

## Общие сведения

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют **механическими передачами**

### Классификация механических передач:

**По способу передачи движения :**

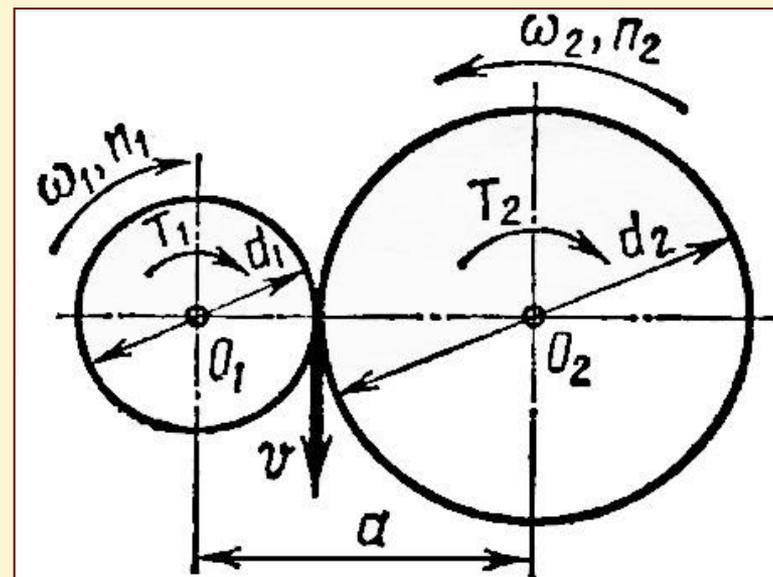
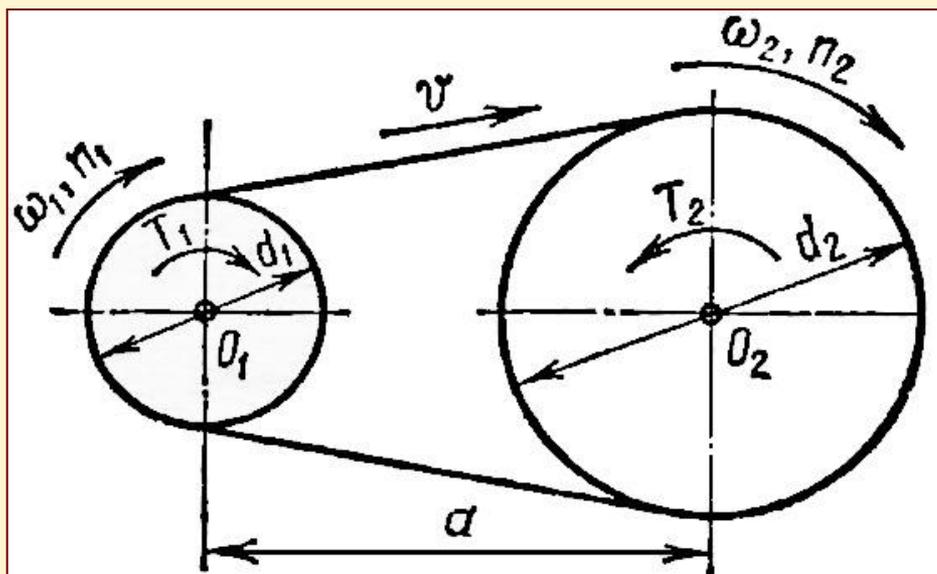
- 1) трением (фрикционные, ременные);
- 2) передачи зацеплением (зубчатые, червячные, винтовые, цепные)

**По способу соединения звеньев передачи :**

- 1) передачи непосредственного контакта (зубчатые, червячные, винтовые, фрикционные);
- 2) передачи гибкой связью (ременные, цепные).

## ● ● ● Общие сведения

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ





## Общие сведения

### ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

- мощность на входе  $P_1$  и на выходе  $P_2$

- быстроходность  $n_1, n_2$

- коэффициент полезного действия  $\eta$

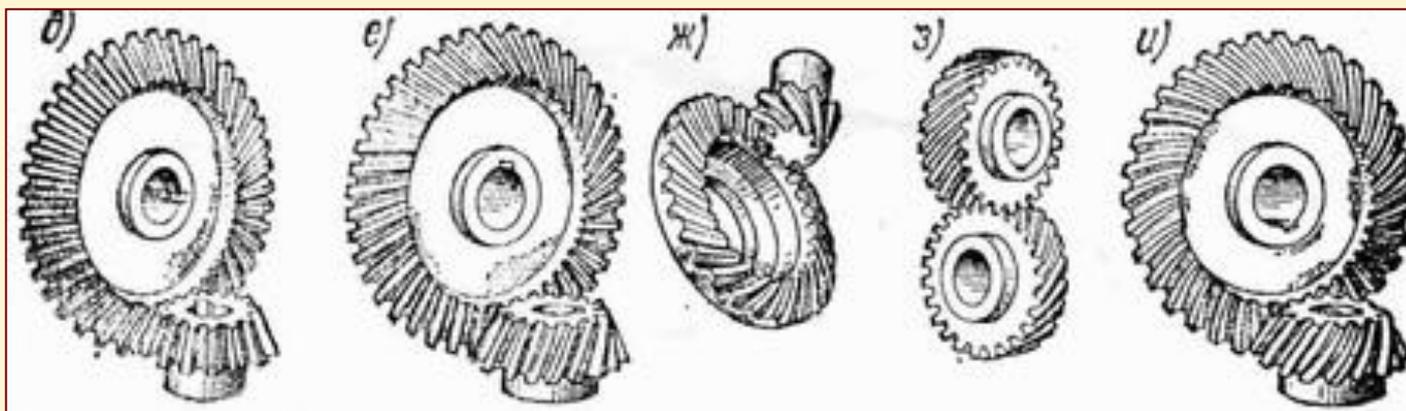
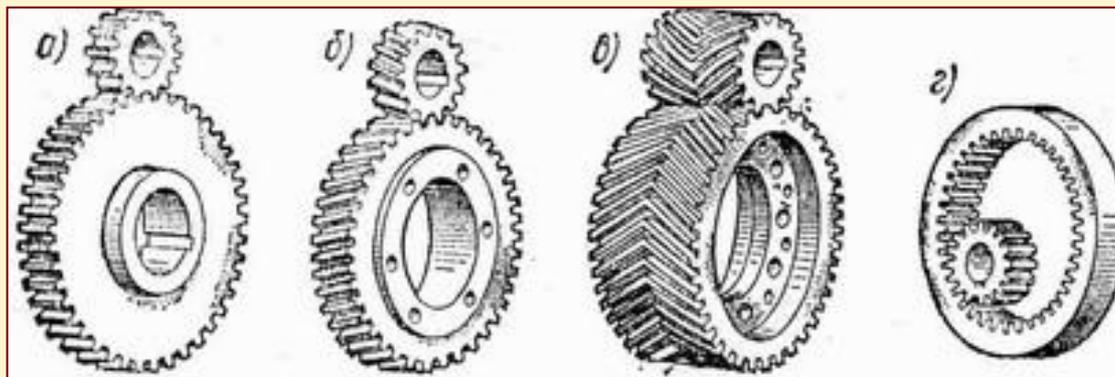
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \qquad \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

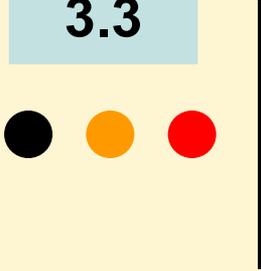
- передаточное отношение  $i$ :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n$$

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Области применения, классификация зубчатых передач

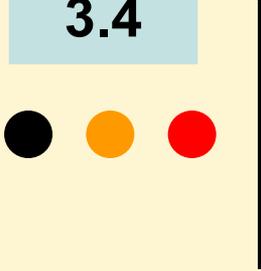




## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Достоинства зубчатых передач

- возможность передачи практически любых мощностей (до 50000 кВт и более) при весьма широком диапазоне окружных скоростей (до 30...150 м/с);
- постоянство передаточного отношения;
- компактность, надежность и высокую усталостную прочность передачи;
- высокий КПД (95-98 %) при высокой точности изготовления и монтажа, низкой шероховатости рабочей поверхности зубьев, жидкой смазке и передаче полной мощности;
- простоту обслуживания и ухода;
- сравнительно небольшие силы давления на валы и их опоры;
- возможность изготовления из самых разнообразных материалов, металлических и неметаллических.



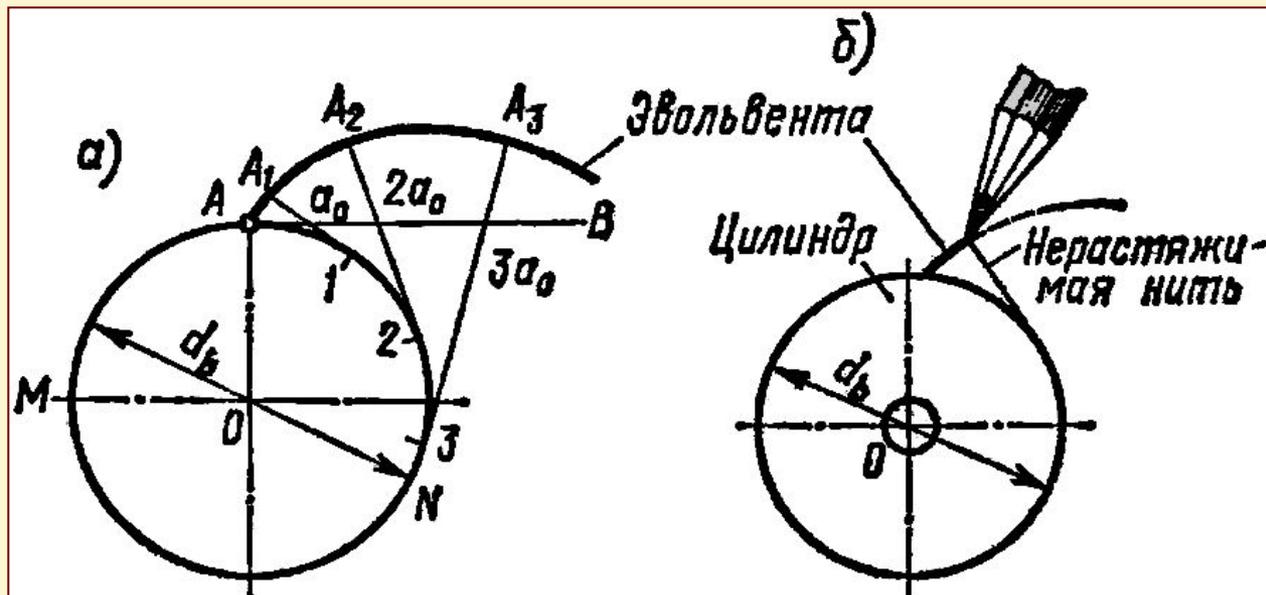
## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Недостатки зубчатых передач

- ограниченность передаточного отношения;
- является источником вибрации и шума, особенно при низком качестве изготовления и монтажа и значительных скоростях;
- при больших перегрузках возможна поломка деталей;
- относительная сложность изготовления высокоточных зубчатых колес.

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

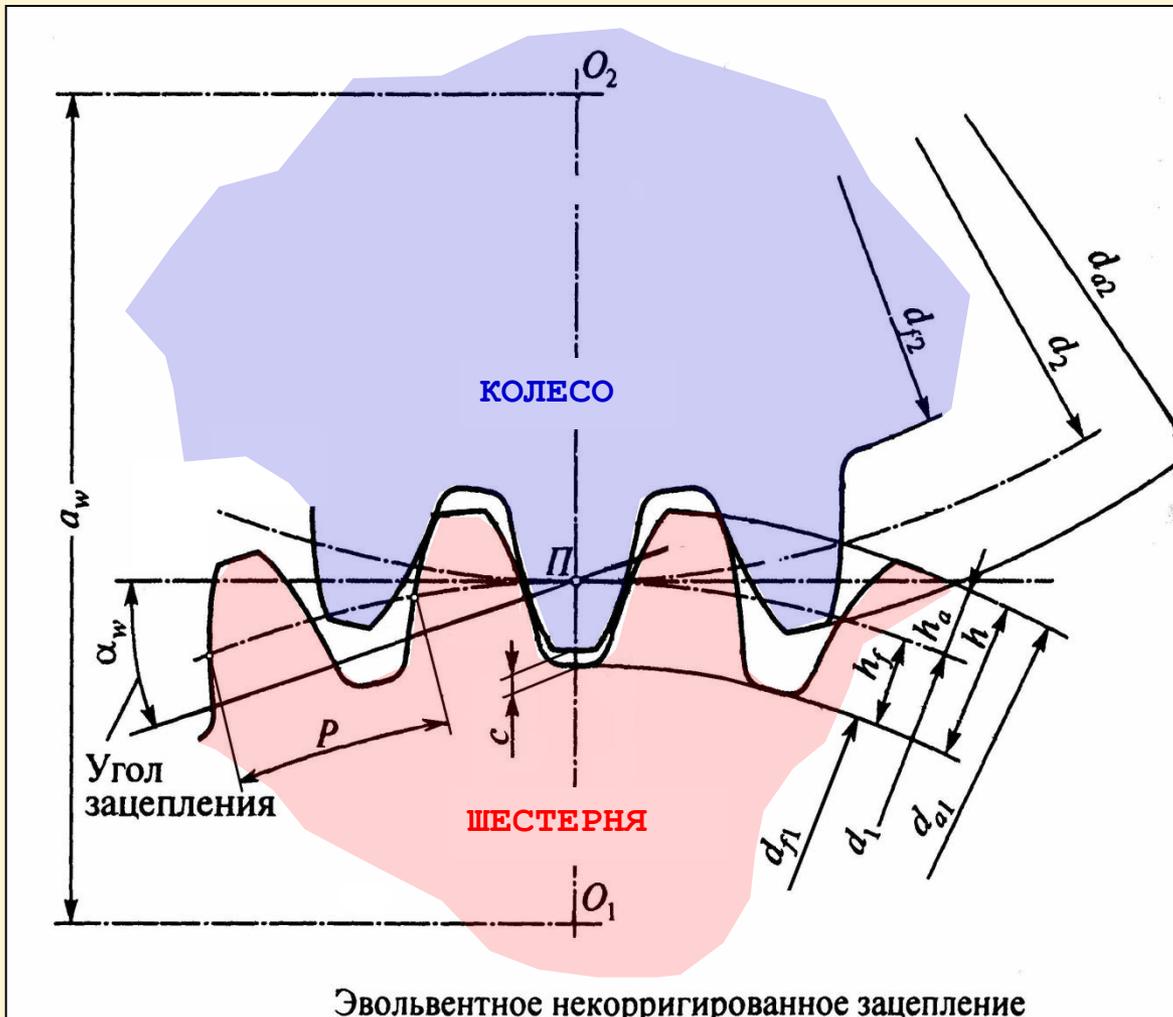
## Геометрические параметры цилиндрических передач



Эвольвентное зацепление обеспечивает высокую прочность зубьев, простоту и удобство измерения параметров зацепления, взаимозаменяемость зубчатых колес при любых передаточных отношениях

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Геометрические параметры цилиндрических передач



Основная теорема  
зацепления:

$$\frac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i = const$$

Модуль зацепления, мм

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

Угол зацепления

$$\alpha_w = 20^\circ$$

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Геометрические параметры цилиндрических передач

диаметр делительной окружности  $d = m \cdot Z$

диаметр выступов  $d_a = d + 2 \cdot m$   
зубьев

диаметр впадин  $d_f = d - 2,5 \cdot m$   
зубьев

высота головки  $h_a = m$   
зуба

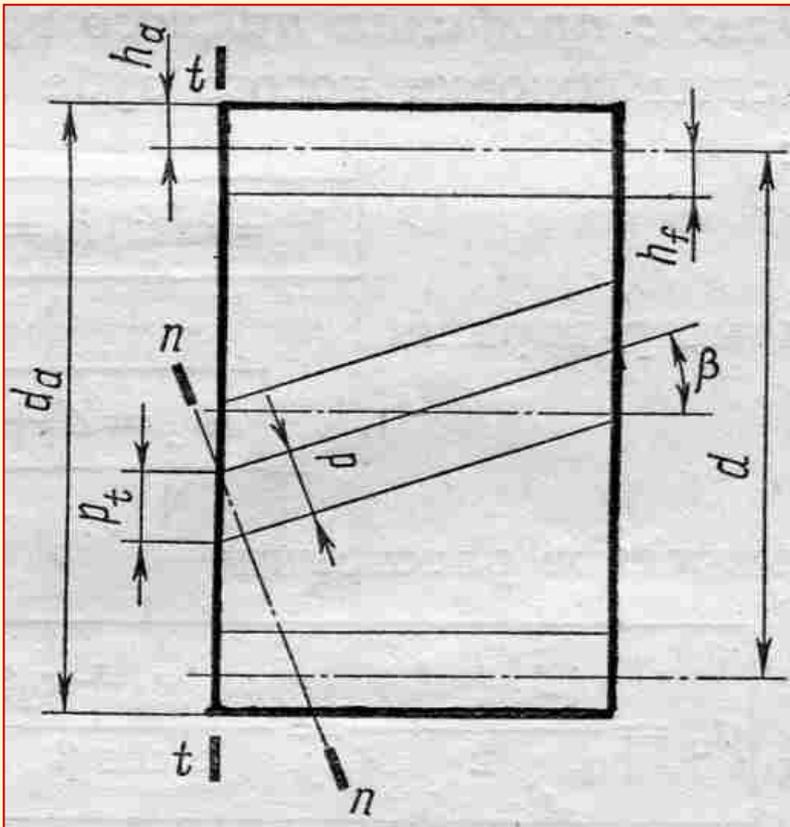
высота ножки  $h_f = 1,25 \cdot m$   
зуба

высота зуба  $h = 2,25 \cdot m$

межосевое расстояние  $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2}$

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес



окружной шаг  $p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$

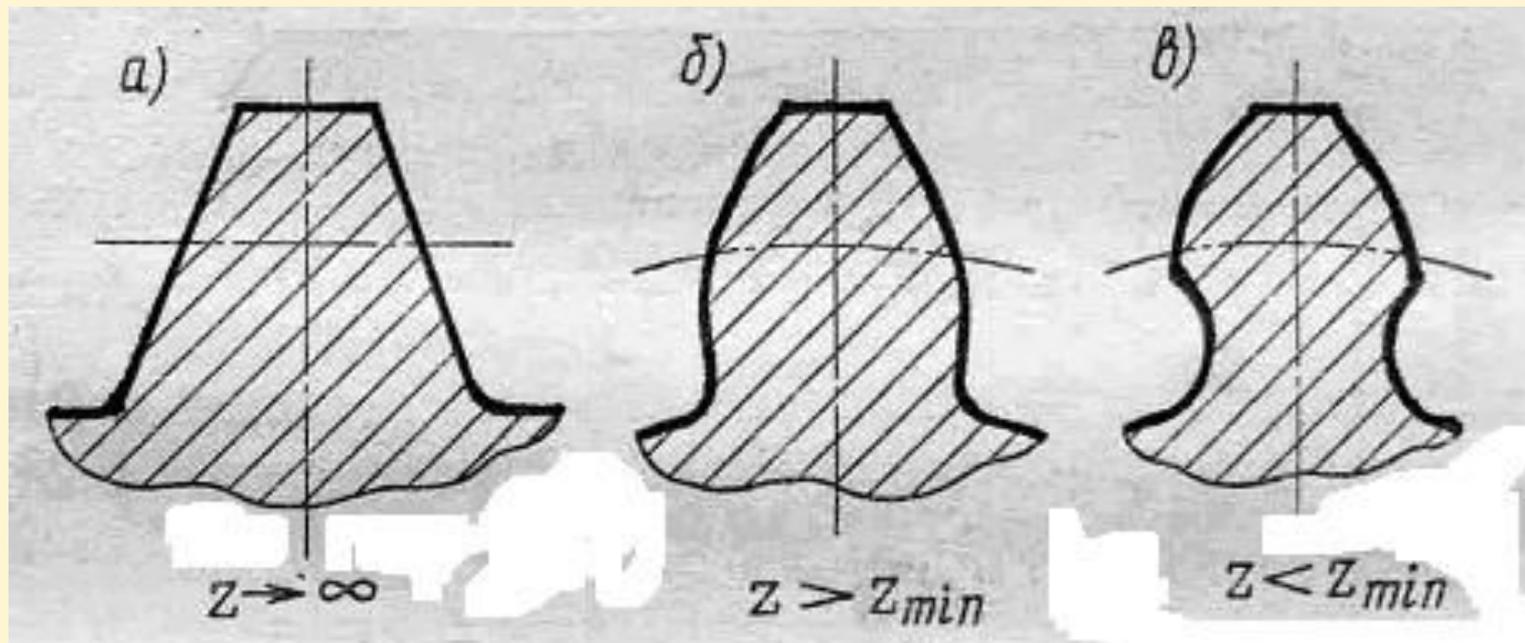
окружной модуль  $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$

диаметр делительной окружности

$$d = m_t \cdot Z = \frac{m_n \cdot Z}{\cos\beta}$$

**ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба



$$z_{min} = 17$$

## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Понятие о корригировании зубчатых передач

*Корригирование* - улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением

#### Корригирование применяют:

- для устранения подрезания зубьев шестерни, если  $Z_1 < Z_{\min}$
- для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;
- для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;
- для получения заданного межосевого расстояния передачи

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Понятие о корригировании зубчатых передач

Корригирование осуществляют смещением инструмента на величину « $X_m$ » при нарезании зубьев.

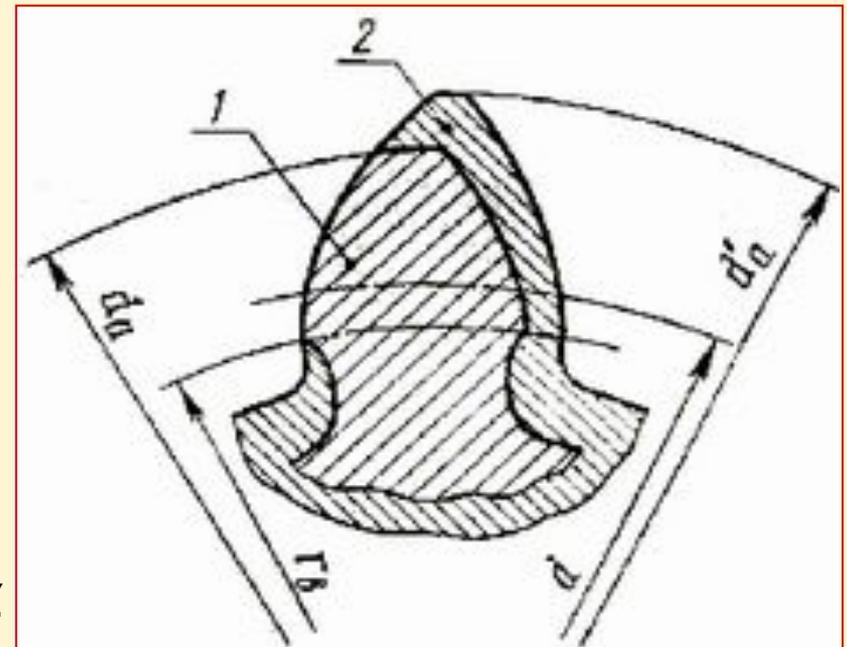
**Положительное** смещение – это смещение инструмента от центра зубчатого колеса

$$X_m > 0$$

**Отрицательное** - смещение к центру

$$X_m < 0$$

Коррекция может быть **высотной** или **угловой**



1 - зуб некорригированного колеса;  
2 - зуб корригированного колеса

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Точность зубчатых передач

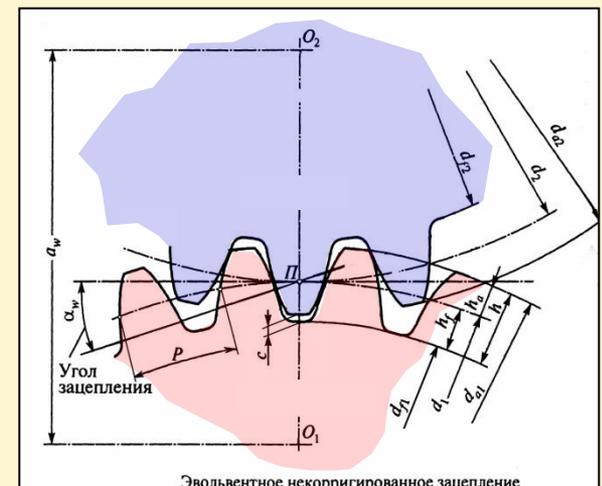
В стандартах предусмотрено 12 степеней точности. Наиболее распространены 6, 7, 8 и 9 степени.

Пример обозначения степени точности колес - 8-B

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть гарантированный боковой зазор. Величина зазора регламентируется видом сопряжения зубчатых колес.

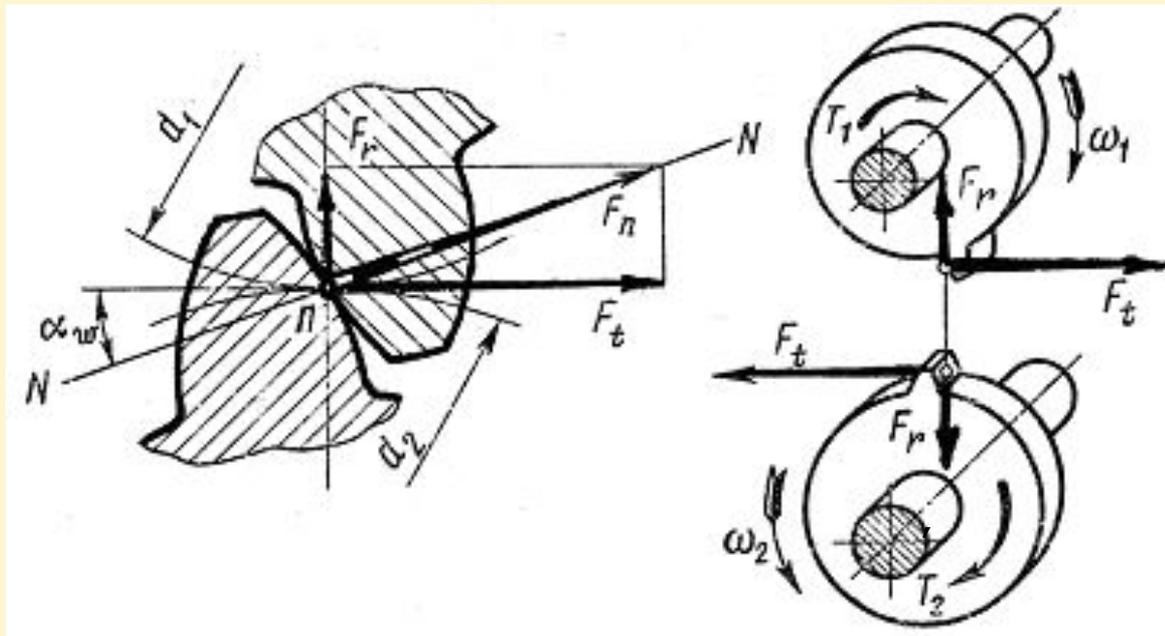
Стандартом предусмотрено  
**шесть видов сопряжения:**

- Н - нулевой зазор,
- Е - малый,
- С и Д - уменьшенный,
- В - нормальный,
- А - увеличенный.



## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Силы в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых передач



Окружная сила

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$$

Радиальная сила

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

## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

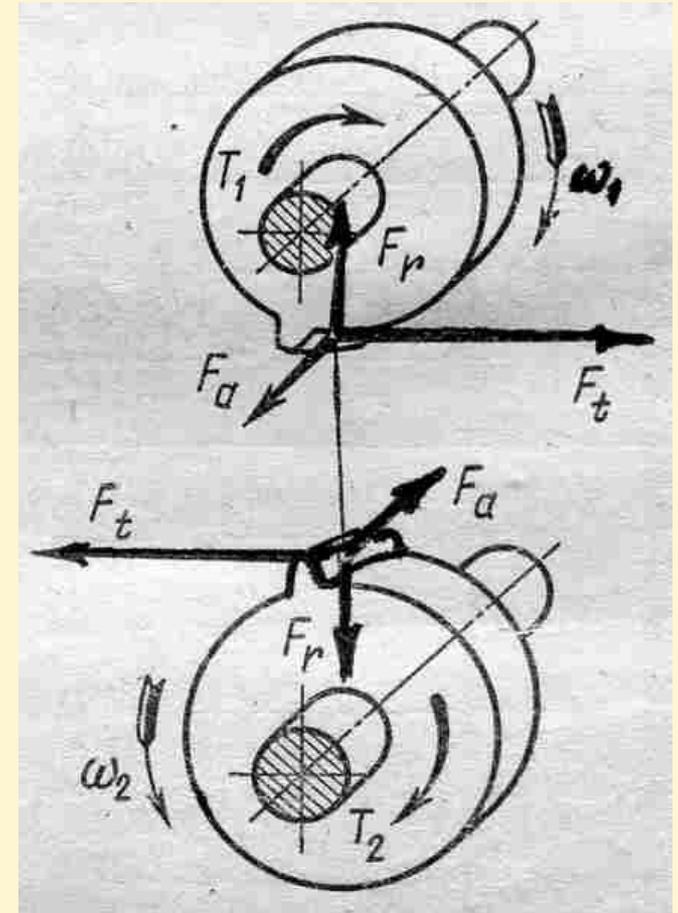
### Силы в зацеплении косозубых цилиндрических зубчатых передач

Окружная сила

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$$

радиальная сила  $F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$

осевая сила  $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$



## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач

*Повторно – переменное воздействие нагрузки на зубья приводит:*

- *к поломке зубьев;*
- *к выкрашиванию рабочих поверхностей;*
- *к износу и заеданию зубьев.*

*Для закрытых зубчатых передач:*

*основной расчёт - на контактную прочность;*

*проверочный - расчёт зубьев на изгибную выносливость*

*Для открытых передач наоборот.*



## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Материалы зубчатых колес и их термообработка

Стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы:

1 - с твердостью  $HB \leq 350$

**Термообработка:** нормализация или улучшение;

2 - с твердостью  $HB > 350$

**Термообработка:** объёмная закалка, закалка ТВЧ, цементация, азотирование

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL}$$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}$$

## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления:

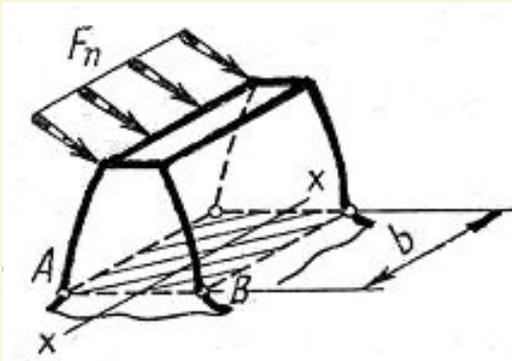
$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U+1)}{U}} \leq [\sigma_H]$$

Удельная расчетная окружная сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Расчет цилиндрических зубчатых передач по напряжениям изгиба



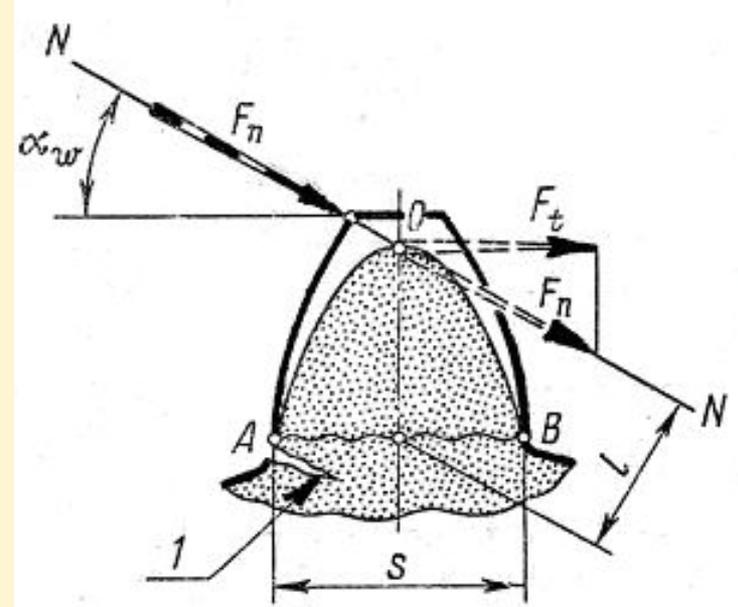
Напряжения изгиба

$$\frac{[\sigma_{F_1}]}{Y_{F_1}} \approx \frac{[\sigma_{F_2}]}{Y_{F_2}}$$

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

Удельная расчётная окружная сила при изгибе

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$



# КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Основные геометрические соотношения

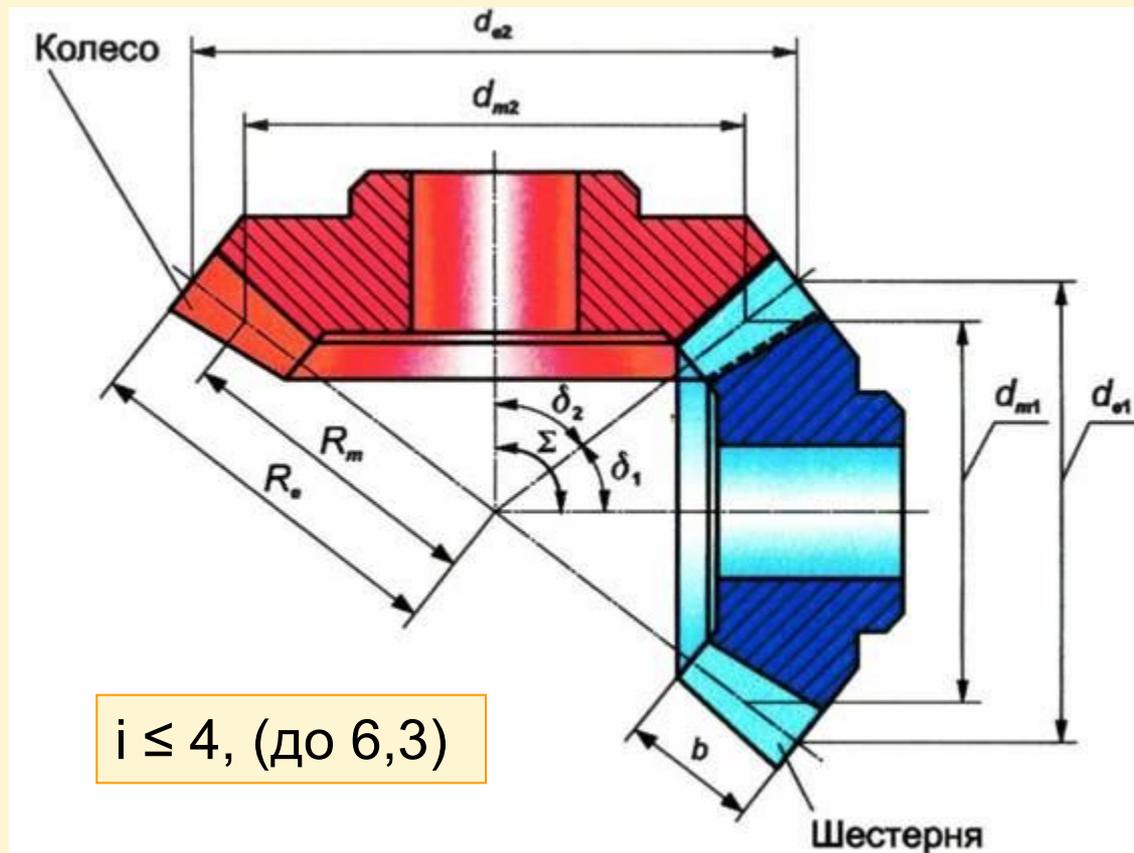
Передаточное отношение

$$i = \frac{d_2}{d_1} \quad \text{или}$$

$$i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

Соотношение между модулями

$$m_{tm} = m_{te} - b \cdot \sin \delta_1 / z_1$$



$$i \leq 4, \text{ (до 6,3)}$$

## КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Основные геометрические соотношения

Внешнее конусное расстояние:

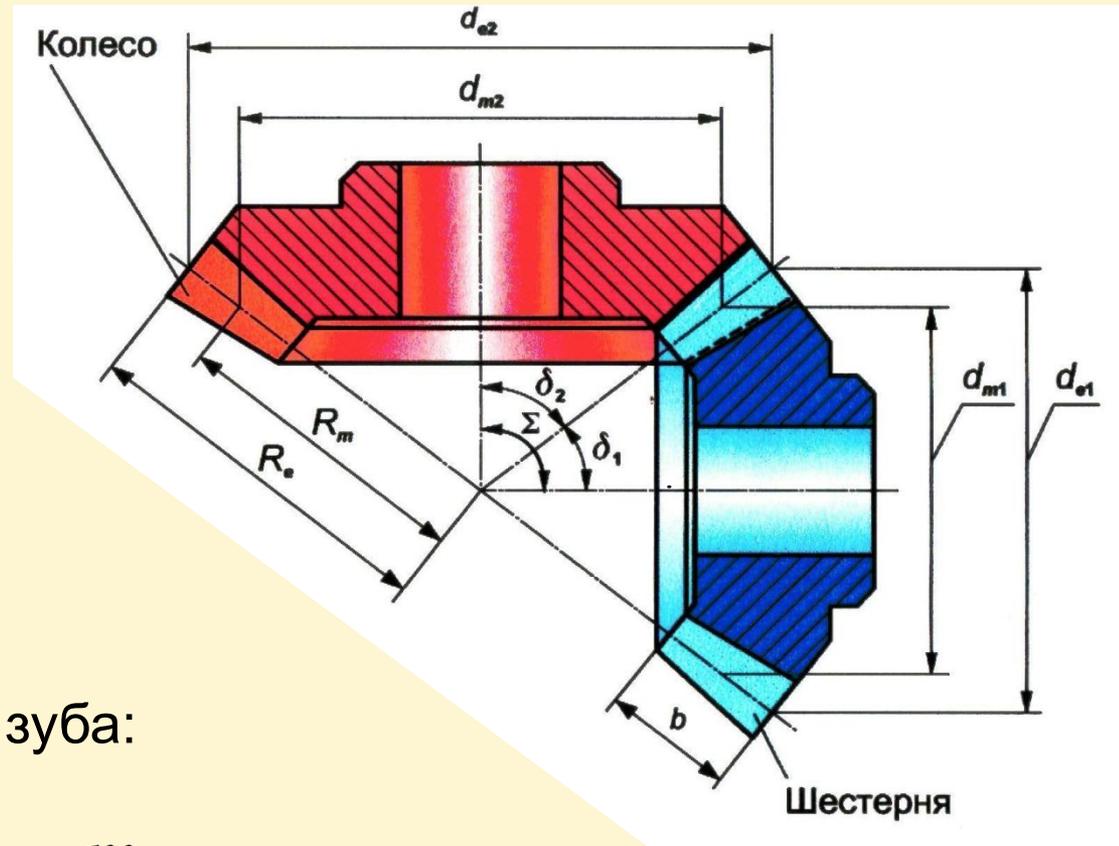
$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}$$

Передаточное число:

$$u = z_2 / z_1$$

Высота головки и ножки зуба:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_{te} \quad h_{ae} = m_{te}$$



# КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

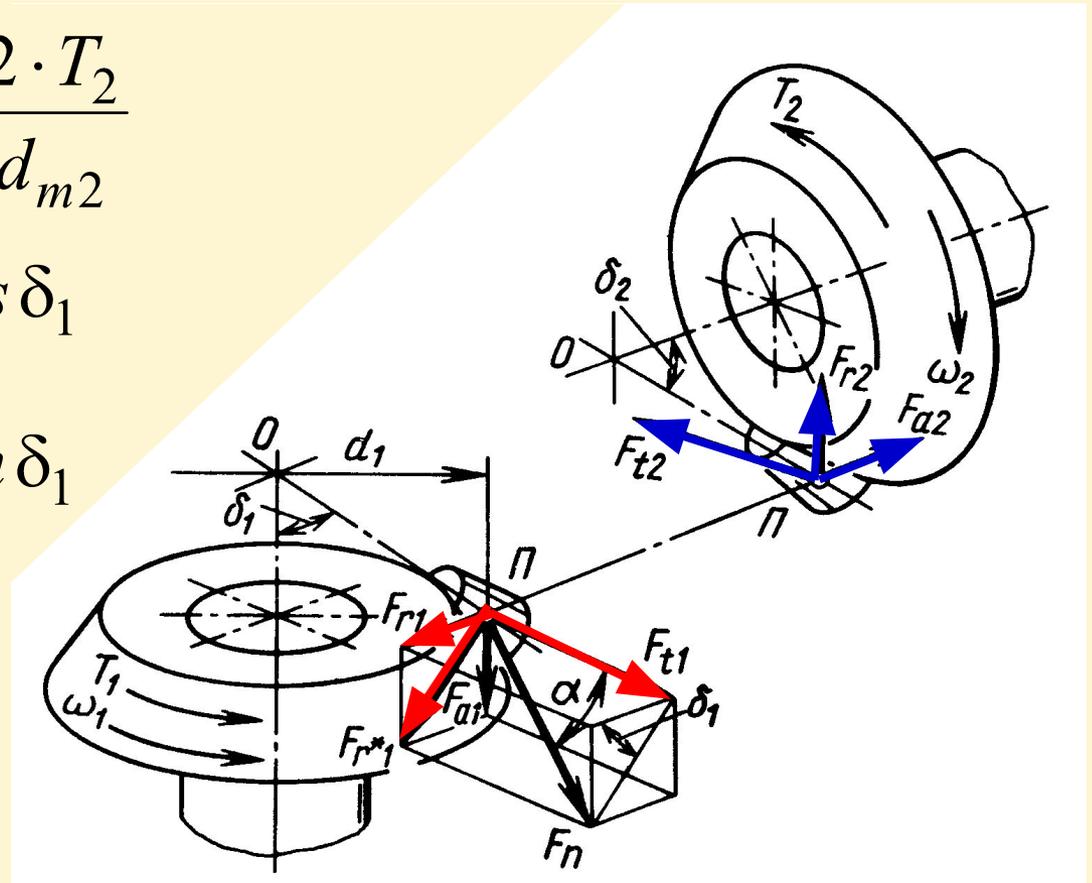
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} \approx \frac{2 \cdot T_2}{d_{m2}}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cdot \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cdot \sin \delta_1$$

$$F_{a2} = F_{r1}$$

$$F_{r2} = F_{a1}$$



## КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Расчет прямозубой конической передачи

Диаметры эквивалентных колес

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1} \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}$$

Эквивалентные числа зубьев

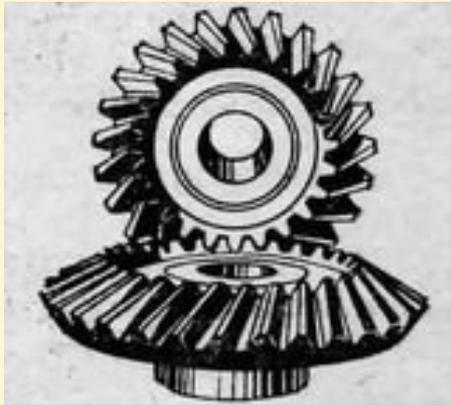
$$z_{ve1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad z_{ve2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Напряжения изгиба:

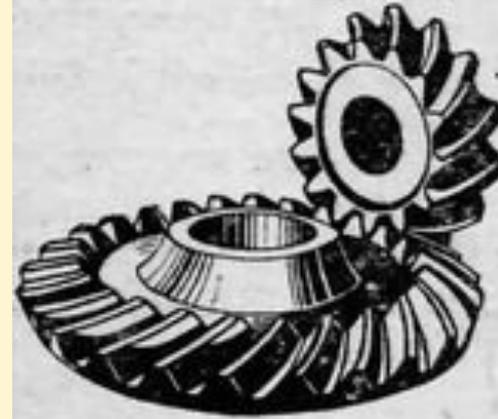
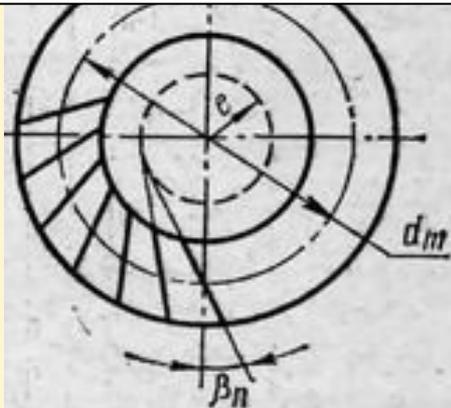
$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq [\sigma_F]$$

Контактные напряжения:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma]_H,$$

**ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ****Конические передачи с непрямыми зубьями**

с тангенциальными  
зубьями



с круговыми зубьями

