

ЛЕКЦИЯ 3

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ





Зубчатая передача - трехзвенный механизм, включающий два подвижных звена, взаимодействующих между собой через высшую зубчатую кинематическую пару и образующих с третьим неподвижным звеном низшие (вращательные или поступательные) кинематические пары.

Зубчатые передачи являются средствами передачи крутящего момента и определяют скорость вращения машинных валов. Они могут изменять направление оси вращения и менять вращательное движение на линейное движение

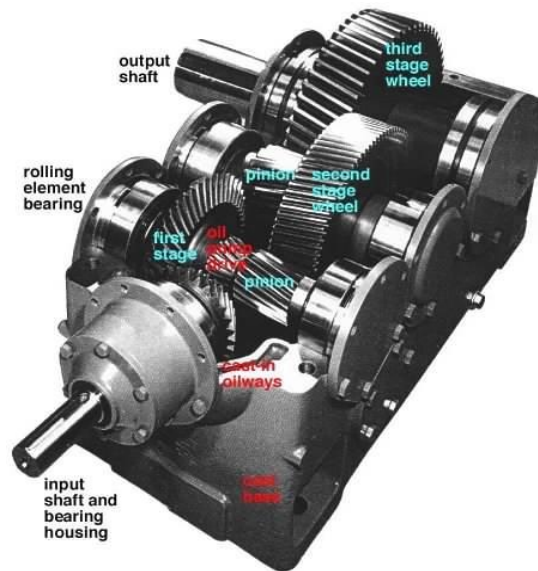
Меньшее зубчатое колесо, участвующее в зацеплении обычно называют **шестерней**, большее – зубчатым колесом, звено зубчатой передачи, совершающее прямолинейное движение, называют **зубчатой рейкой**



Классификация зубчатых передач:

1 По величине передаточного числа:

1.1 с передаточным числом $i \geq 1$ – редуцирующие (редукторы - большинство зубчатых передач);



преобразующее высокую угловую скорость Обычно редуктором называют устройство, преобразующее высокую угловую скорость вращения входного вала в более низкую на выходном валу, повышая при этом вращающий момент Обычно редуктором называют устройство, преобразующее высокую угловую скорость вращения входного вала в более низкую на выходном валу, повышая при этом вращающий момент, такой редуктор обычно называют демультипликатором Обычно редуктором называют устройство, преобразующее высокую угловую скорость вращения входного вала в более низкую на выходном валу, повышая при этом вращающий момент, такой редуктор обычно называют демумльтипликатором, а редуктор, который преобразует низкую угловую скорость в более высокую обычно называют мультипликатором.

1.2 с передаточным числом $u < 1$ –
мультиплицирующие (мультипликаторы).

2. По взаимному расположению валов:
2.1 с параллельными валами



**ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
ПРЯМОЗУБЫМИ
КОЛЕСАМИ**



**КОСОЗУБЫМИ
КОЛЕСАМИ**



**ВНУТРЕННЕЕ
ЗАЦЕПЛЕНИЕ**



РЕЕЧНАЯ

2.2. с пересекающимися осями валов - конические зубчатые передачи (конические передачи с углом 90° между осями валов называют ортогональными)



КОНИЧЕСКИЕ

ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ



КРИВОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ



ЦИЛИНДРО - КОНИЧЕСКАЯ



2.3 с перекрещивающимися осями валов - червячные, винтовые, гипоидные



ВИНТОВАЯ

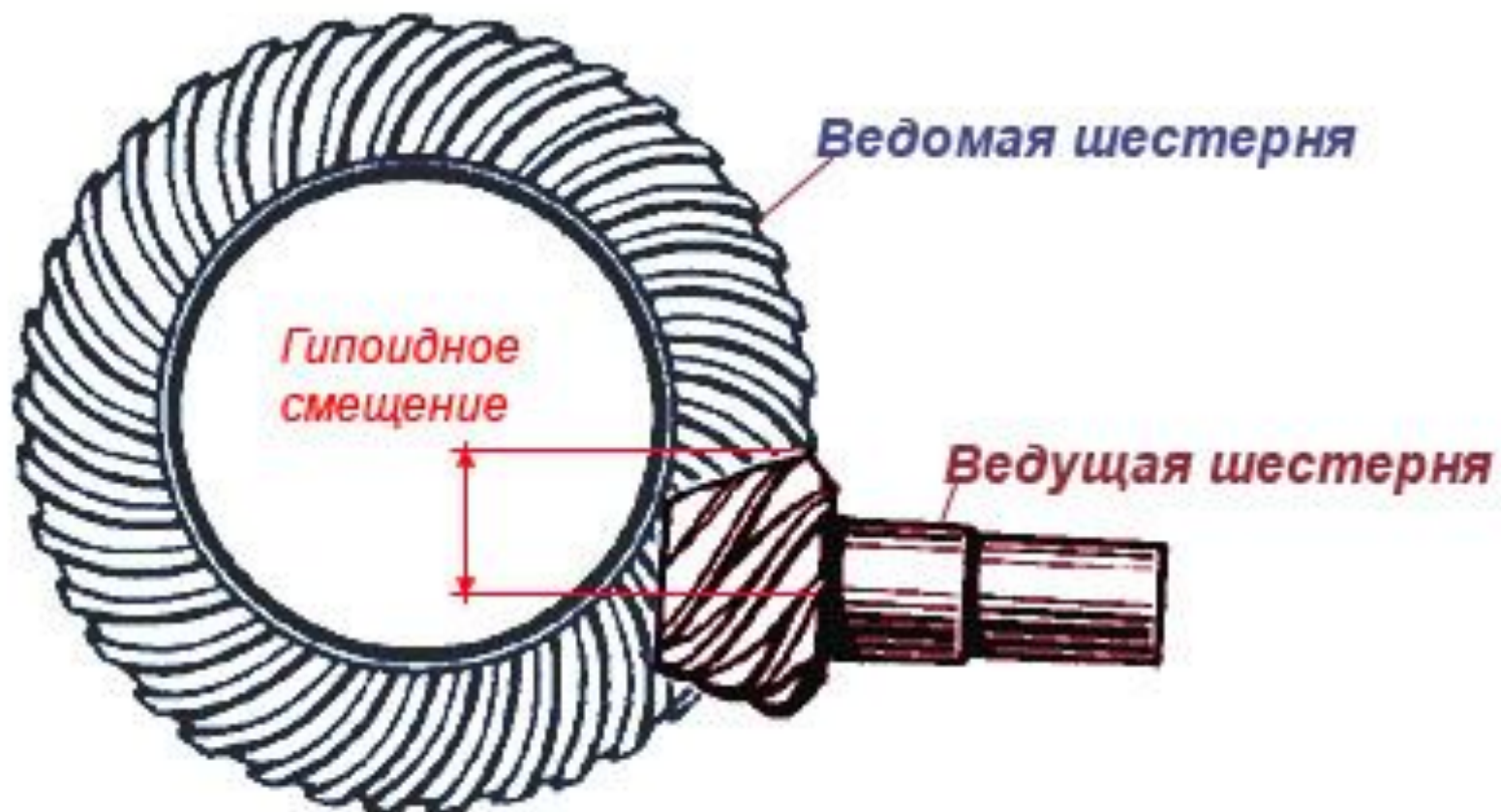


ЧЕРВЯЧНАЯ



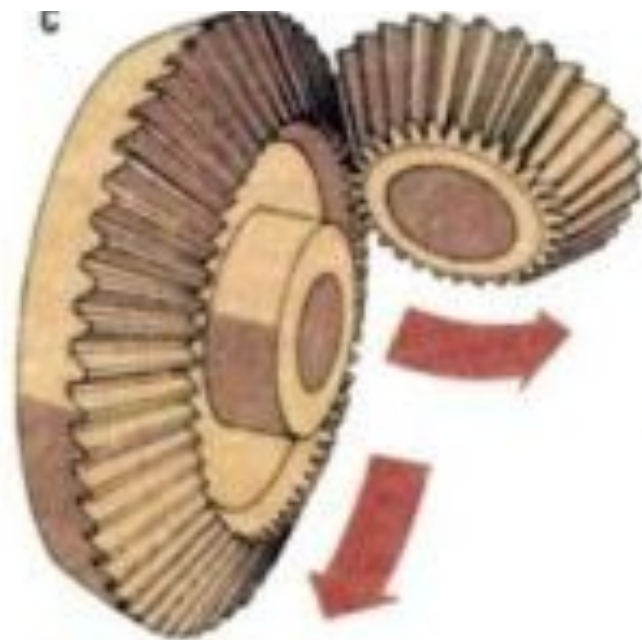
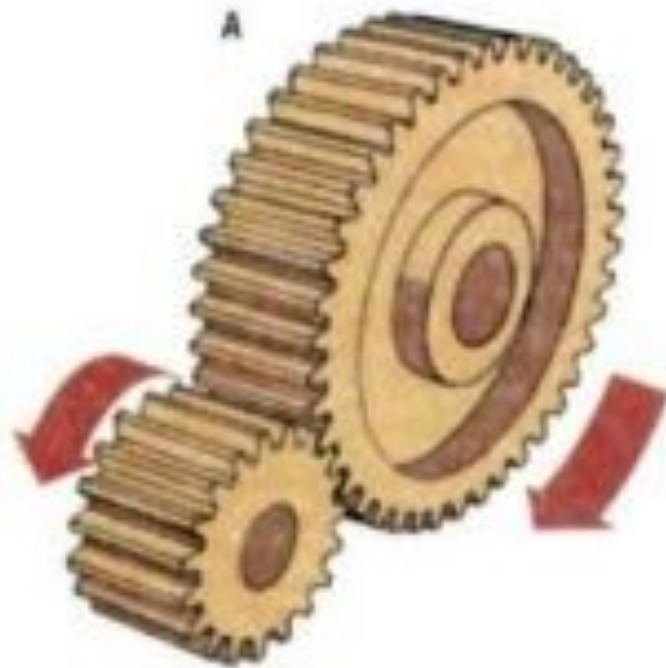
ГИПОИДНАЯ

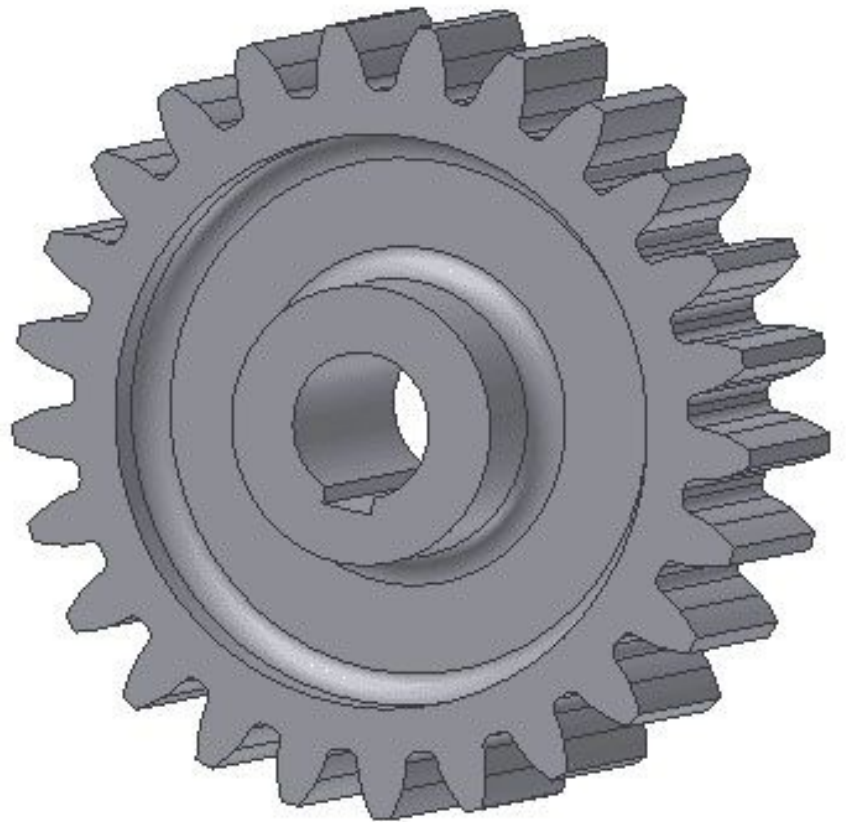
Гипоидная передача



3 По расположению зубьев относительно образующей поверхности колеса:

3.1 прямозубые - продольная ось зуба параллельна образующей поверхности колеса





3.2 косозубые - продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса



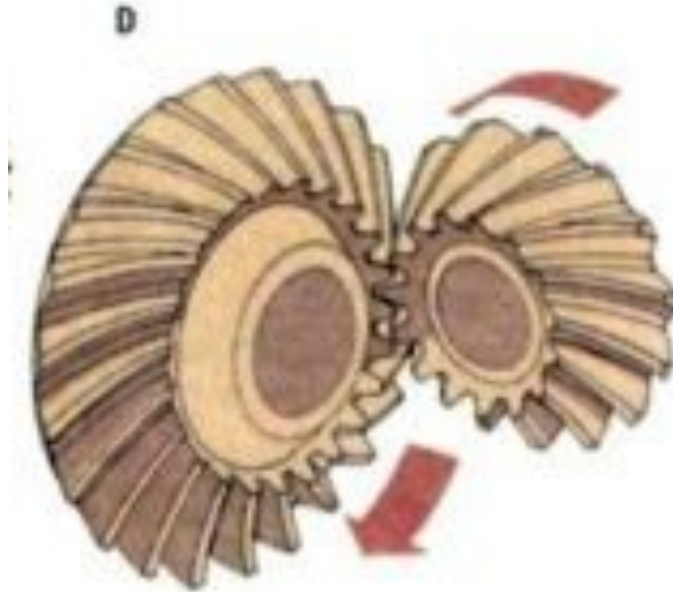


3.3 шевронные - зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встречным наклоном осей зубьев



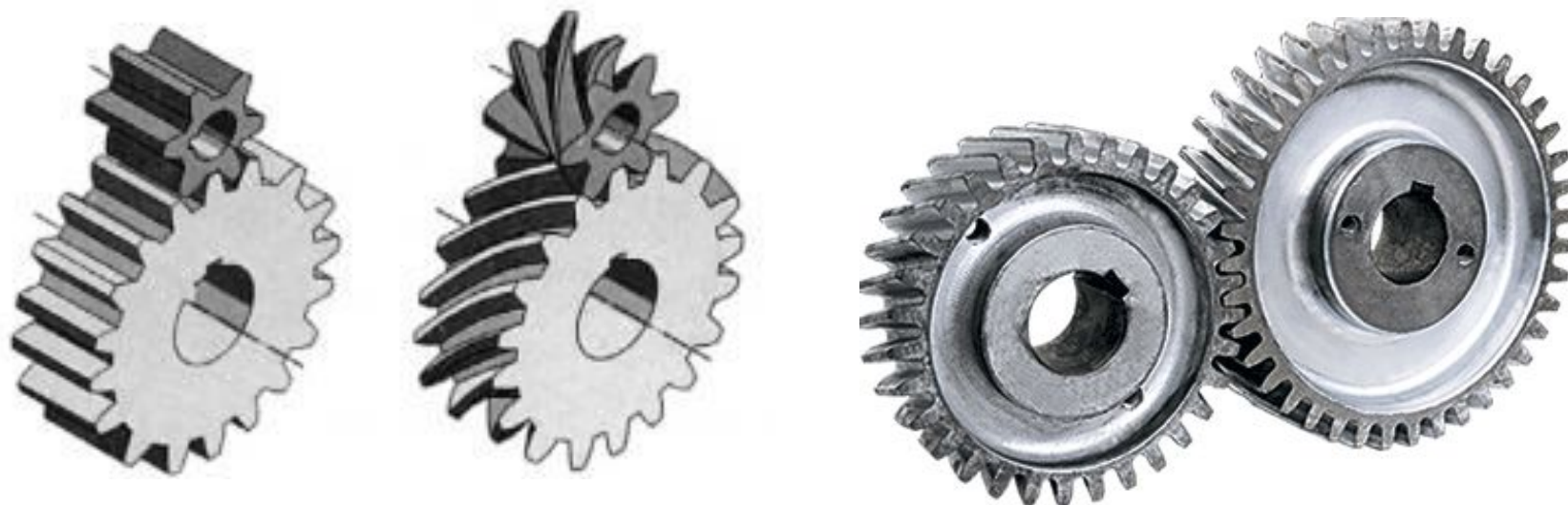


3.4 с круговым зубом (тангенциальные) - ось зуба
выполнена по окружности относительно образующей
поверхности колеса



4 По форме зацепляющихся звеньев:

4.1 с внешним зацеплением - зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса



4.2 с внутренним зацеплением - зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса



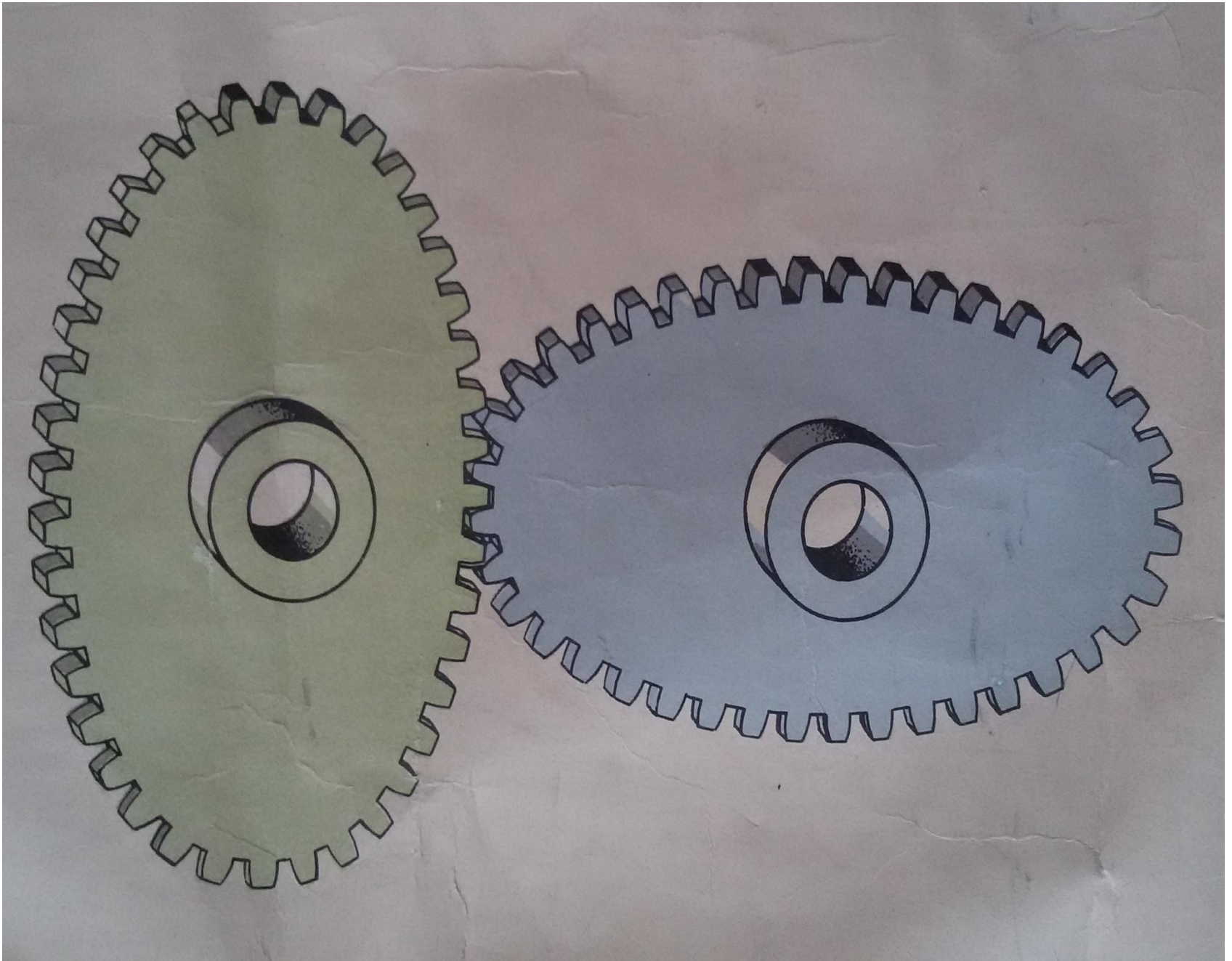
4.3 реечное зацепление - одно из колес заменено прямолинейной зубчатой рейкой



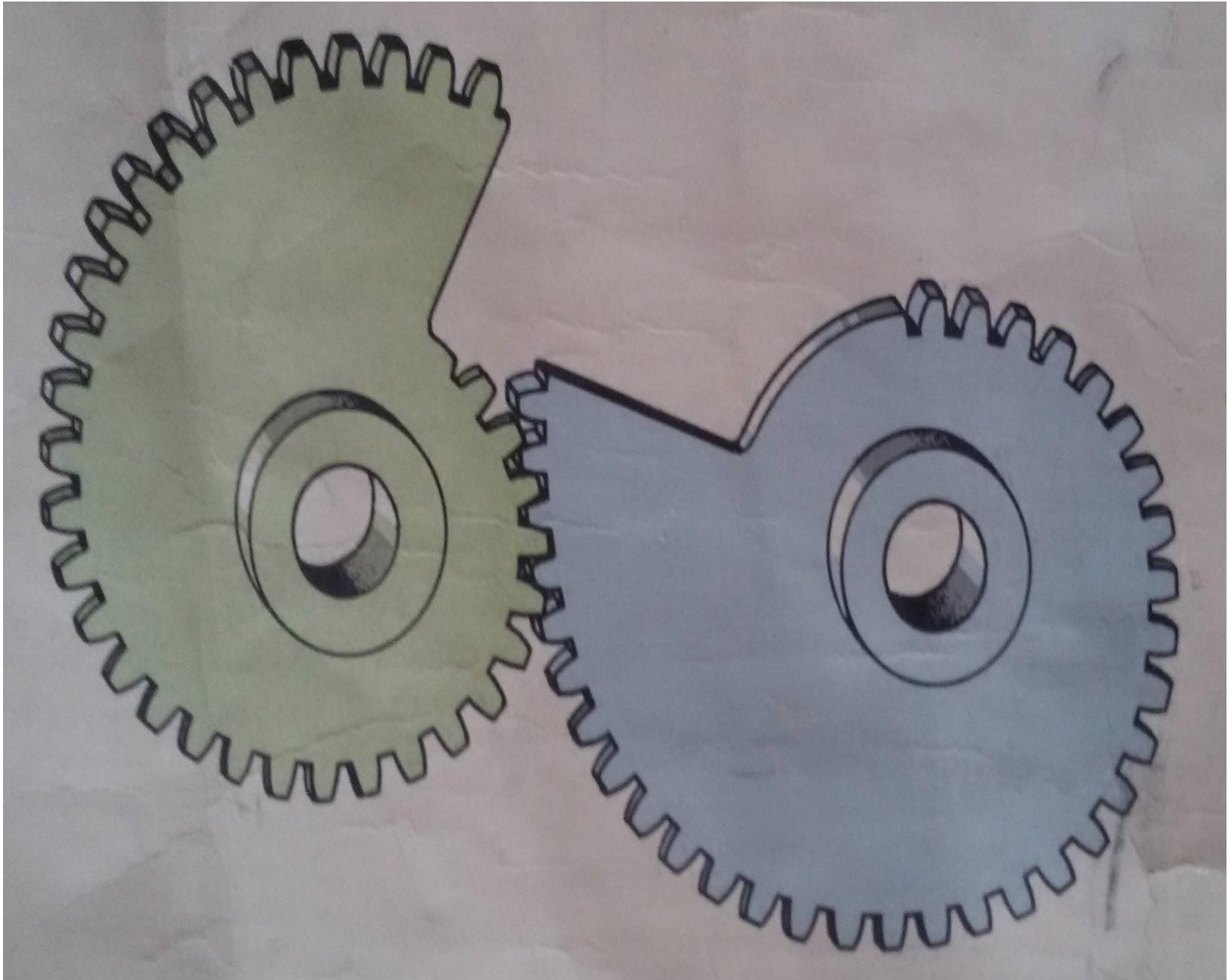


4.4 с некруглыми колесами.

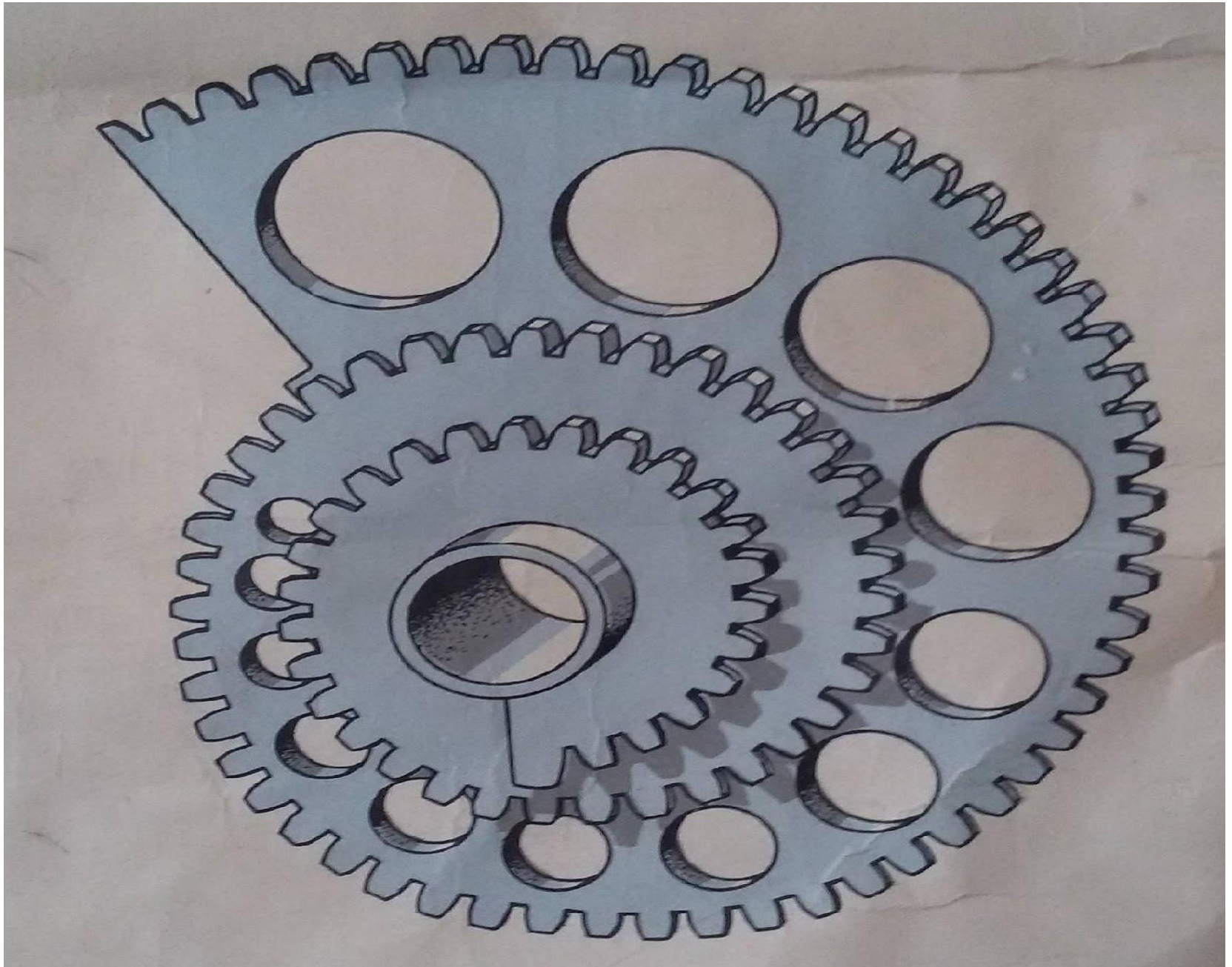
С замкнутыми центроидами



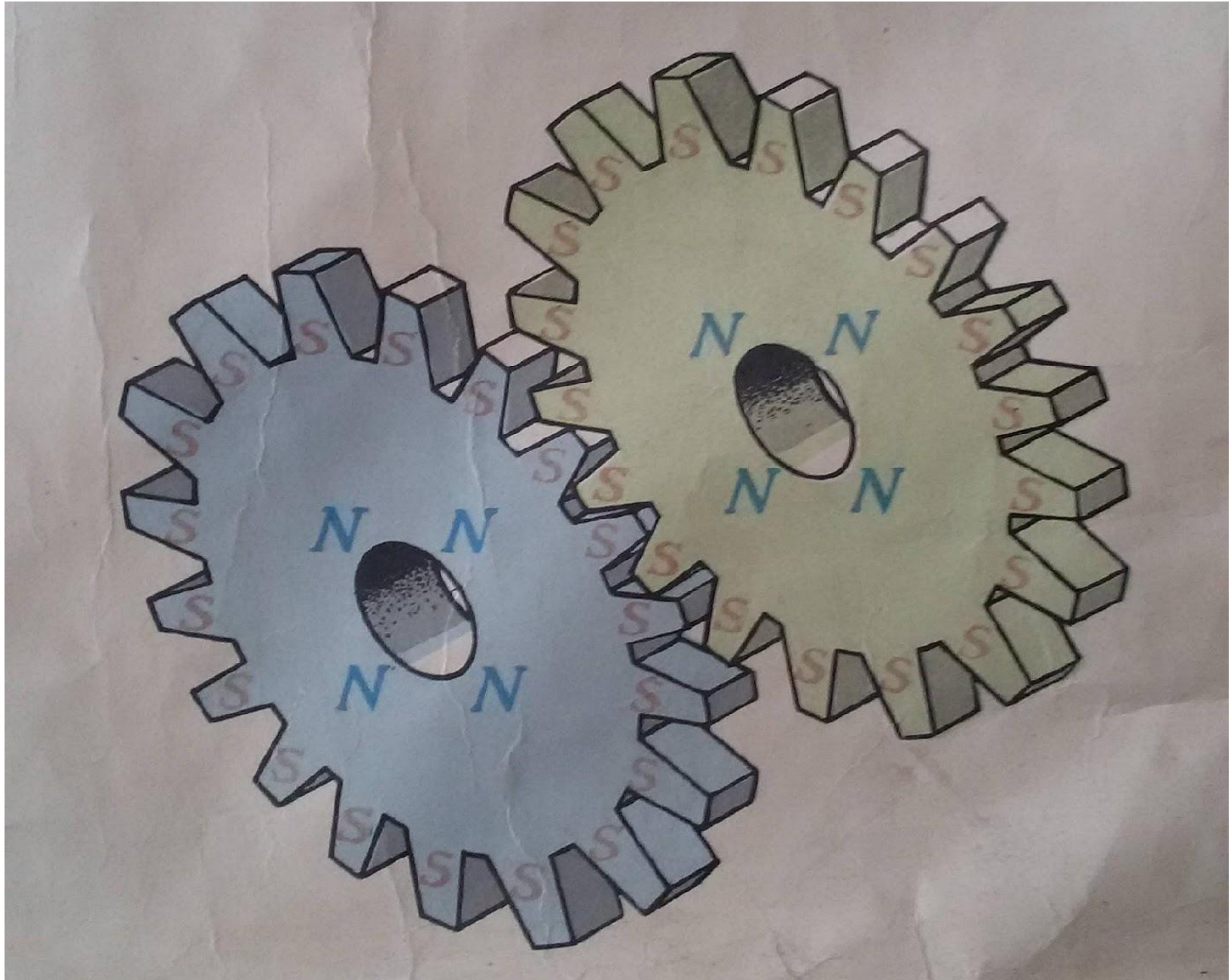
С незамкнутыми центроидами



Многовитковым колесом



Передача без трения



5 По форме рабочего профиля зуба:

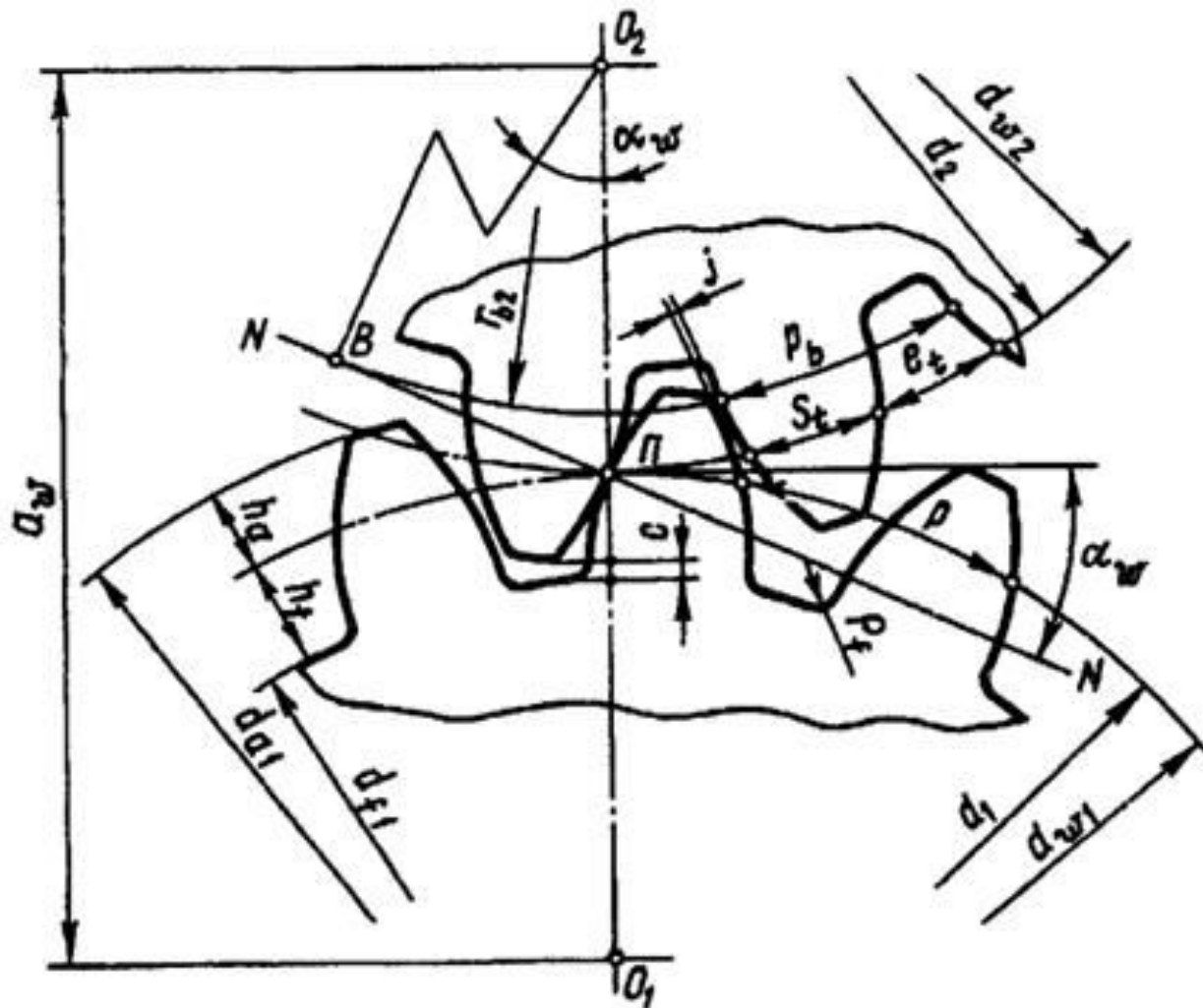
5.1 эвольвентные - рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга (линия описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности);

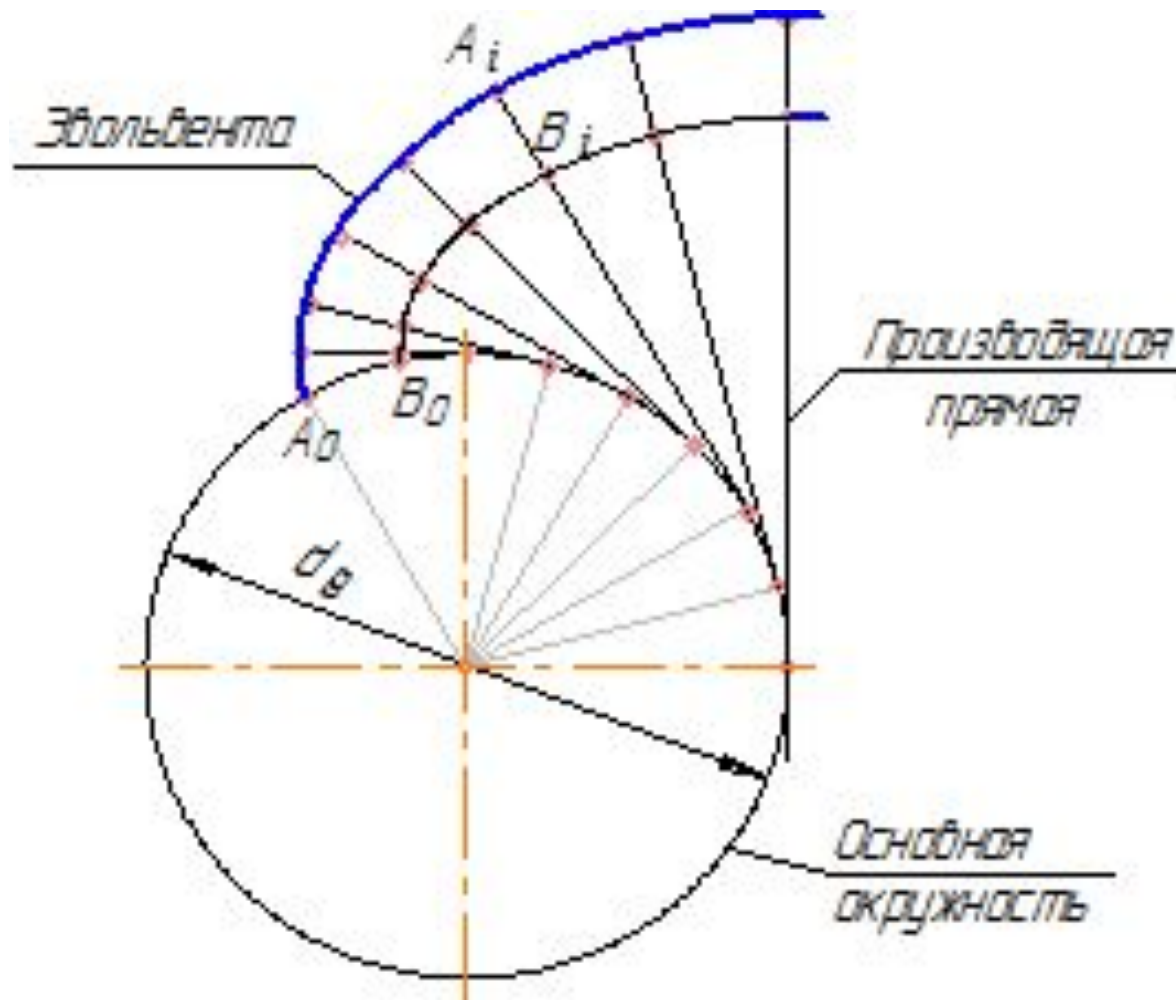
5.2 циклоидальные - рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде (линия описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности);

5.3 цевочное (разновидность циклоидального) – зубья одного из колес, входящих в зацепление, заменены цилиндрическими пальцами – цевками;

5.4 с круговым профилем зуба (зацепление Новикова) – рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.

Эвольвентное зацепление, предложенное Леонардом Эйлером (в 1760 или 65 г.), которое и получило самое широкое распространение в общепромышленной и военной технике.





Эвольвента образуется путем перекатывания производящей прямой без скольжения по основной окружности.

Циклоидальные и цевочные зацепления были известны примерно на 100 лет раньше эвольвентных. Циклоидальное зацепление – это зацепление, в котором боковые рабочие поверхности зубьев сопряженных колес очерчены по циклоиде.

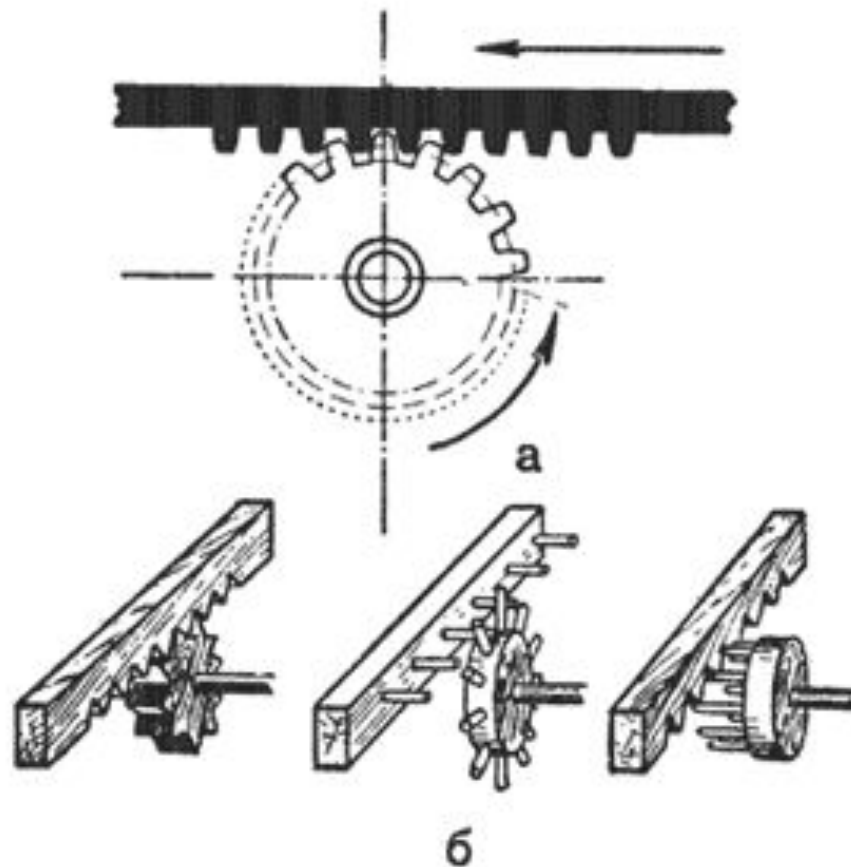
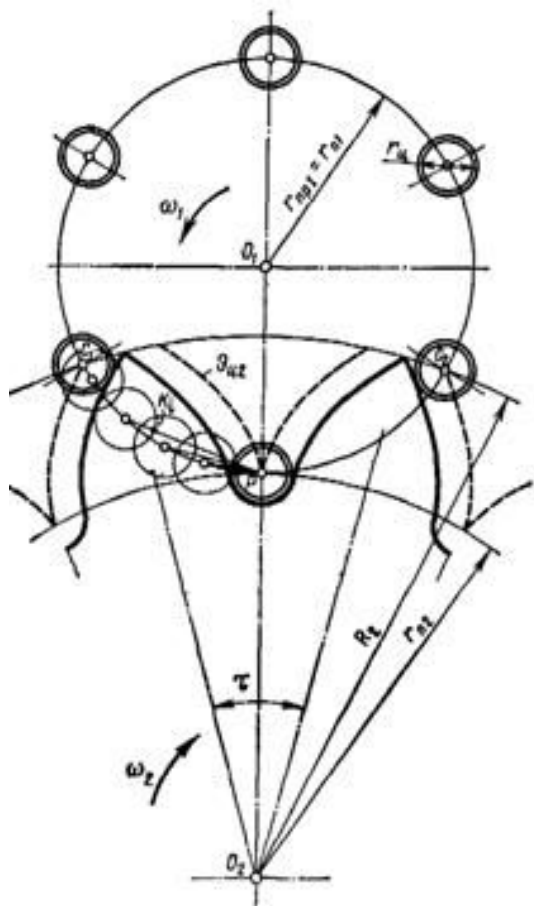
Циклоида - кривая, описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности. При обкатывании производящей окружности по главной окружности с внешней стороны получаем эпициклоиду, а при обкатывании с внутренней стороны – гипоциклоиду. При этом производящая окружность обкатывается по делительной окружности зубчатого колеса, совпадающей в зацеплении с начальной окружностью.

Частным случаем циклоидального зацепления является цевочное зацепление. Цевочное зацепление может быть как внешним, так и внутренним.

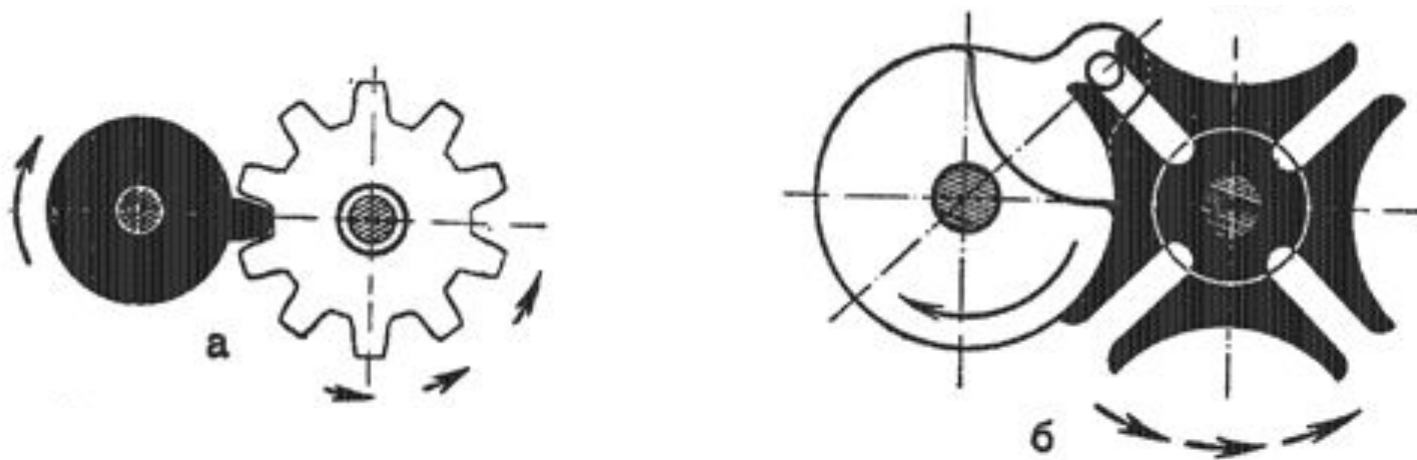
Цевочное зацепление применяется в зубчатых механизмах больших габаритов: в подъемно-транспортных механизмах, в механизмах поворота орудийных башен, в некоторых типах планетарных редукторов.

Во всех этих механизмах цевочным выполняют большее колесо, что позволяет отказаться от крупногабаритных зубофрезерных станков.

Схемы построения цевочного зацепления.

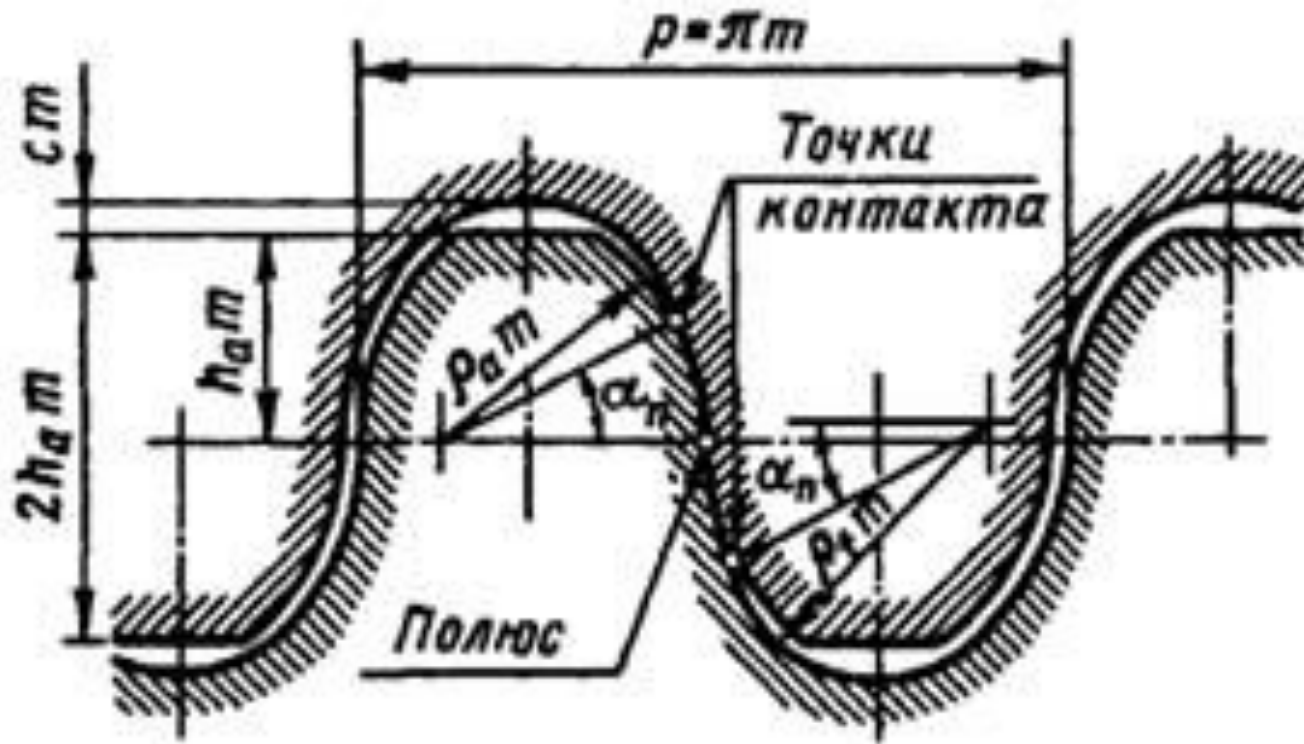


Ведущие шестерни встречаются и с одним зубцом. Такие передачи очень часто применялись в счетных механизмах. Ведущая шестерня имеет один зубец, а ведомая - десять, и, таким образом, за один оборот ведущей шестерни ведомая повернется всего на одну десятую оборота.



а - шестерня с одним зубом, б - мальтийский крест

Исходный контур круговинтовой передачи (Новикова)



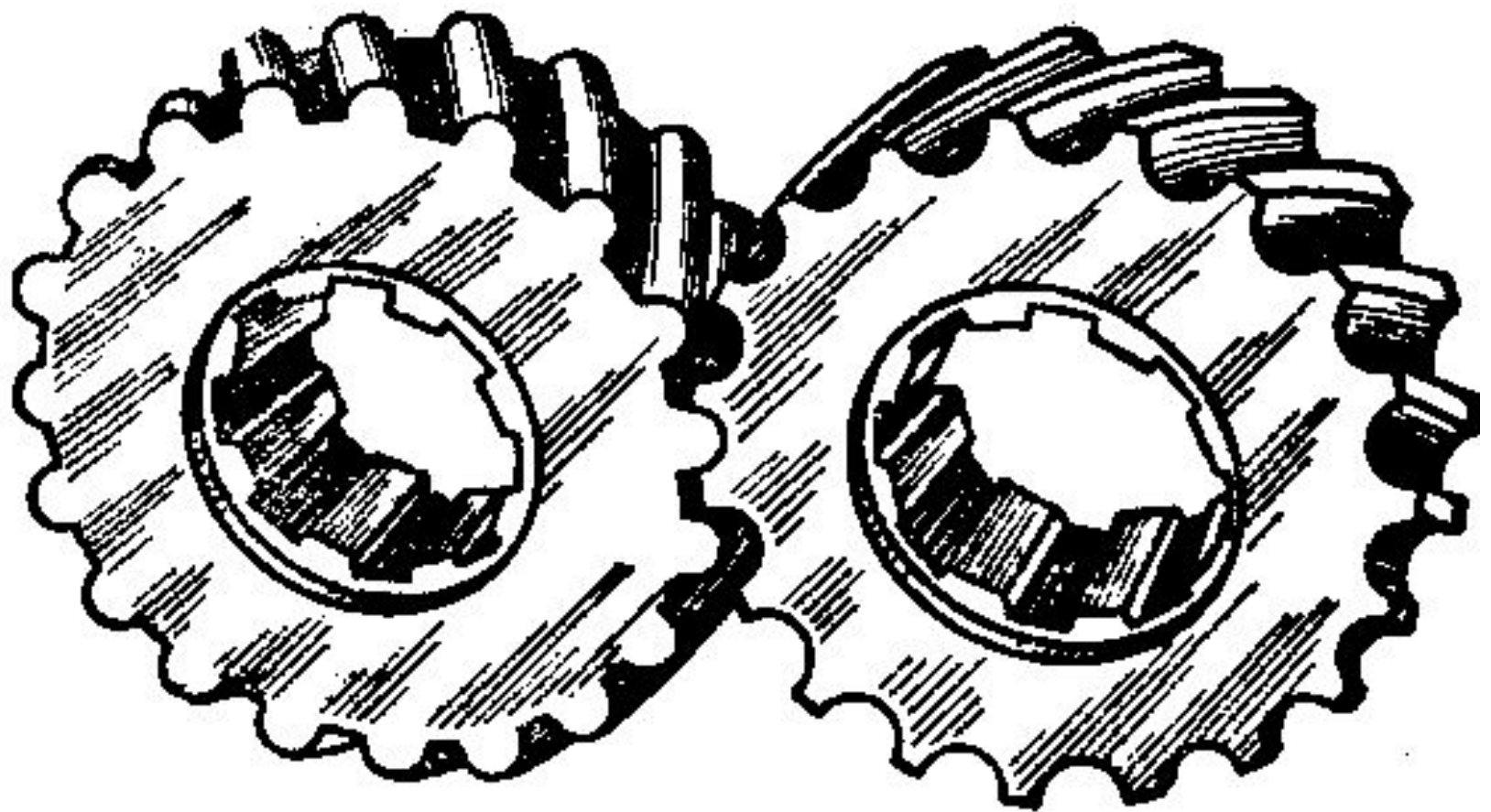
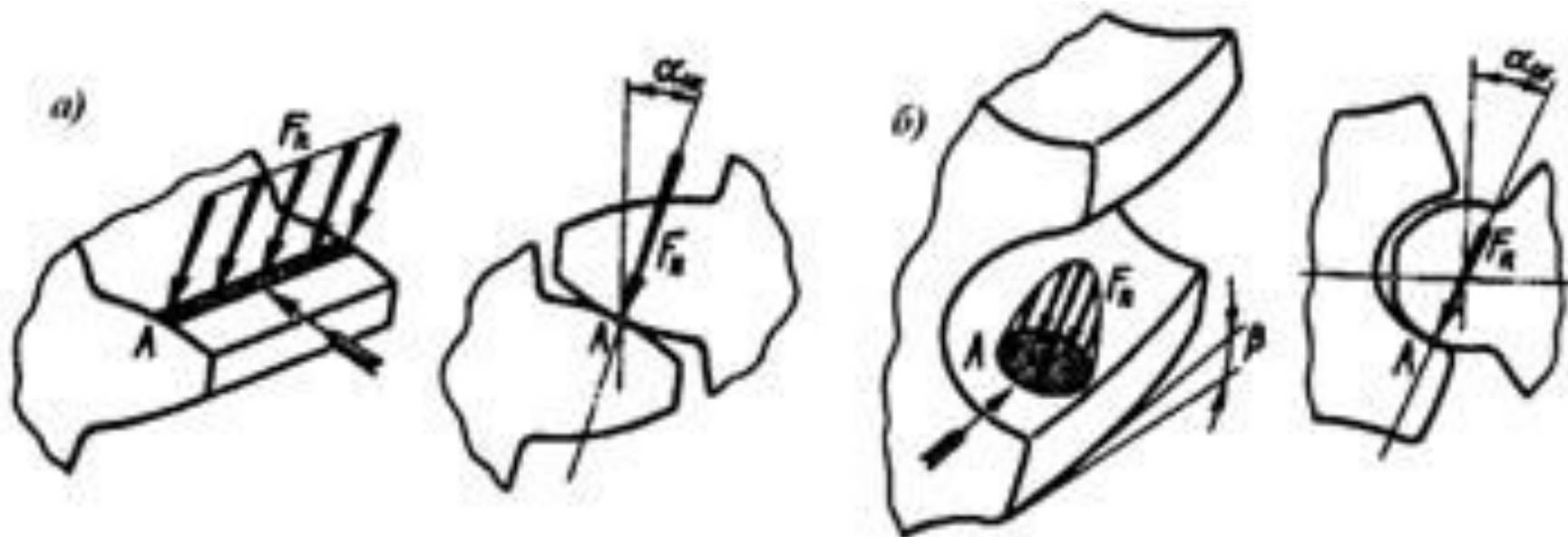


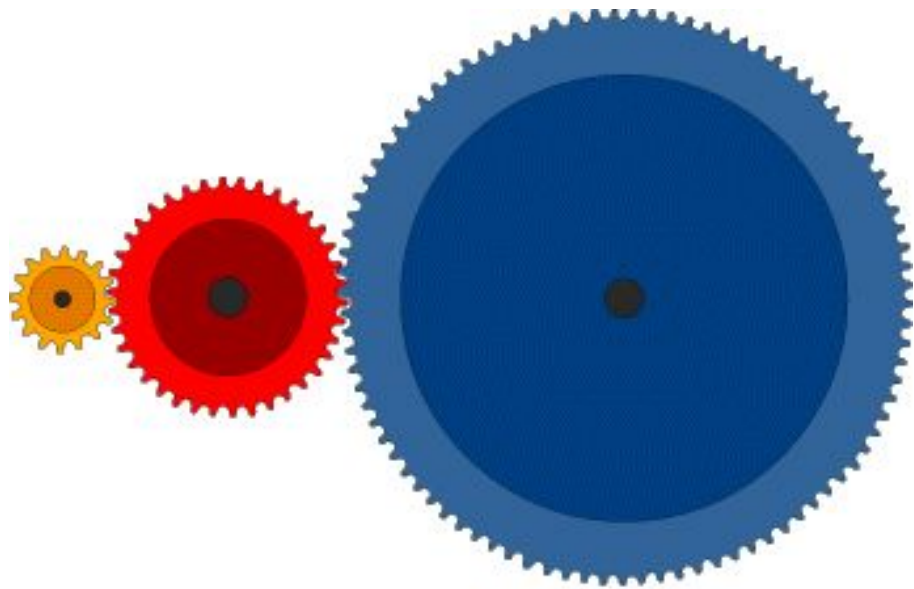
Схема контактного взаимодействия и движения контактной площадки в зубчатом зацеплении:
а) эвольвентном; б) круговинтовом (Новикова).



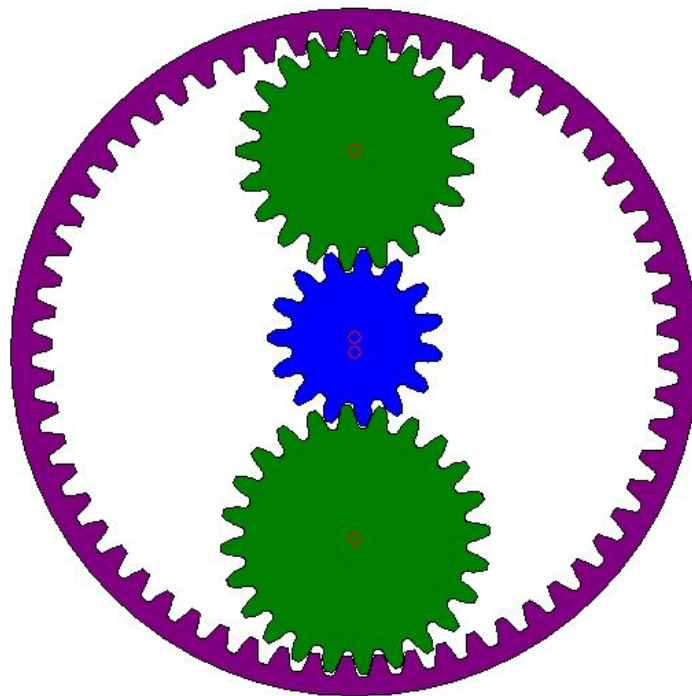
Круговинтовое зацепление можно использовать как в цилиндрических так и в конических зубчатых передачах.

6 По относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес:

6.1 с неподвижными осями колес - рядовые передачи;



6.2 с подвижными осями некоторых колес - планетарные передачи.

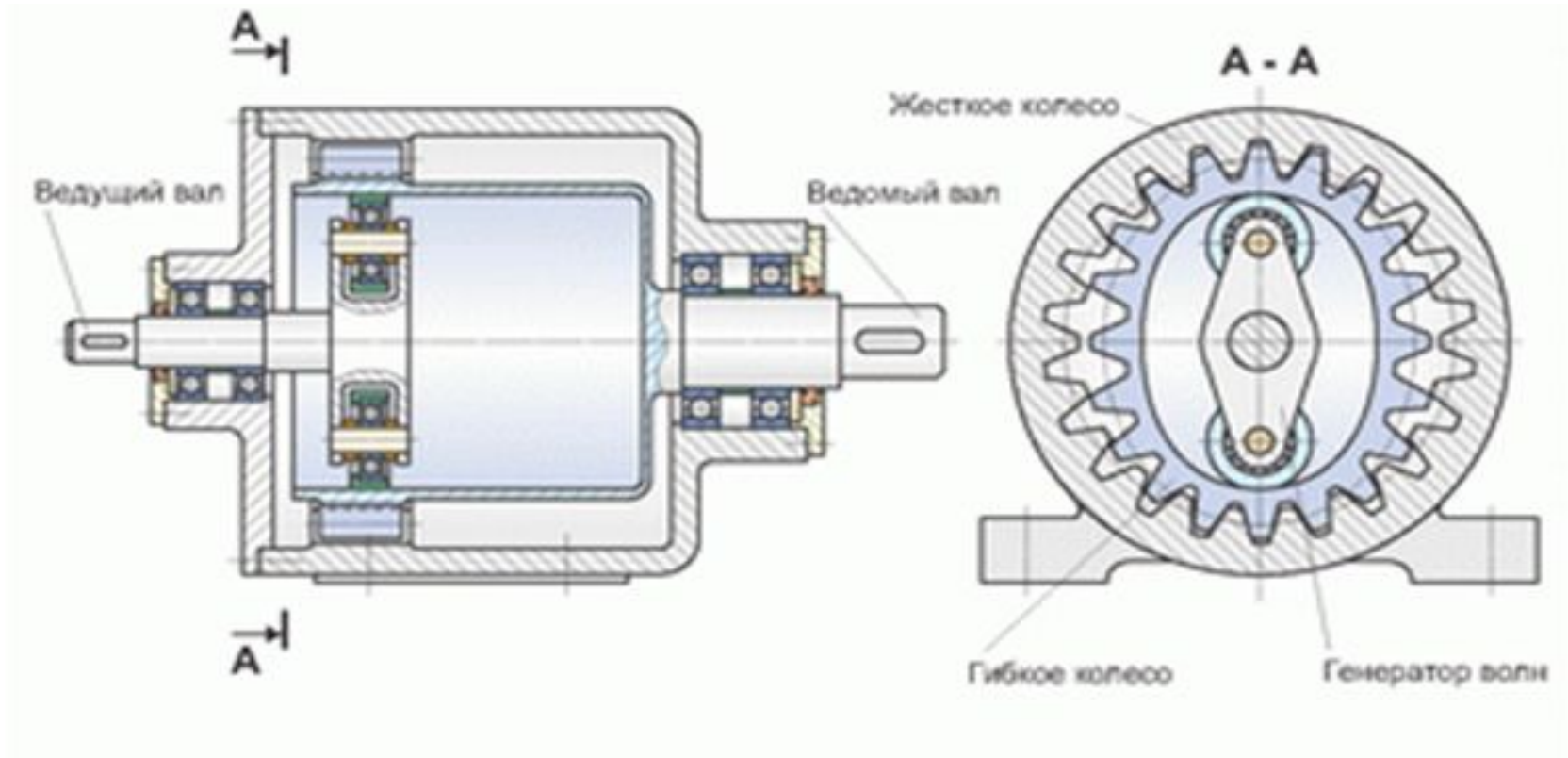


7 По жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление:

7.1 с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом);



7.2 колеса с венцом изменяющейся формы (гибким).



8. По окружной (тангенциальной) скорости зубьев:

8.1. тихоходные ($V_{\text{окр}} < 3$ м/с);

8.2. среднескоростные ($3 < V_{\text{окр}} < 15$ м/с);

8.3. быстроходные ($V_{\text{окр}} > 15$ м/с).

9. По конструктивному исполнению:

9.1. открытые (бескорпусные);

9.2. закрытые (корпусные).

Достоинства зубчатых передач:

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.
2. Большой ресурс.
3. Малые габариты.
4. Высокий КПД.
5. Относительно малые нагрузки на валы и подшипники.
6. Постоянство передаточного числа.
7. Простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

1. Сложность изготовления и ремонта (необходимо высокоточное специализированное оборудование).
2. Относительно высокий уровень шума, особенно на больших скоростях.
3. Нерациональное использование зубьев – в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс.

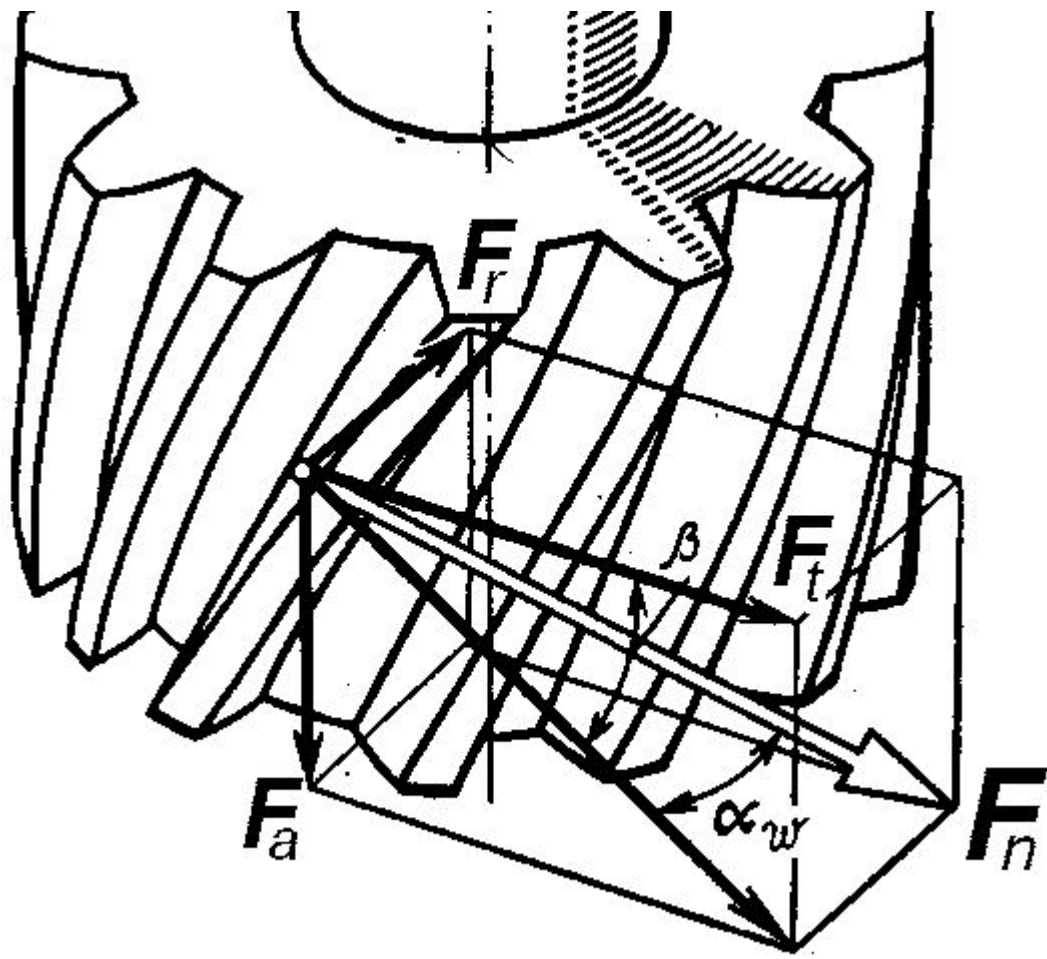
Силы в зубчатом зацеплении

Фактически, движение передаётся зубчатым зацеплением посредством силы нормального давления в точке контакта зубьев F_n



сначала раскладывают на три ортогональных проекции:

- осевую силу **F_a** , **направленную параллельно оси колеса;**
- радиальную силу **F_r** , **направленную по радиусу к центру колеса;**
- окружную силу **F_t** , **направленную касательно к делительной окружности.**



Легче всего вычислить силу F_t , зная передаваемый вращающий момент $M_{вр}$ (Т) и делительный диаметр d_w

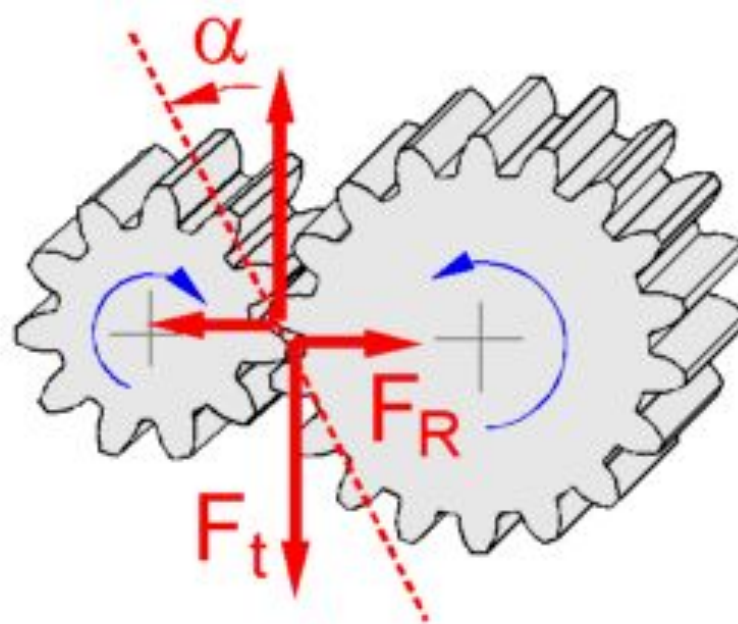
$$F_t = 2M_{вр} / d_w.$$

Радиальная сила вычисляется, зная угол зацепления α_w

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Осевая сила вычисляется через окружную силу и угол наклона зубьев β

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$



Радиальная сила

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

Тангенциальная
сила

Угол давления

РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ
ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ
И НА ИЗГИБ

Расчет цилиндрической зубчатой передачи

1. Межосевое расстояние

$$a_{\omega} = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{va} \cdot U^2 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Величину a_{ω} округляют до стандартного значения

K_a - коэффициент межосевого расстояния

$K_a = 490 \text{ МПа}^{1/3}$ для стальных прямозубых колес

$K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ для стальных косозубых колес.

$K_{н\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки при расчете на контактную выносливость

$\Psi_{ва}$ - коэффициент ширины зубчатого венца

T_2 - крутящий момент на выходном валу

$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение

2. Ширина зубчатого венца колеса

$$b_{\omega_2} = \psi_{va} \cdot a_{\omega}$$

шестерн

и

$$b_{\omega_1} = b_{\omega_2} + 5 \text{ мм}$$

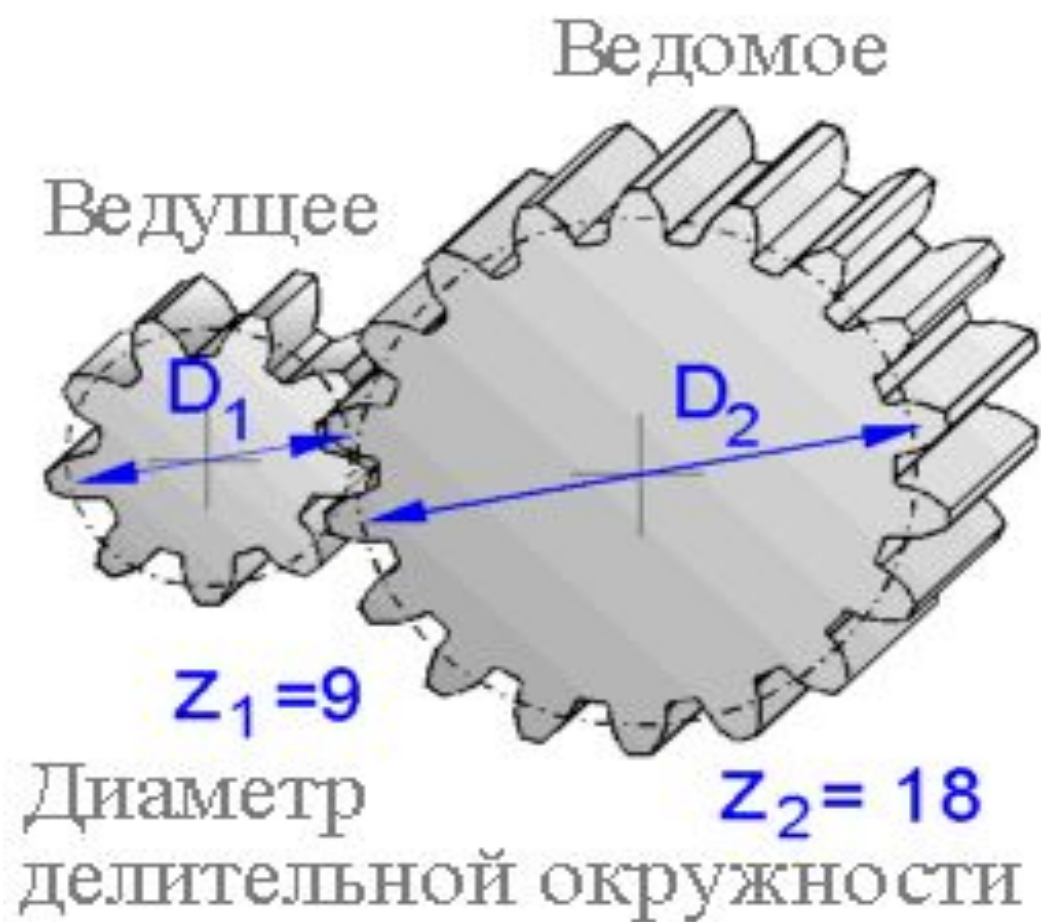
величину b округляют до ближайшего нормального
линейного размера

3. Окружной модуль зубьев колес m_n

$$m_n = \frac{v_\omega}{\psi_m}$$

где ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля.

Величина m_n округляется до ближайшего стандартного значения



$$m = \frac{D_1}{Z_1} = \frac{D_2}{Z_2}$$

Модуль

Число зубьев

4. Угол наклона зубьев косозубых передач определяется по формуле или по таблице

$$\sin \beta_{\partial} = \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \pi \cdot m_n}{b_{\omega}}$$

где ε_{β} - коэффициент осевого перекрытия,

$$\varepsilon_{\beta} \geq 1,1$$

5. Суммарное число зубьев Z_c

$$Z_c = \frac{2a_{\omega} \cdot \cos \beta}{m_n}$$

6. Число зубьев ведущего колеса Z_1

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U \pm 1}$$

7. Число зубьев ведомого колеса Z_2

$$Z_2 = Z_c - Z_1$$

8. Фактическое передаточное число U .

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Фактическое передаточное число не должно отличаться от стандартного более чем на 2,5% при $U \leq 4,5$ и на 4,0% при $U > 4,5$

9. Диаметр делительной окружности ведущего колеса

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}$$

10. Диаметр делительной окружности ведомого колеса

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$$

11. Уточненное значение угла наклона зубьев β

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2a_w}$$

12. Окружная скорость в зацеплении

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

13. Контактные напряжения при расчете на выносливость

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} (U \pm 1)}{d_1 \cdot U}} \leq [\sigma_H]$$

Z_M - коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колес

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев

Z_ε - коэффициент, учитывающий длину контактной линии

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b \omega_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

14. Напряжения изгиба при расчете на выносливость

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F]$$

Y_F - коэффициент формы зуба считают по формуле или выбирают по графику

Y_β - коэффициент, учитывающий угол наклона зуба

Y_ε - коэффициент, учитывающий многопарность зацепления

ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила при расчете на изгиб

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{v_{\omega_1}} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\vartheta}$$

15. Максимальные контактные напряжения при перегрузке

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{II}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

Где

T_{II} - крутящий момент при кратковременных перегрузках,

$$T_{II} = T \cdot K_{II}$$

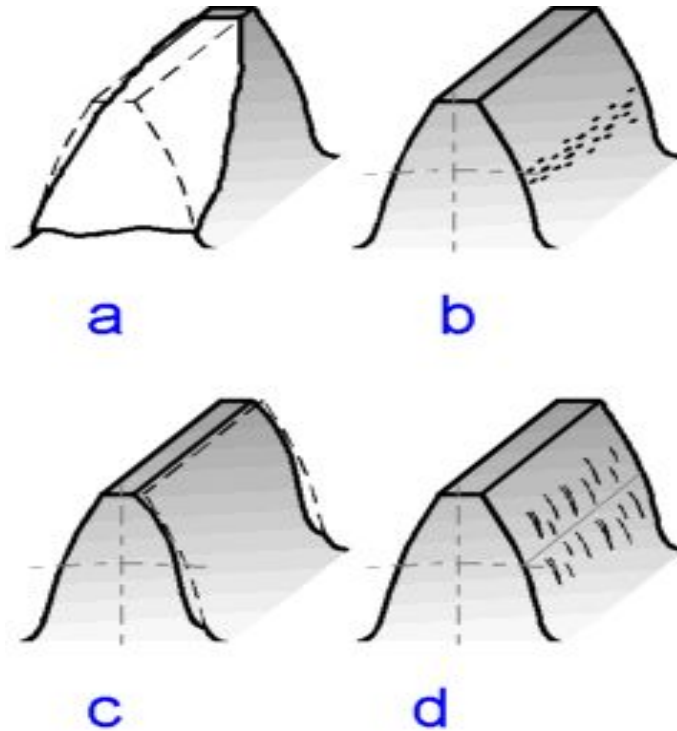
K_{II} - коэффициент перегрузки,

T_{\max} - максимальный крутящий момент при расчете на выносливость.

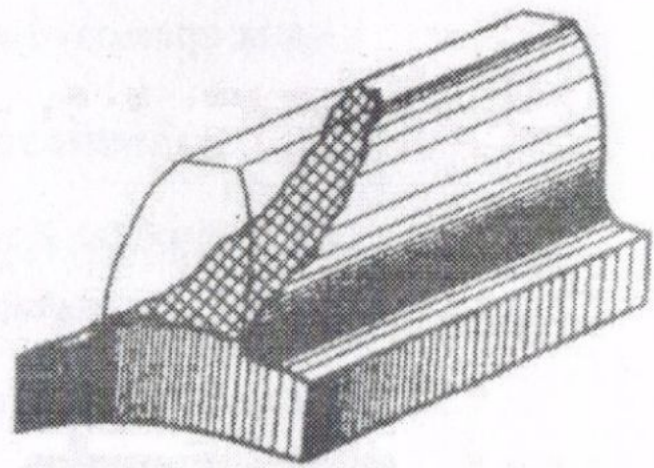
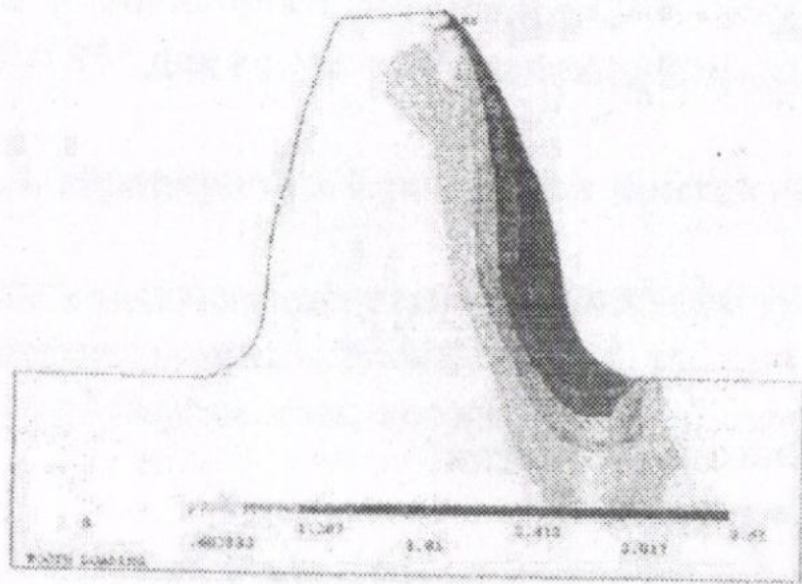
16. Максимальные напряжения изгиба при перегрузках

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot \frac{T_{II}}{T_{\max}} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

Виды разрушения зубьев



- a. Разрушение ножки зуба от изгибной усталости.
- b. Усталостное выкрашивание.
- c. Поверхностное абразивное изнашивание.
- d. Образование задиров на поверхности из-за плохой смазки.



В единичном и мелкосерийном производстве зубчатые колеса диаметром до 200 мм обычно изготавливают методом точения из круглого проката.

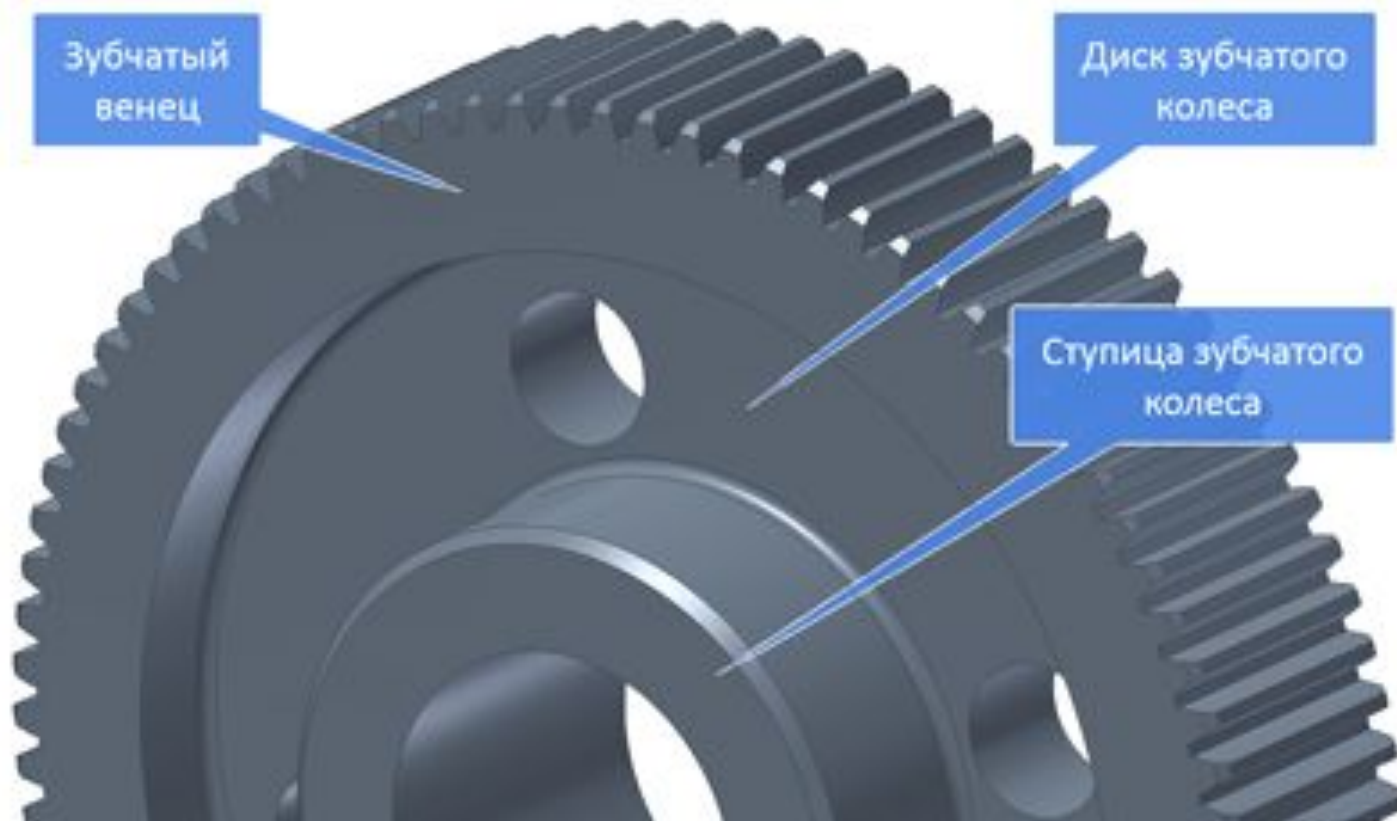
Заготовку для колес диаметром до 600 мм часто получают ковкой, а в массовом производстве горячей штамповкой в двусторонних молотовых штампах.

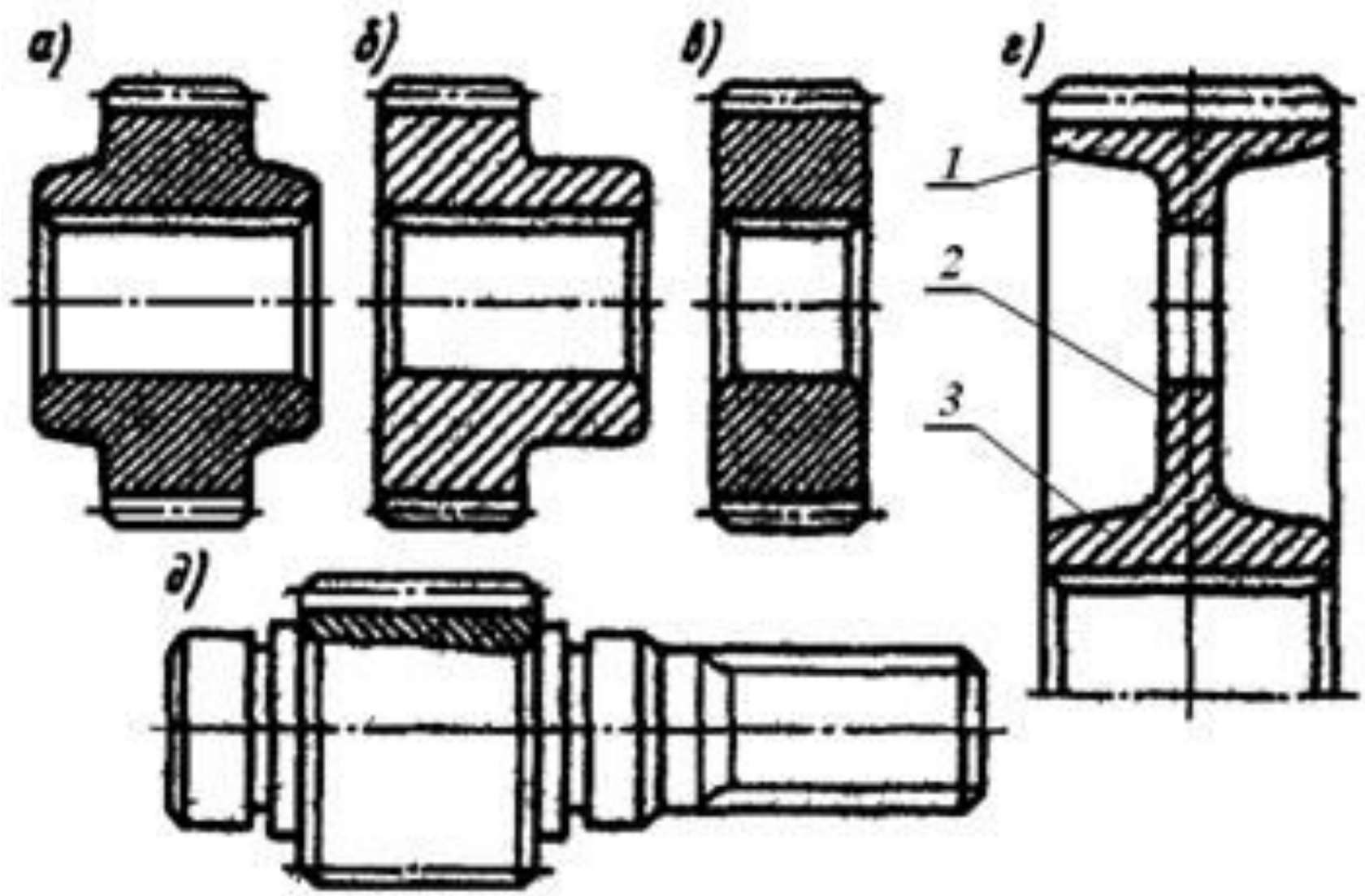
Заготовки колес большего диаметра в мелкосерийном производстве изготавливают сваркой, а в массовом производстве для этой цели используют технологию литья в земляные формы.

Конструкции зубчатых колёс.



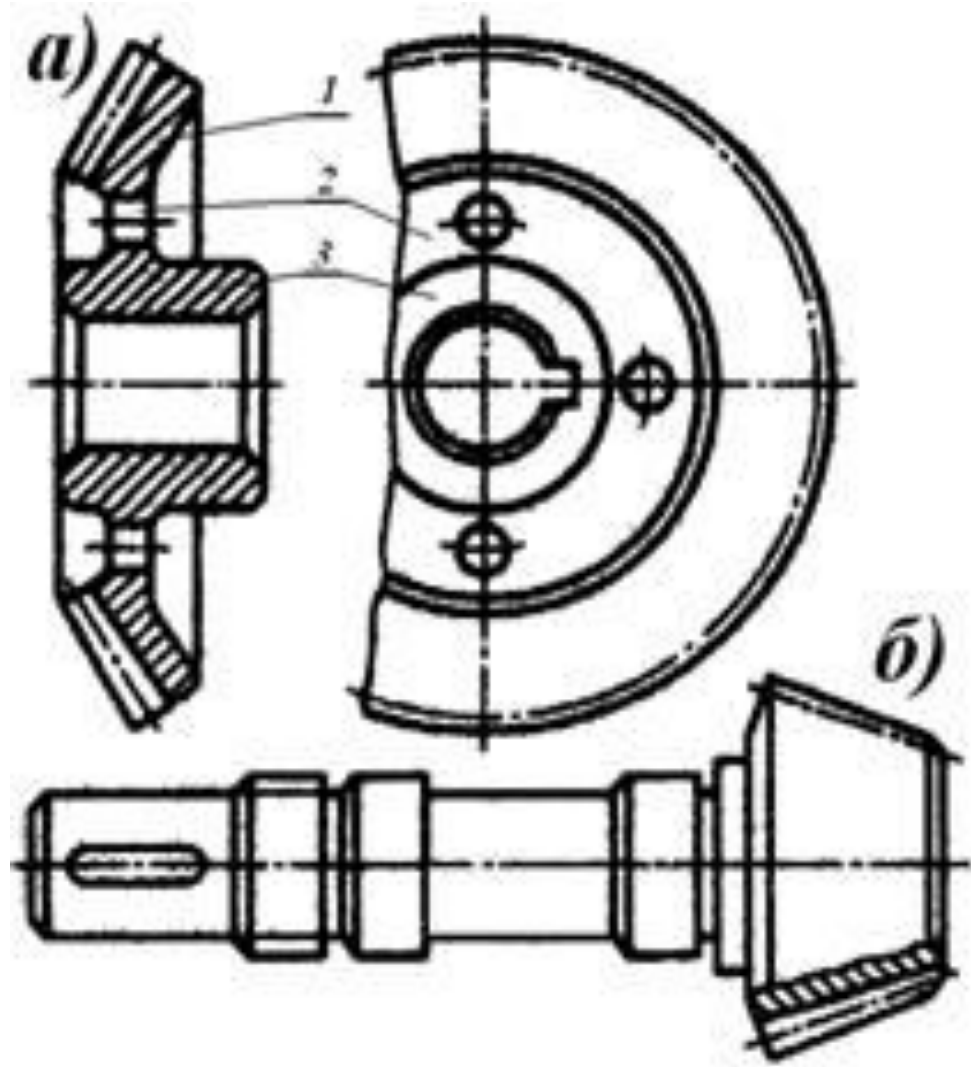
Элементы цилиндрических зубчатых колёс.





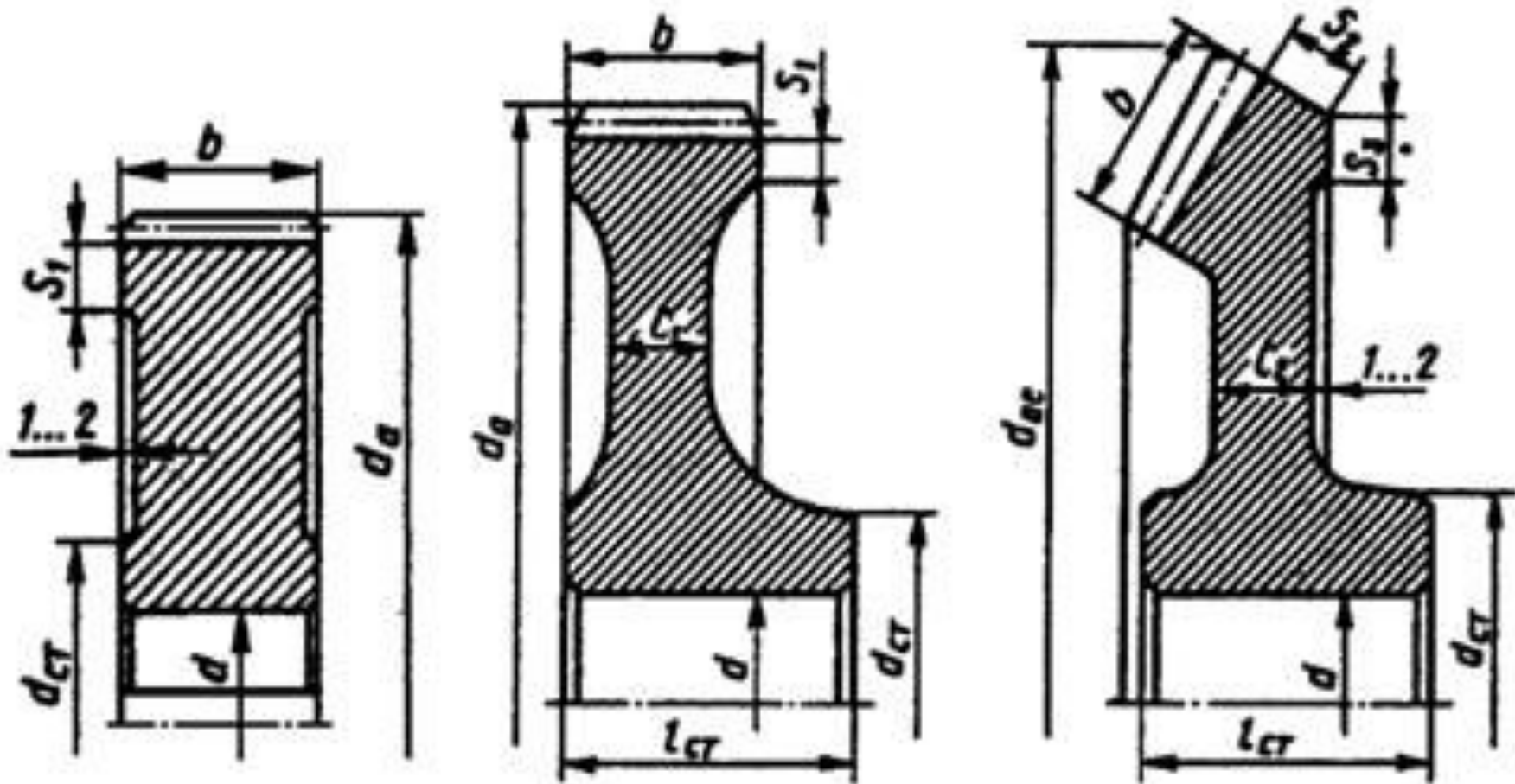








Конструктивные параметры точеных и кованных колес



Толщина обода цилиндрических и конических зубчатых колес может быть выбрана по эмпирическому соотношению

$$s_1 = s_2 = 2,2 \cdot m + 0,05b$$

в котором: m – модуль зацепления (для конических колес следует использовать внешний модуль m_e (m_e)),
 b – ширина зубчатого венца.

Толщину диска принимают равной:

для цилиндрических колёс $C_1 = (0,4 \dots 0,5) \text{ в}$

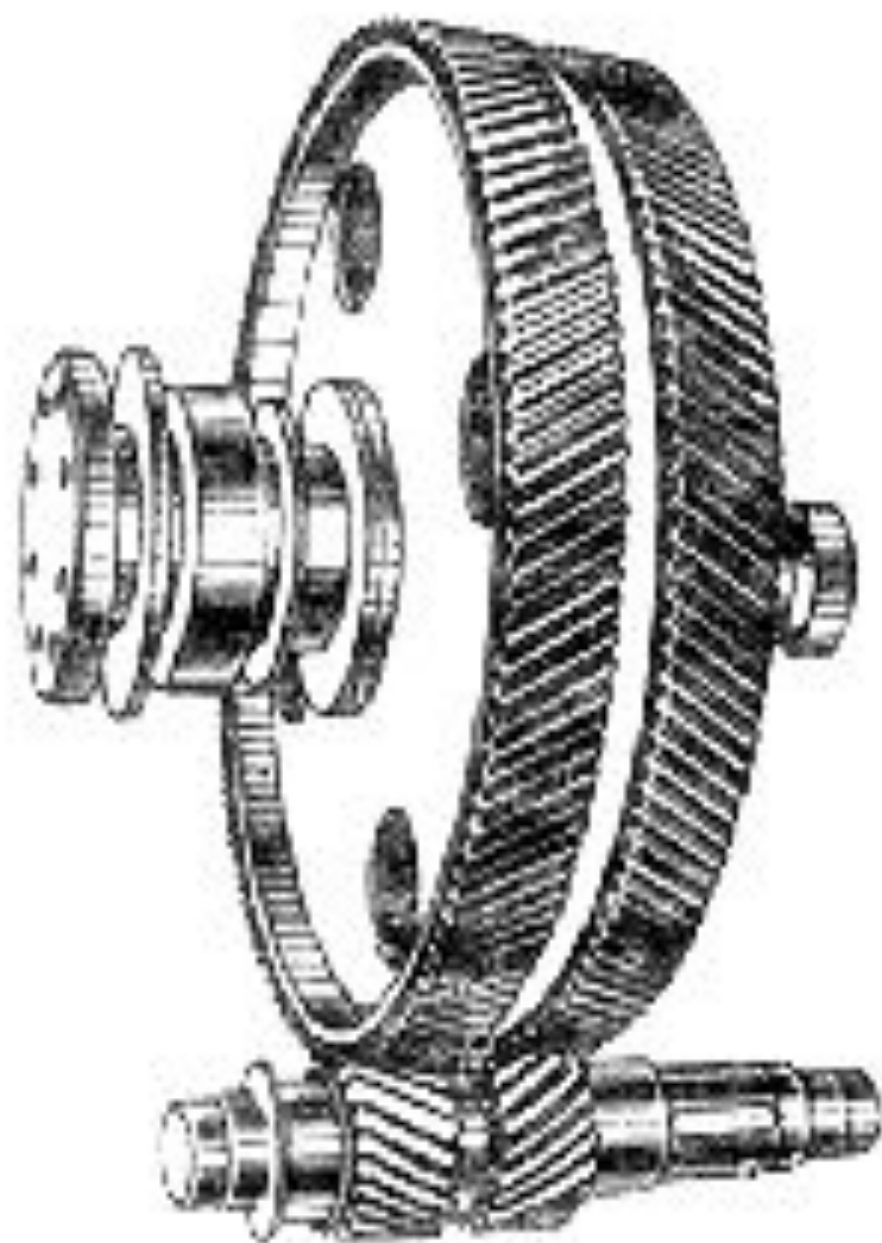
для конических колёс $C_2 = (0,3 \dots 0,4) \text{ в}$

Диаметр ступицы - $d_{ст} = 1,55 \times d$

Длина ступицы - $l_{ст} = (0,8 \dots 1,5) \times d$

где d – посадочный диаметр вала.

У колес большого диаметра с целью экономии легированной стали иногда применяют насадной зубчатый венец (сборные зубчатые колёса), который крепится на ободке так, чтобы исключить возможность его проворачивания.



Спасибо за внимание