

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.

1. Классификация зубчатых передач:

- по расположению осей валов (с параллельными, пересекающимися, скрещивающимися осями и соосные);
- по взаимному расположению колес (с внешним и внутренним зацеплением);
- по форме поверхности, на которой нарезаны зубья (цилиндрические, конические);
- по расположению зубьев, относительно образующей колеса (прямозубые, косозубые, шевронные, с криволинейными зубьями);

ВИДЫ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ



прямозубые



косозубые



шевроновые



с внутренними зубьями

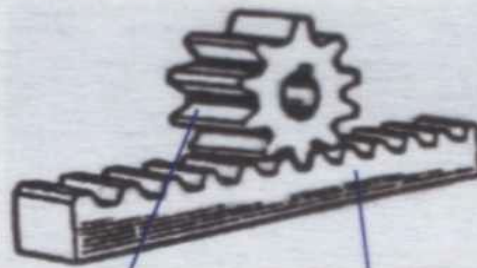
Цилиндрические



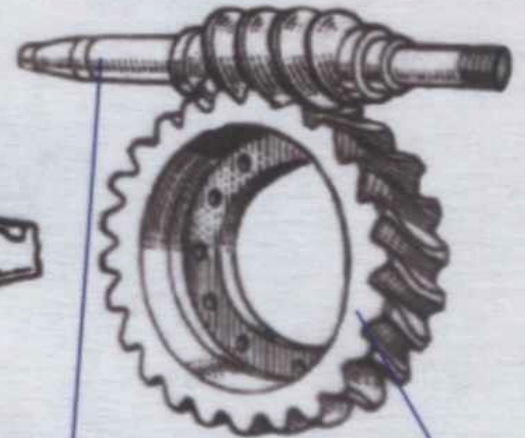
Конические
прямозубые



с круговыми
зубьями



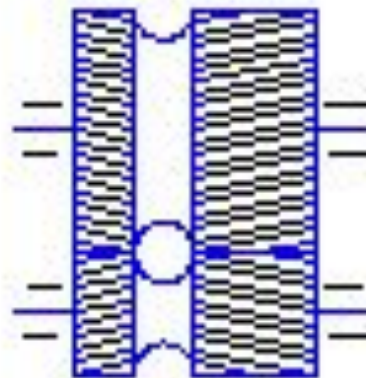
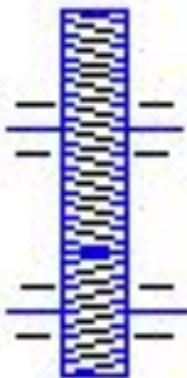
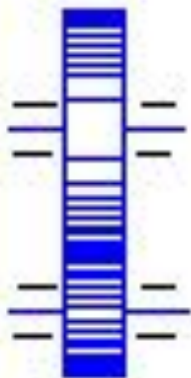
Реечная
шестерня
рейка



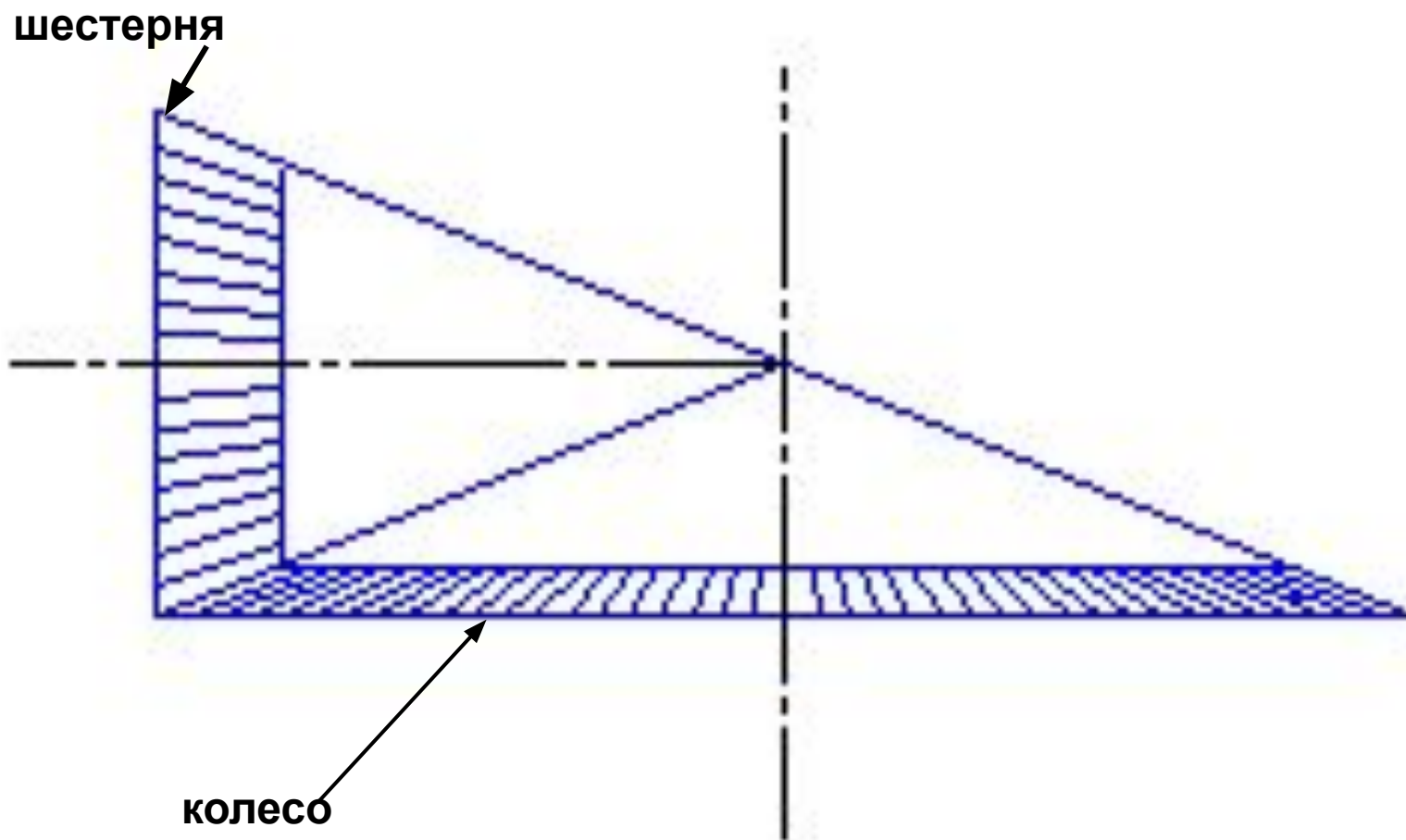
Червячная
червяк
колесо червячное

Классификация (схематическое обозначение) зубчатых передач

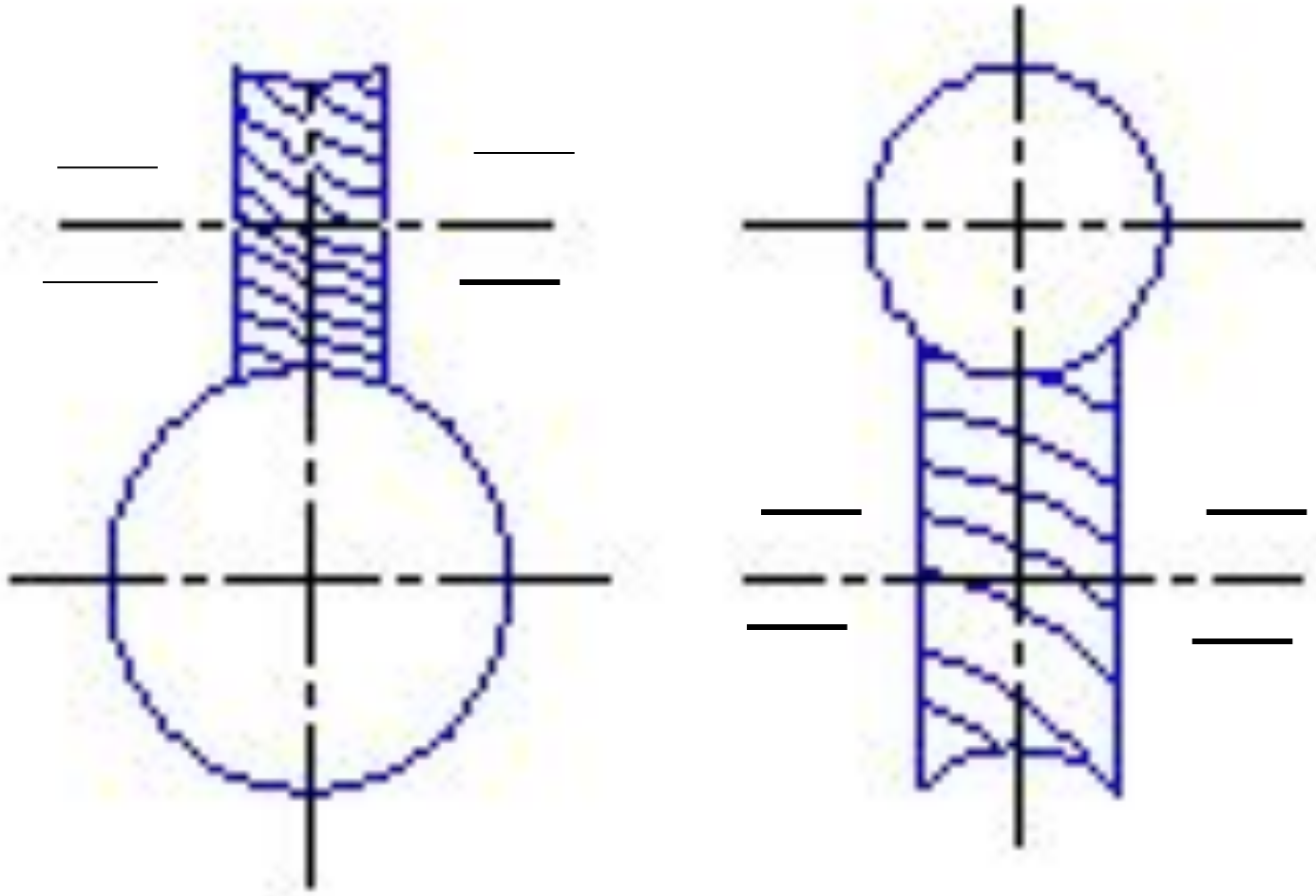
Передатчи с цилиндрическими колесами между параллельными валами.



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



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



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.

2. Классификация зубчатых передач:

- по числу ступеней (одноступенчатые, многоступенчатые);
- по изменению частоты вращения валов (понижающие, повышающие);
- по окружной скорости колес (тихоходные (до 3 м/с); среднескоростные (до 15 м/с); быстроходные (выше 15 м/с));

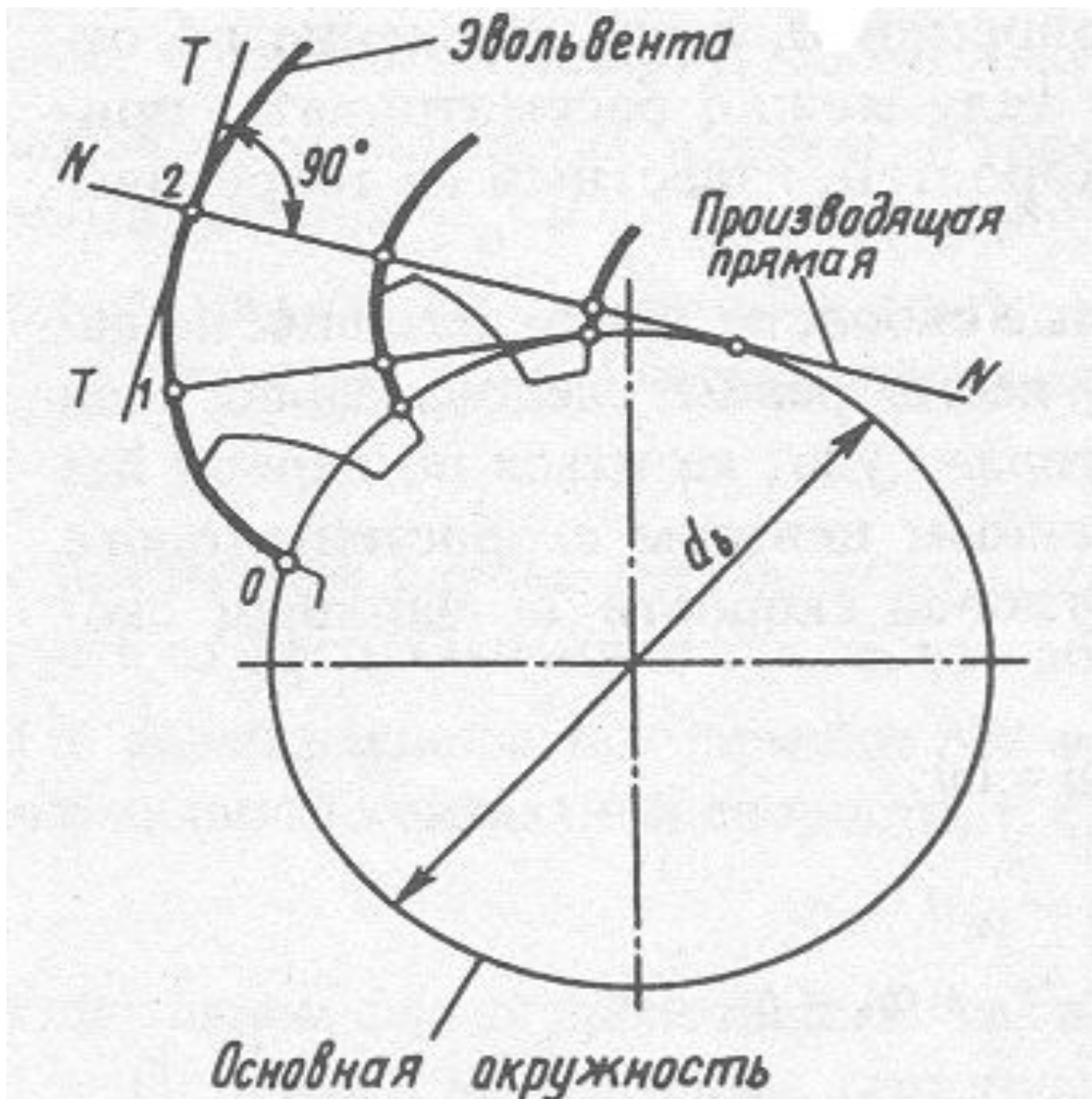
**Классификация зубчатых передач:
по форме профиля зуба**

- эвольвентные,**
- круговые (Новикова),**
- циклоидные.**

Профили зубчатых передач, входящих в зацепление, называются сопряженными (циклоидные, эвольвентные, Новикова). Наиболее применимым из таких профилей является эвольвентный профиль.

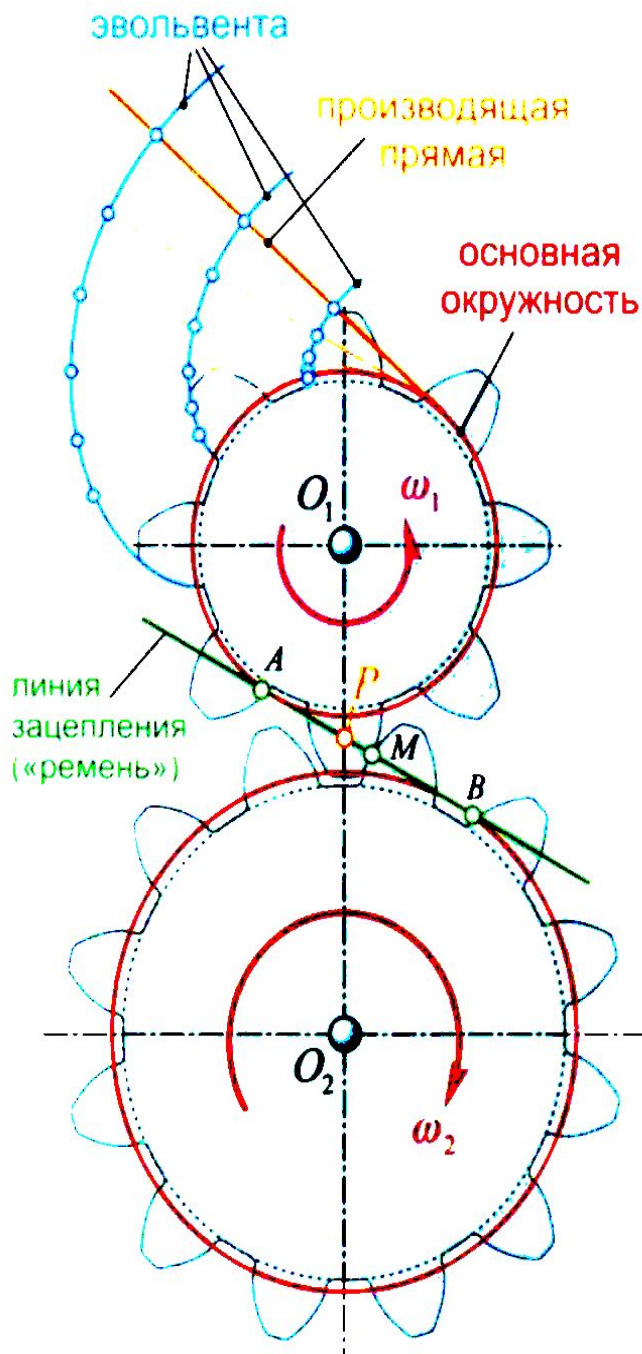
Зубчатые передачи могут быть как понижающими частоту вращения ведомого вала, так и повышающими.

- **Понижающие передачи расположенные внутри корпуса называются редукторами (смотри следующий рисунок),**
- **повышающие – мультипликаторами.**



Достоинства эвольвентного профиля

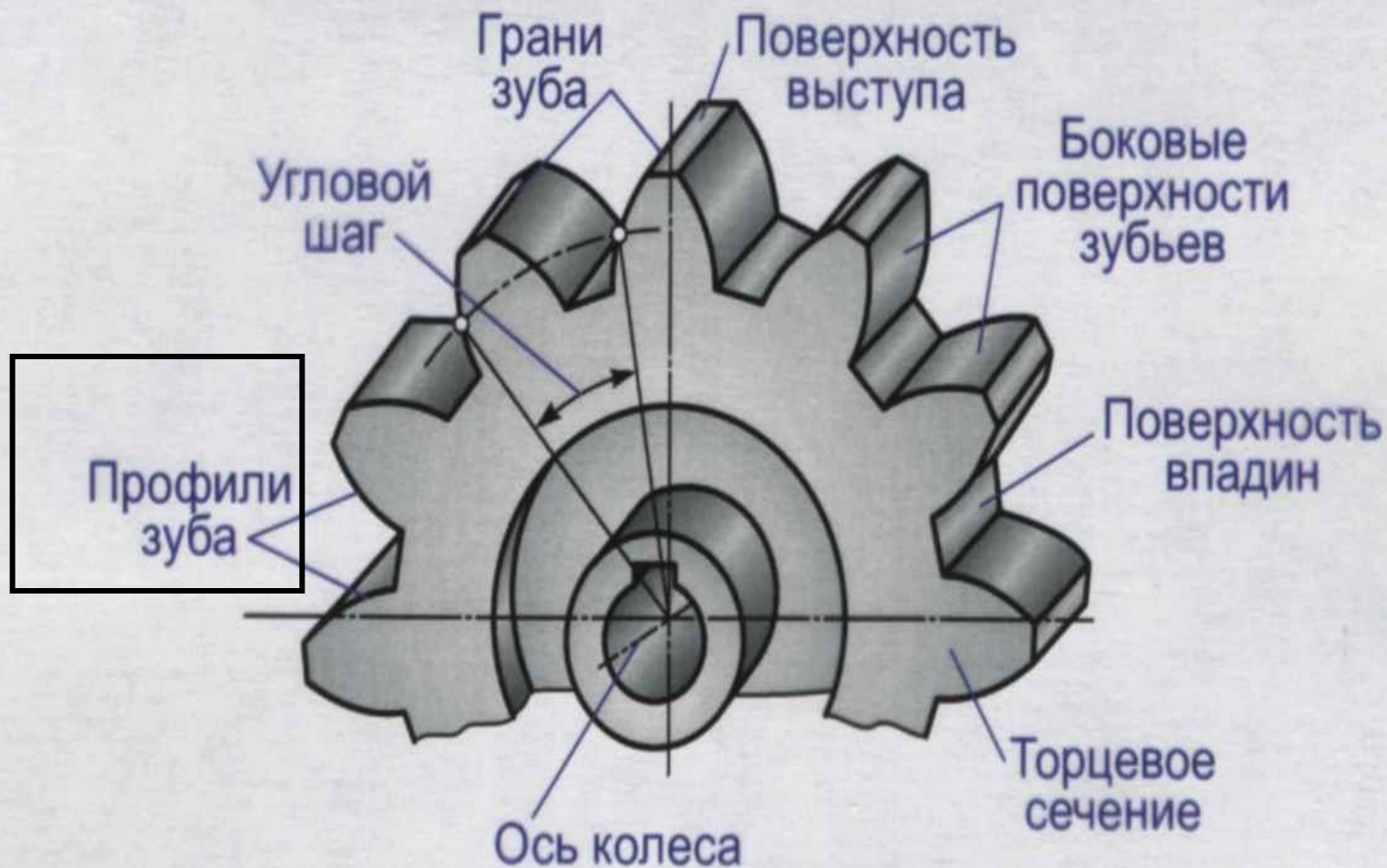
- эвольвентное зацепление нечувствительно к изменению межосевого расстояния и поэтому позволяет монтировать передачи с меньшей точностью
- высокая технологичность при изготовлении зубчатых колес, т.к. эвольвентные профили можно нарезать рейкой с прямой режущей кромкой.
- плавность зацепления (работы).



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.

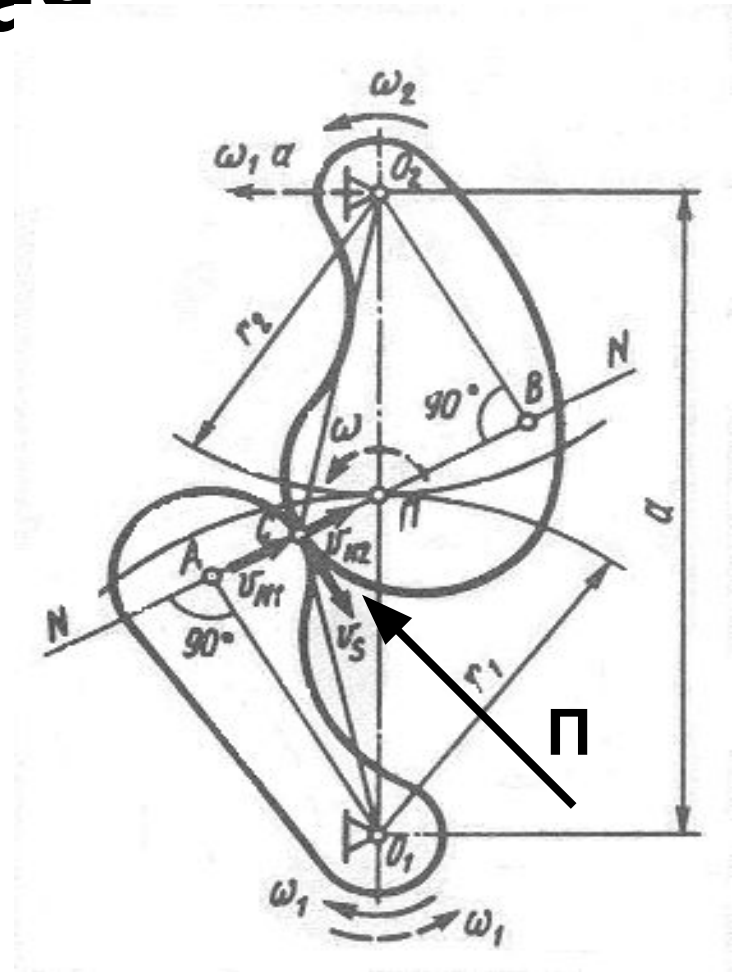
Основное преимущество: **профиль зуба определяется только диаметром того колеса, на котором он нарезается, и не зависит от диаметра зацепляемого**. Поэтому колеса любых соотношений диаметров нарезаются одним и тем же инструментом.

Прямозубое цилиндрическое эвольвентное зубчатое колесо



Элементы теории зацепления передат

Если предположить, 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:

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

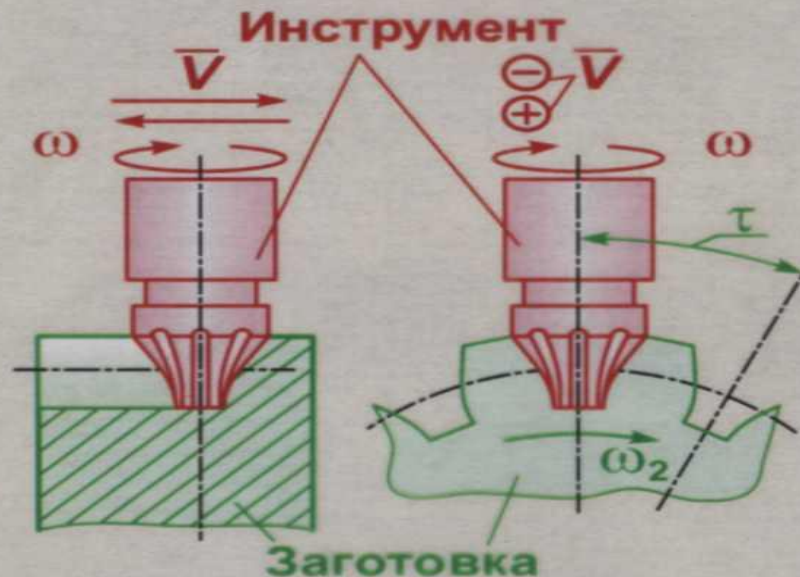
Основная теорема зацепления: общая нормаль к сопряженным профилям, проведенная в точке их касания, делит межосевое расстояние (a) на части, обратно пропорциональные угловым скоростям (ω_1, ω_2) вращения звеньев.

Передаточное отношение ($u_{1/2}$) будет постоянным. Точка Π (полюс зацепления) всегда остается на прямой, соединяющей центры звеньев (N-N).

МЕТОДЫ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

МЕТОД КОПИРОВАНИЯ

ИЗВЕСТНЫЙ
метод



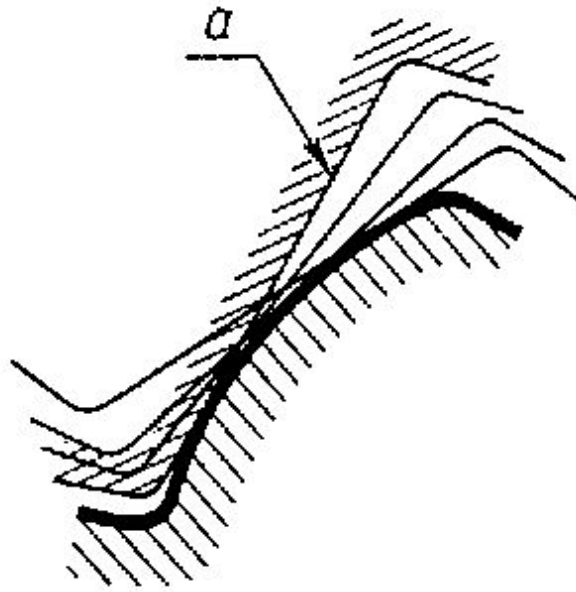
НЕДОСТАТКИ

1. Огромная наменклатура режущего инструмента (равна сочетанию числа зубьев и модуля).
2. Принципиальная неточность нарезания зубьев (использование универсального комплекта фрез).
3. Нетехнологичность инструмента, малая производительность.

ДОСТОИНСТВА

Возможность нарезания зубьев на универсальном фрезерном оборудовании.

Нарезания зубьев методом обкатки



Положения зуба рейки при
нарезании методом обкатки
а - рейка

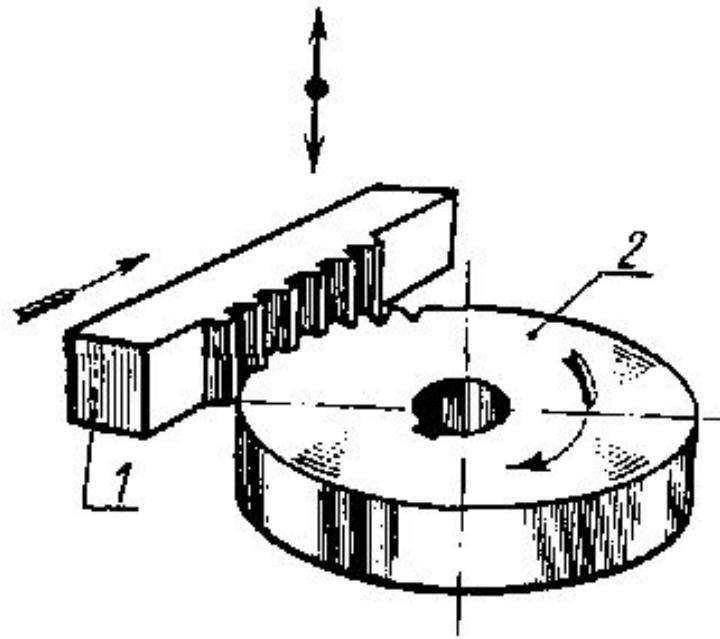
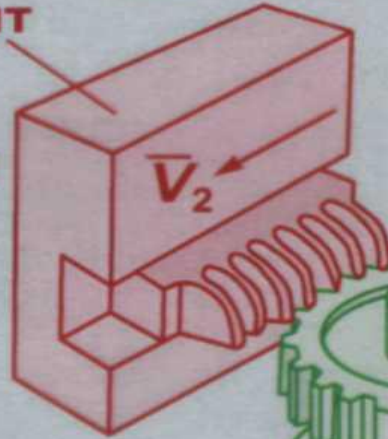
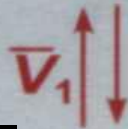


Схема нарезания зубьев методом обкатки
1 - рейка

МЕТОД ОБКАТКИ

Инструмент

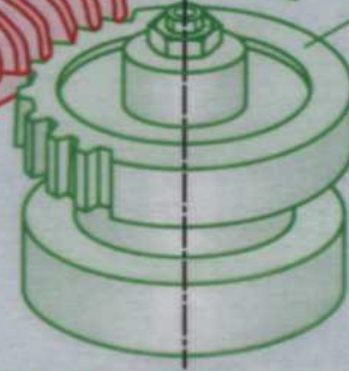
Рабочие
движения



ω

Заготовка

Движение
обкатки



НОВЫЙ метод

ДОСТОИНСТВА

1. Принципиальная точность нарезания зубьев.
2. Резкое сокращение наменклатуры и технологичность инструмента.
3. Высокая производительность.

НЕДОСТАТКИ

Требуется специальное зубонарезное оборудование.



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** .

$$d = mz.$$

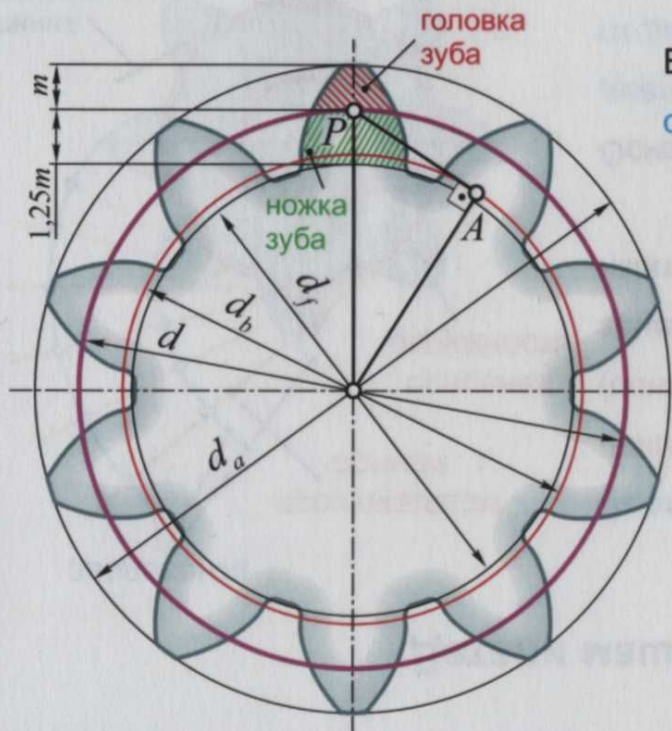
z — число нарезаемых на колесе зубьев;

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.



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

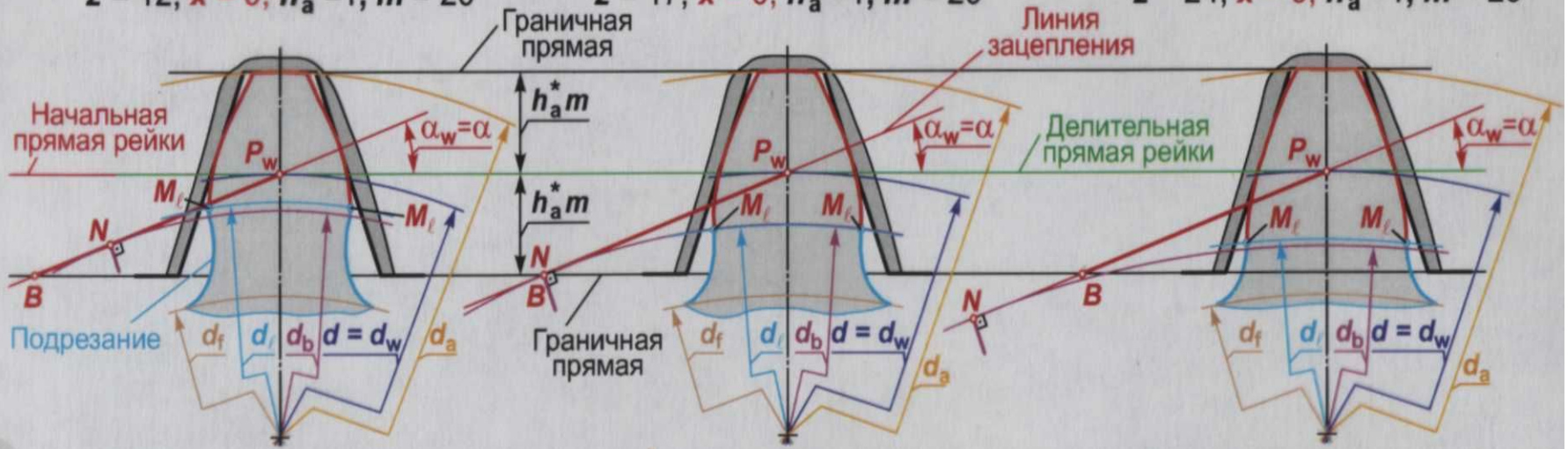
Зубья нарезаны с подрезанием

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

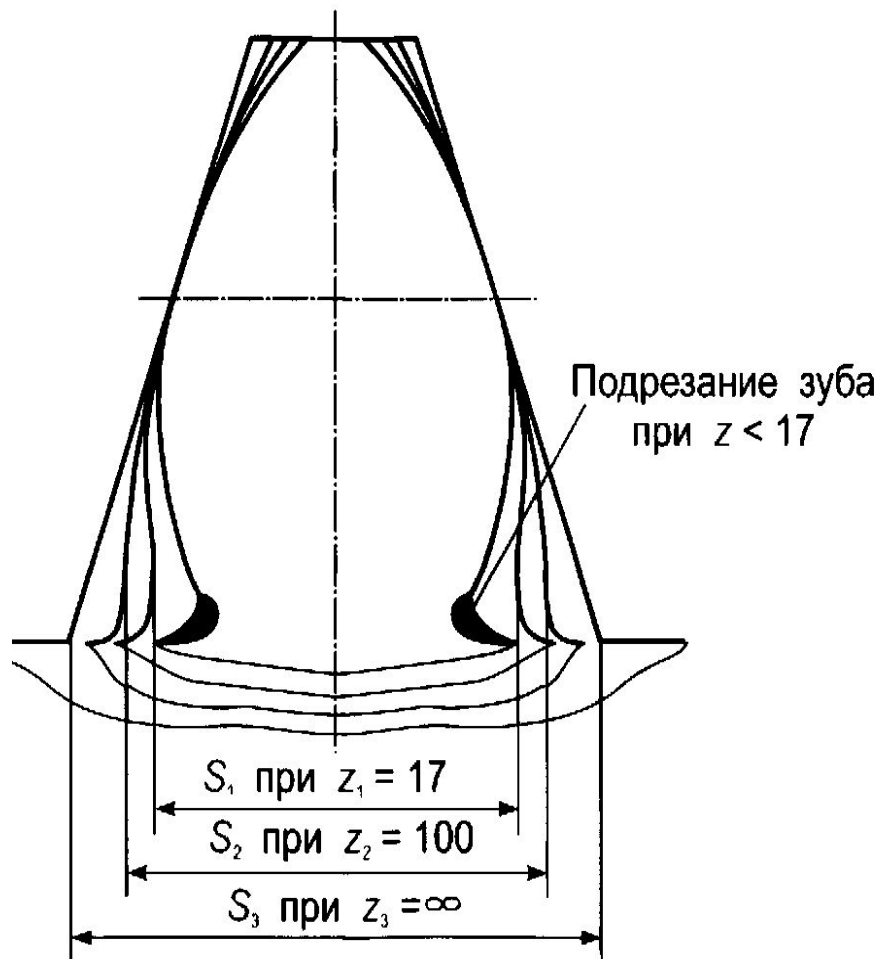
Зубья свободны от подрезания

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

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



ВЛИЯНИЕ 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: $z_1 < z_2$.

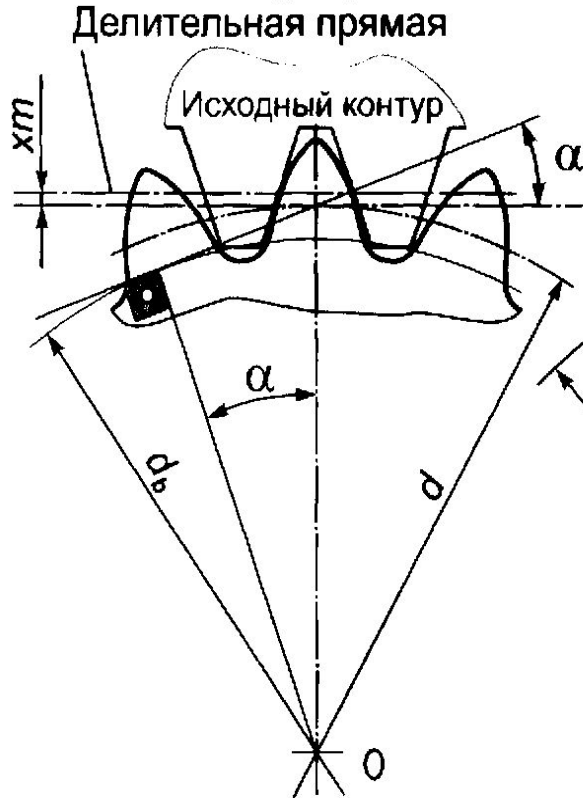
В расчетах на изгибную прочность вводится коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и определяемый отдельно для шестерни и колеса.

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

ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА СО СМЕЩЕНИЕМ ИСХОДНОГО КОНТУРА

Смещение положительное:

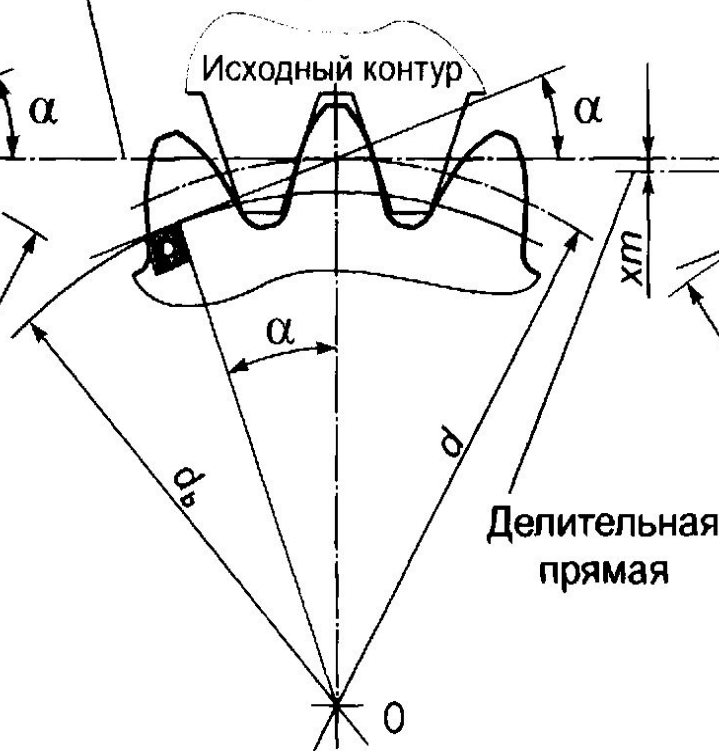
$$x > 0$$



Смещение отсутствует:

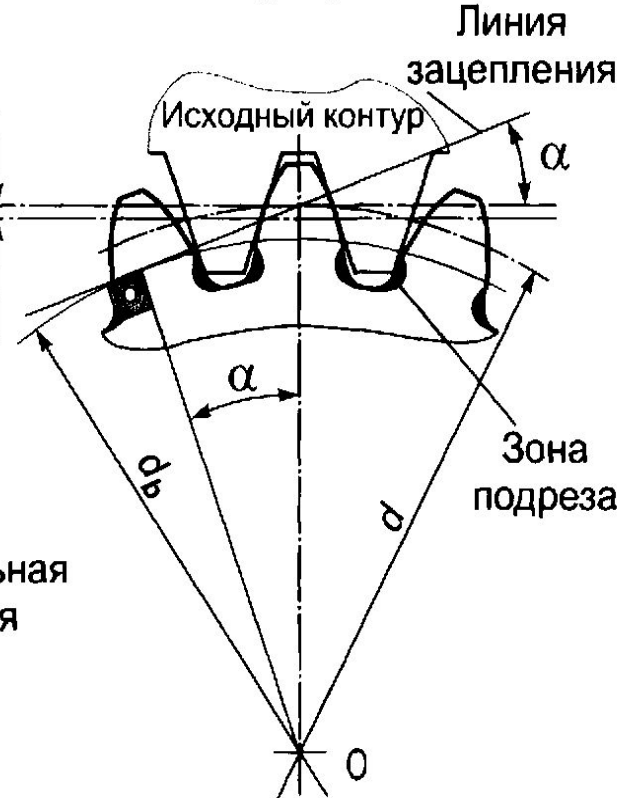
$$x = 0$$

Начальная прямая



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, °.