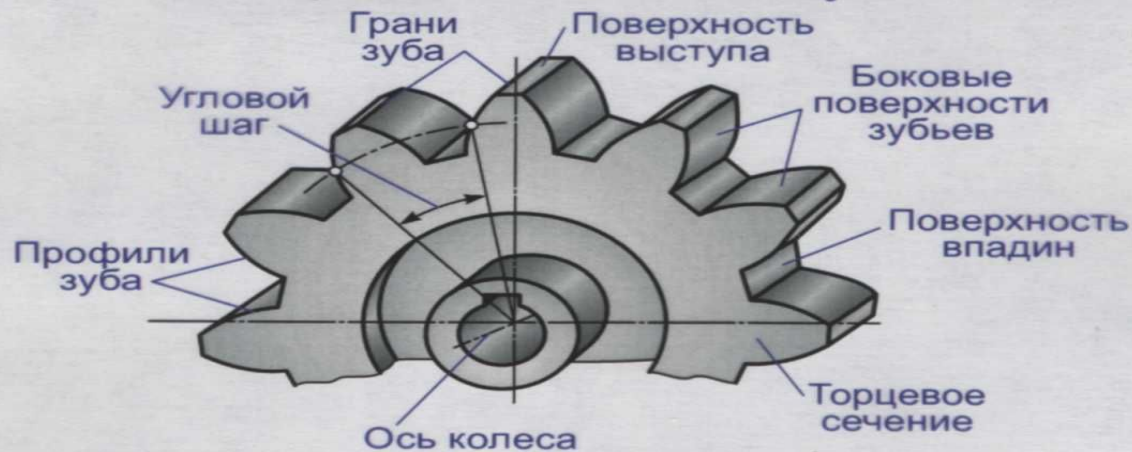
- **Зубчатые передачи могут быть как понижающими частоту вращения ведомого вала, так и повышающими.**
- **Понижающие передачи расположенные внутри корпуса называются редукторами,**
- **повышающие – мультипликаторами.**

Классификация зубчатых передач:

- по расположению осей валов (с параллельными, пересекающимися, скрещивающимися осями и соосные);
- по условиям работы (закрытые – работающие в масляной ванне и открытые – работающие всухую или смазываемые периодически);
- по числу ступеней (одноступенчатые, многоступенчатые);
- по взаимному расположению колес (с внешним и внутренним зацеплением);
- по изменению частоты вращения валов (понижающие, повышающие);
- по форме поверхности, на которой нарезаны зубья (цилиндрические, конические);
- по окружной скорости колес (тихоходные (до 3 м/с); среднескоростные (до 15 м/с); быстроходные (выше 15 м/с));
- по расположению зубьев, относительно образующей колеса (прямозубые, косозубые, шевронные, с криволинейными зубьями);
- по форме профиля зуба (эвольвентные, круговые, циклоидные).

ВИДЫ КОЛЕС

Прямозубое цилиндрическое эвольвентное зубчатое колесо



ВИДЫ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ



прямозубые



Цилиндрические
косозубые



шевронные



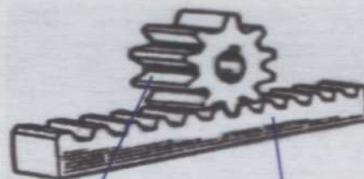
с внутренними зубьями



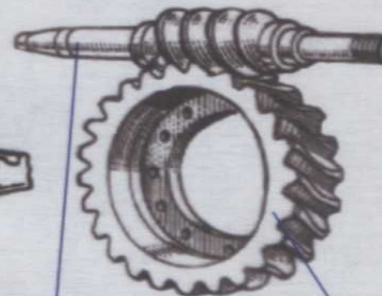
Конические
прямозубые



с круговыми
зубьями



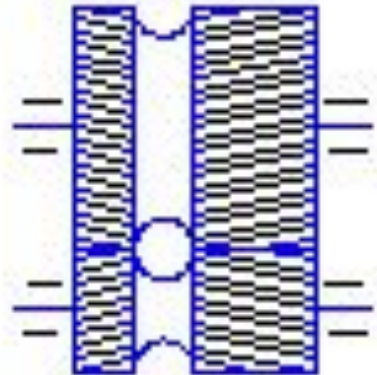
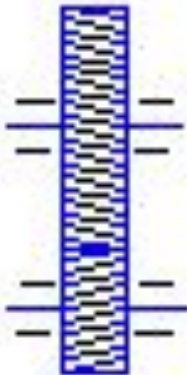
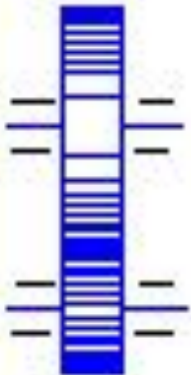
Реечная
шестерня
рейка



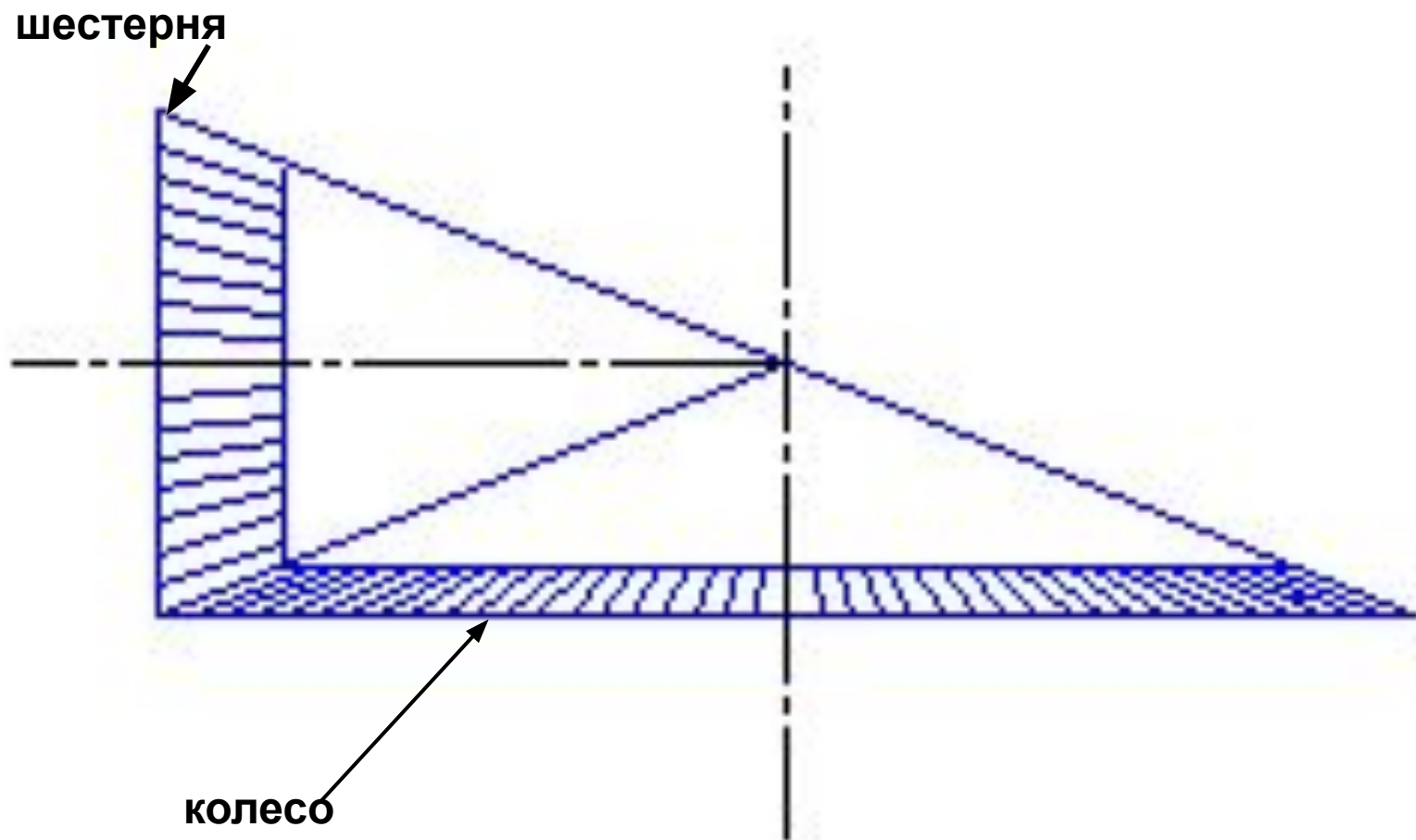
Червячная
червяк
колесо червячное

Классификация (схематическое обозначение) зубчатых передач

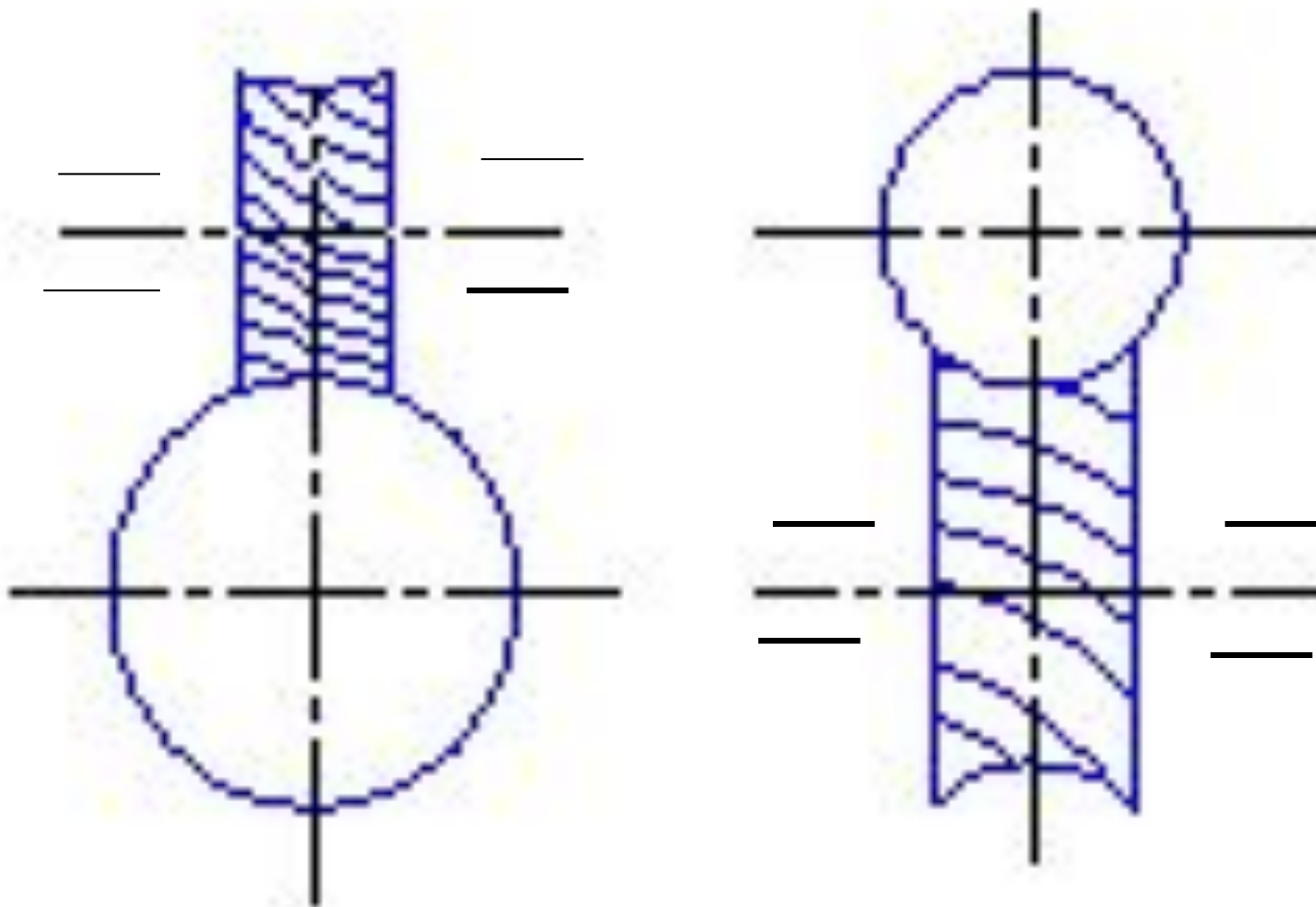
Передачи с цилиндрическими колесами между параллельными валами.



Передачи с коническими колесами между пересекающимися валами (с прямыми, косыми и круговыми зубьями).



**Передачи между скрещающимися валами
(например, передачи с винтовыми колесами).**

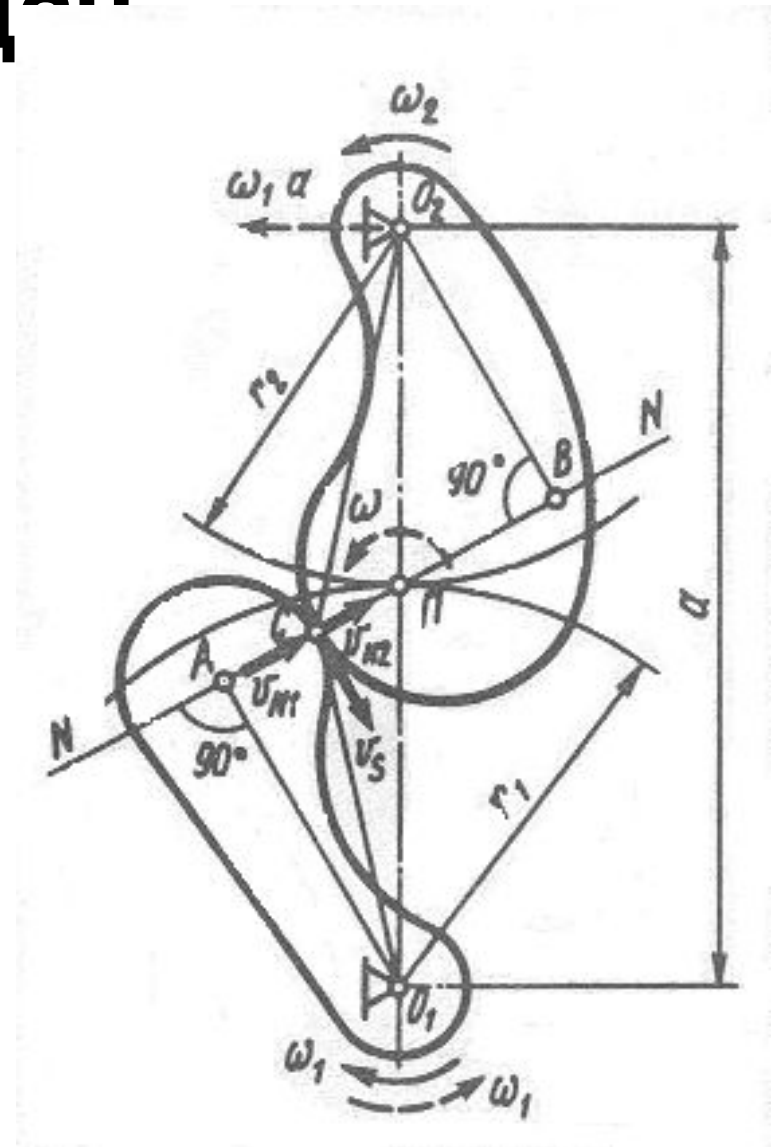


Требуется специальное зубонарезное оборудование.

Элементы теории зацепления

перед...

Если предложить, что указанные звенья являются абсолютно твердыми телами, то за счет давления в точке контакта оба звена начнут вращаться в противоположные стороны с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 вокруг неподвижных осей O_1 и O_2 .



Продолжение

- Из этого соотношения можно записать:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_1 \cdot C \cdot \cos \alpha_1}{O_2 \cdot C \cdot \cos \alpha_2} \quad \text{или} \quad \frac{O_2 \Pi}{O_1 \Pi} = u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

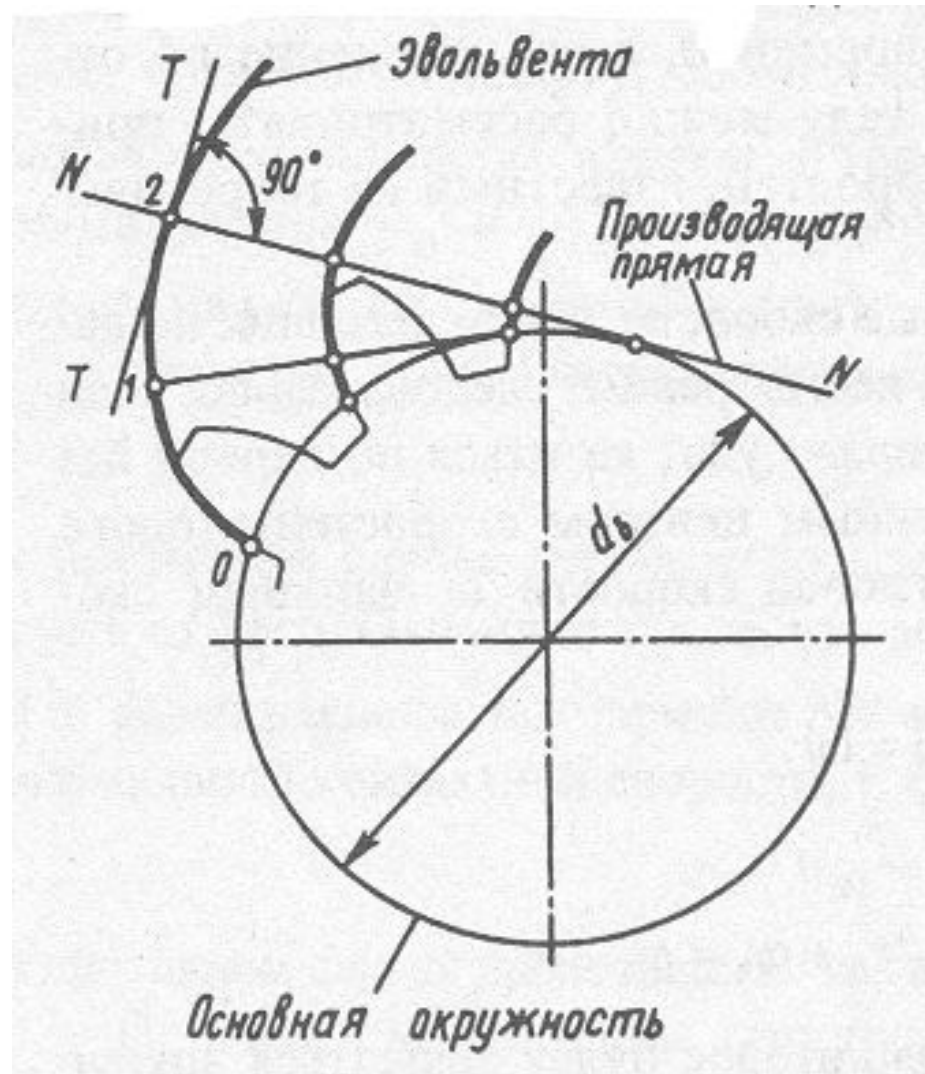
Основная теорема зацепления: общая нормаль к сопряженным профилям, проведенная в точке их касания, делит межосевое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям вращения звеньев. Если передаточное отношение будет постоянным, то точка Π (полус зацепления) всегда остается в одном и том же положении на прямой, соединяющей центры звеньев.

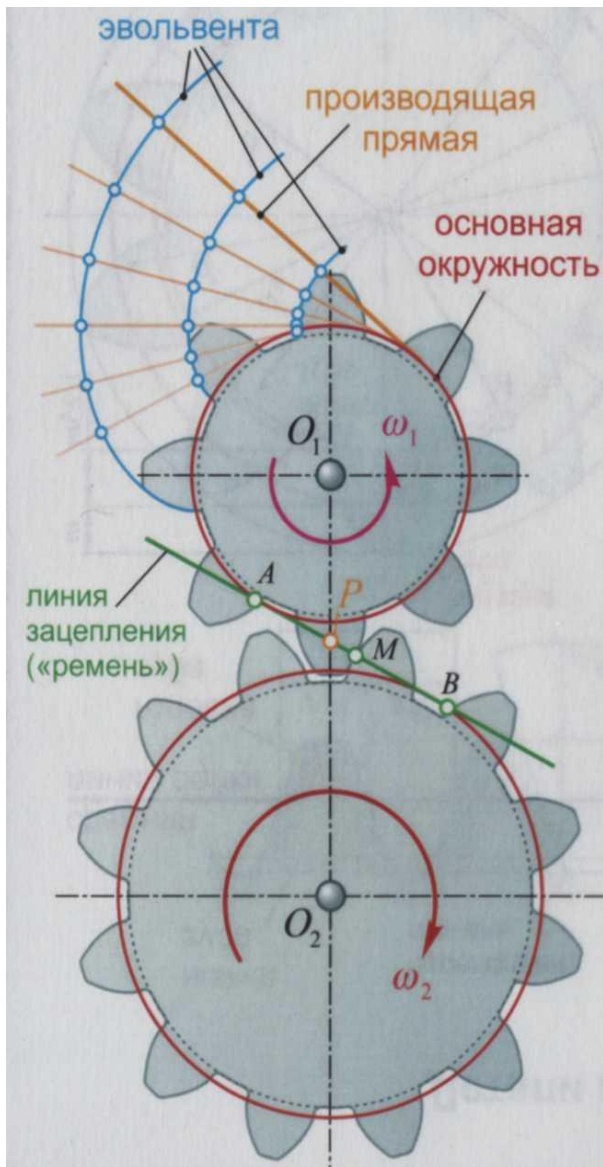
Эвольвентный профиль

Профили зубчатых передач, отвечающих данному положению, называются сопряженными (циклоидные, эвольвентные, Новикова). Одним из таких профилей является эвольвентный профиль:

- высокая технологичность при изготовлении зубчатых колес, т.к. эвольвентные профили можно нарезать рейкой с прямой режущей кромкой.
- эвольвентное зацепление нечувствительно к изменению межосевого расстояния и поэтому позволяет монтировать передачи с меньшей точностью

Эвольвентой называют плоскую кривую, которая описывается любой точкой прямой NN , перекатываемой без скольжения по неподвижной окружности.





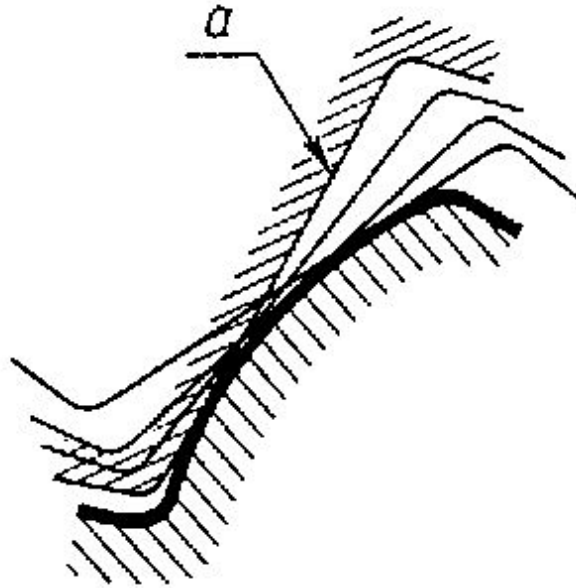
Эвольвента — кривая, описываемая точкой прямой (**производящая прямая**), обкатывающей без проскальзывания окружность (**основная окружность**). Такова траектория точки ремня в пространстве зацепляемых им колес. Выполнение профиля зубьев по эвольвенте имитирует это зацепление. Почти все зацепления — эвольвентные.

Основное преимущество: **профиль зуба определяется только диаметром того колеса, на котором он нарезается, и не зависит от диаметра зацепляемого**. Поэтому колеса любых соотношений диаметров нарезаются одним и тем же инструментом.

Зацепляемым колесом может быть и прямолинейная рейка.

Эвольвента прямой — прямая, то есть эвольвентные зубья рейки —
— прямобоочные трапеции. Прообраз любого инструмента для нарезки эвольвентных зубьев — прямобоочная рейка —
— **исходный контур**.

Нарезания зубьев методом обкатки



Положения зуба рейки при
нарезании методом обкатки
а - рейка

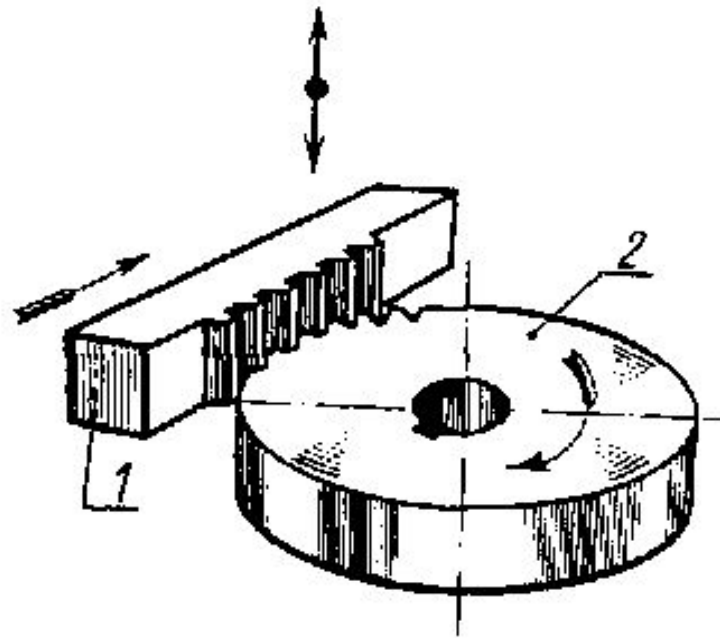


Схема нарезания зубьев методом обкатки
1 - рейка



Параметром, определяющим все размеры исходного контура (прообраза рейки), является **модуль m** .

$$m = \frac{p}{\pi}; \quad p — \text{шаг рейки}$$

Базовая линия рейки — **средняя линия**. Ширина зуба на ней равна ширине впадины. Наносится на режущем инструменте.

Базовый размер нарезаемого колеса — **диаметр делительной окружности d** .

$$d = mz.$$

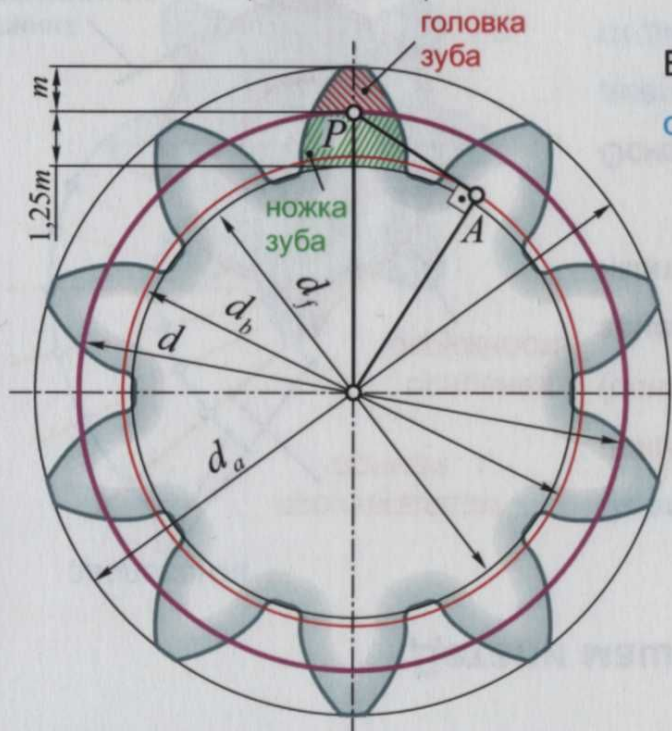
z — число нарезаемых на колесе зубьев;

d_a — окружность вершин $d_a = mz + 2m$;

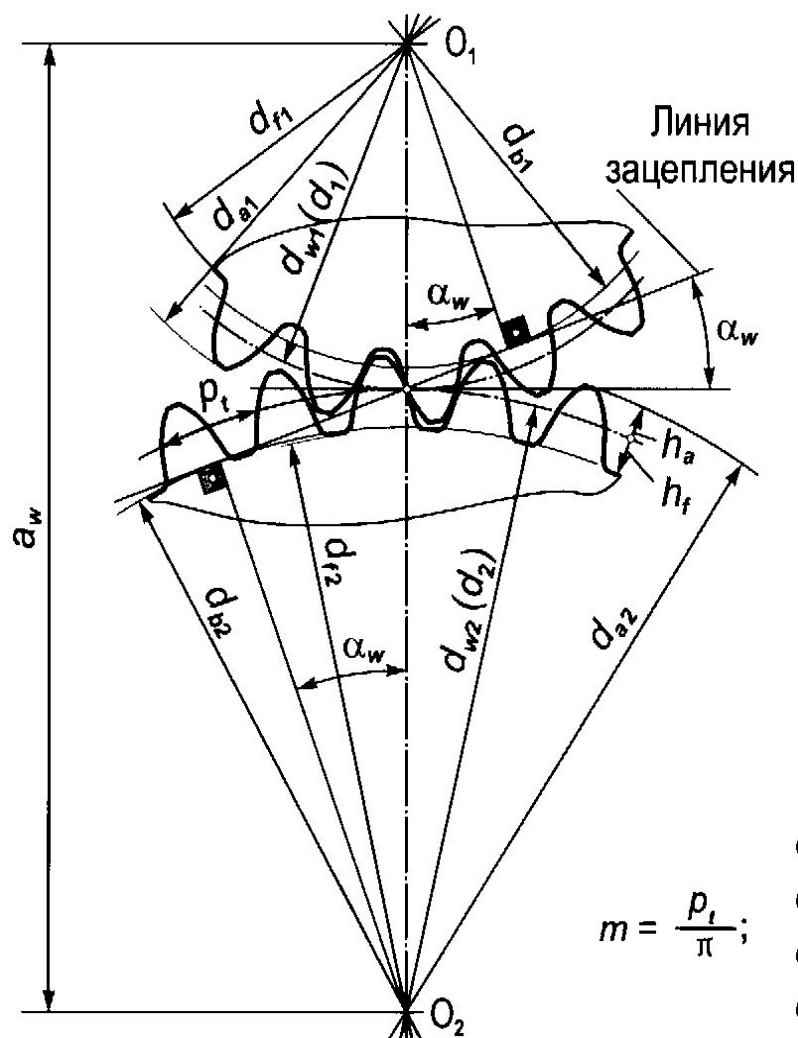
d_f — окружность впадин $d_f = mz - 2,5m$;

d_b — основная окружность, обкатыванием по ней прямой линией образуется эвольвентный профиль зуба $d_b = d \cos \alpha$.

Отрезок PA — предельно возможная длина активного участка линии зацепления, на котором происходит контакт зубов.



ГЕОМЕТРИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 13755-81 БЕЗ СМЕЩЕНИЯ



m - модуль зацепления, мм;

p_t - окружной шаг зубьев, мм;

z_1, z_2 - числа зубьев шестерни и колеса;

d_1, d_2 - делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

d_{w1}, d_{w2} - начальные диаметры шестерни и колеса, мм;

d_{a1}, d_{a2} - диаметры вершин зубьев шестерни и колеса, мм;

d_{f1}, d_{f2} - диаметры впадин зубьев шестерни и колеса, мм;

d_{b1}, d_{b2} - диаметры основных окружностей шестерни и колеса, мм;

h_a - высота головки зуба, мм;

h_f - высота ножки зуба, мм;

h - высота зуба, мм;

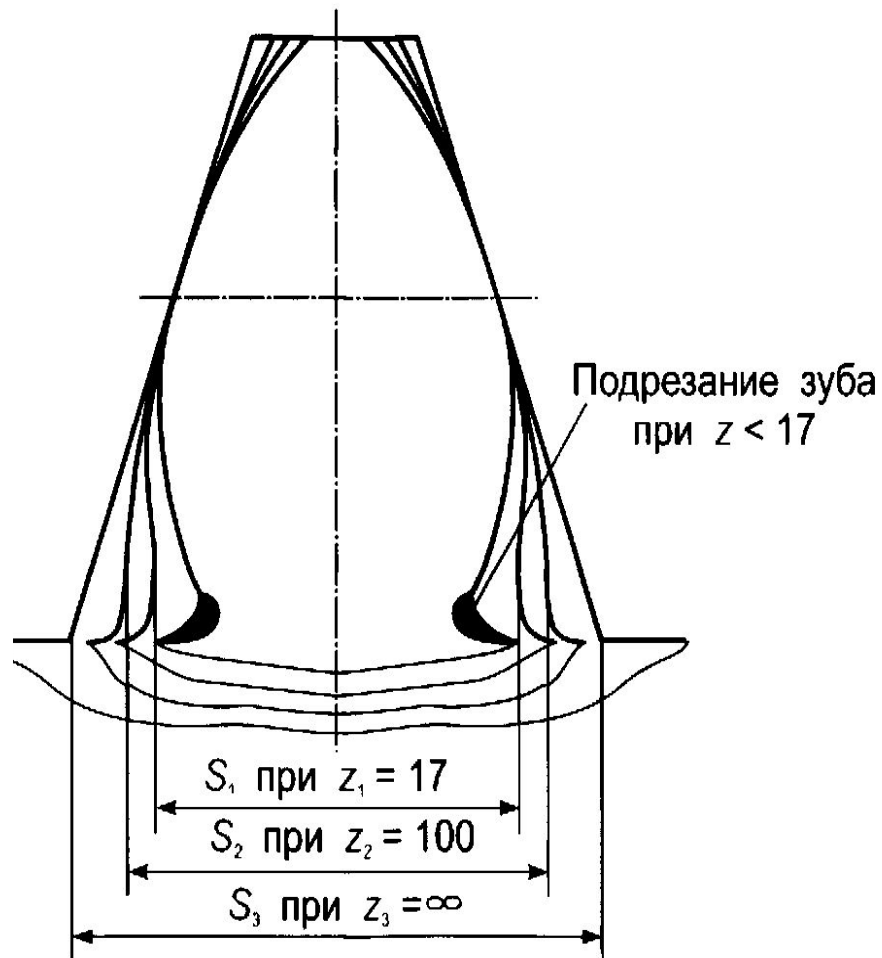
α_w - угол зацепления, °;

a_w - межосевое расстояние, мм.

$$\begin{aligned}
 d_1 &= m z_1; & d_{w1} &= d_1; & d_{a1} &= d_1 + 2h_a; & h &= h_a + h_f; \\
 d_2 &= m z_2; & d_{w2} &= d_2; & d_{a2} &= d_2 + 2h_a; & h_a &= m; \\
 d_{b1} &= d_1 \cos \alpha_w; & & & d_{f1} &= d_1 - 2h_f; & h_f &= 1,25m; \\
 d_{b2} &= d_2 \cos \alpha_w; & & & d_{f2} &= d_2 - 2h_f; & a_w &= 0,5(d_{w1} + d_{w2}).
 \end{aligned}$$

$$m = \frac{p_t}{\pi};$$

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА НА ИХ ФОРМУ И ПРОЧНОСТЬ



Толщина зуба у корня:

$$S_1 < S_2 < S_3$$

Менее прочен зуб шестерни, имеющей меньшее число зубьев: $z_1 < z_2$.

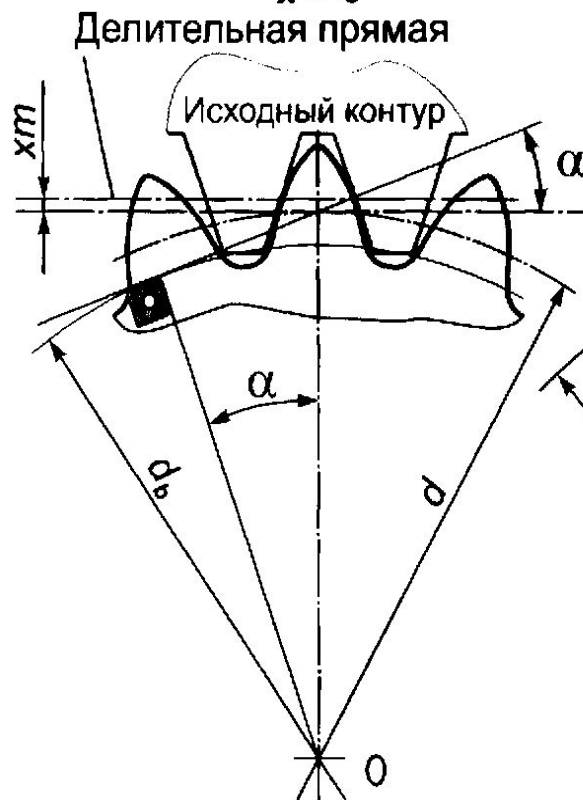
В расчетах на изгибную прочность вводится коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и определяемый отдельно для шестерни и колеса.

Для обеспечения изгибной равнопрочности зубьев шестерни и колеса рекомендуется шестерню выполнять из более прочного материала.

ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА СО СМЕЩЕНИЕМ ИСХОДНОГО КОНТУРА

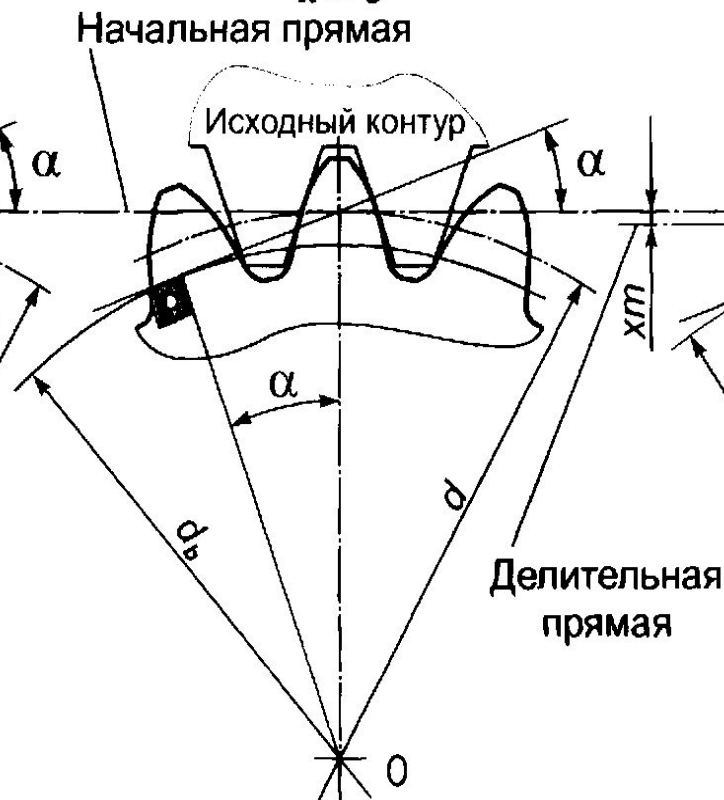
Смещение положительное:

$$x > 0$$



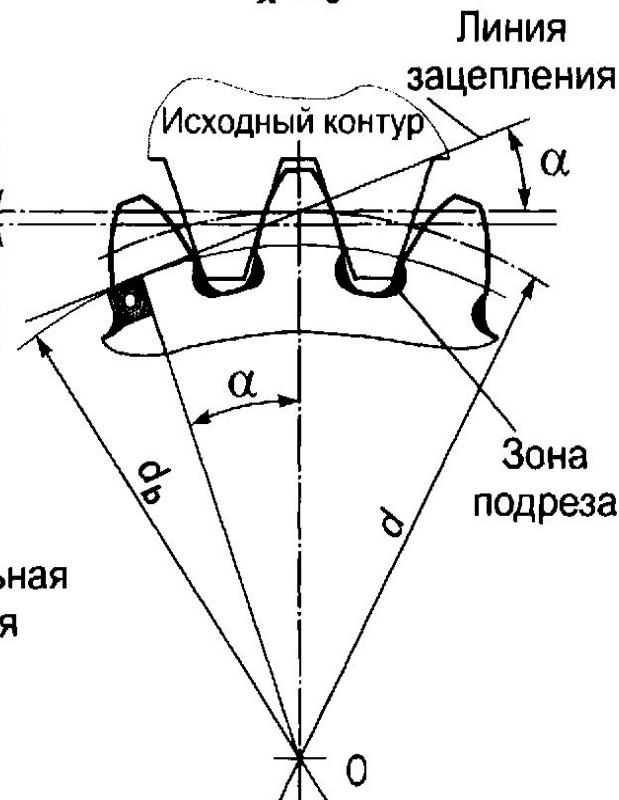
Смещение отсутствует:

$$x = 0$$



Смещение отрицательное:

$$x < 0$$



m - модуль, мм;

x - коэффициент смещения исходного контура;

d - делительный диаметр зубчатого колеса, мм;

d_b - основной диаметр зубчатого колеса, мм;

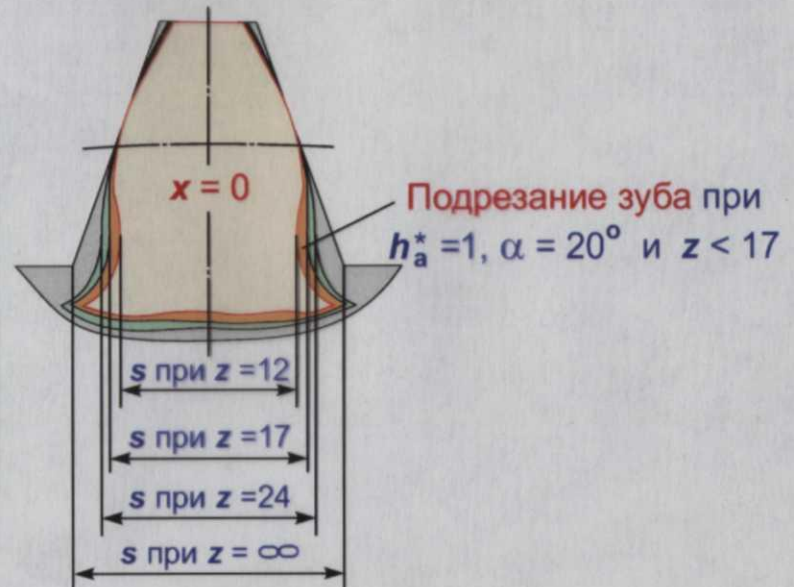
α - угол профиля исходного контура, °.

ПРОФИЛИ ЗУБЬЕВ КОЛЕС С РАЗЛИЧНЫМ ЧИСЛОМ ЗУБЬЕВ

При взаимодействии **эвольвент** за пределами предельной линии зацепления они **пересекаются**. В этом случае у заготовки режущим инструментом срезается часть эвольвенты ниже точки M_t и получается зуб, нарезанный **с подрезанием**.

Подрезание недопустимо:

- **срезается** часть **эвольвенты**
- и **нарушается кинематика** зацепления,
- **ослабляется зуб** в наиболее опасном сечении.



ПОДРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ

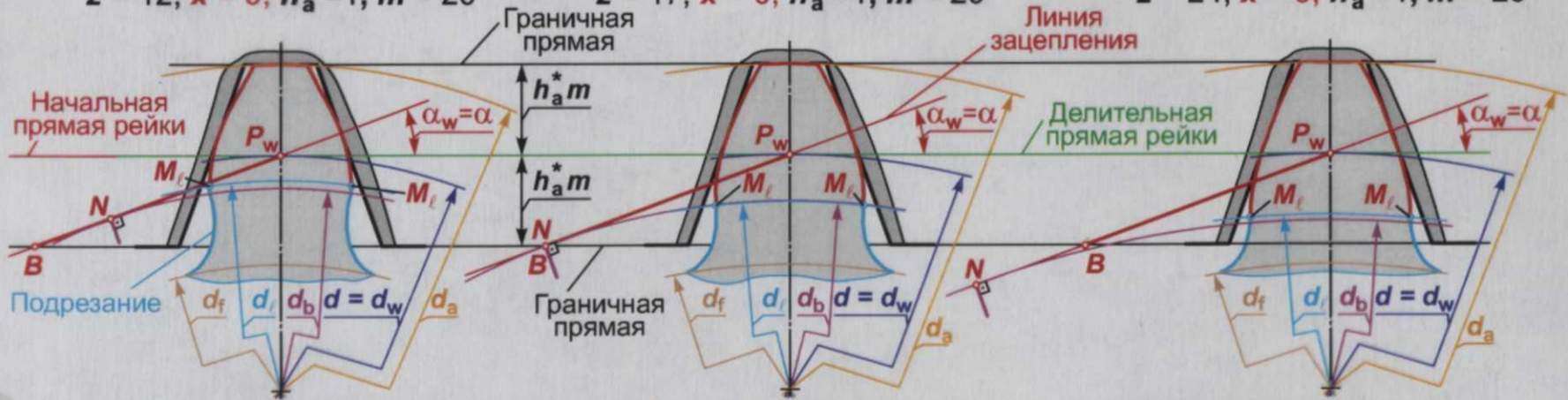
Зубья нарезаны с подрезанием

$z = 12, x = 0, h_a^* = 1, m = 20$

Зубья свободны от подрезания

$z = 17, x = 0, h_a^* = 1, m = 20$

$z = 24, x = 0, h_a^* = 1, m = 20$



ВЛИЯНИЕ СМЕЩЕНИЯ НА КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

