



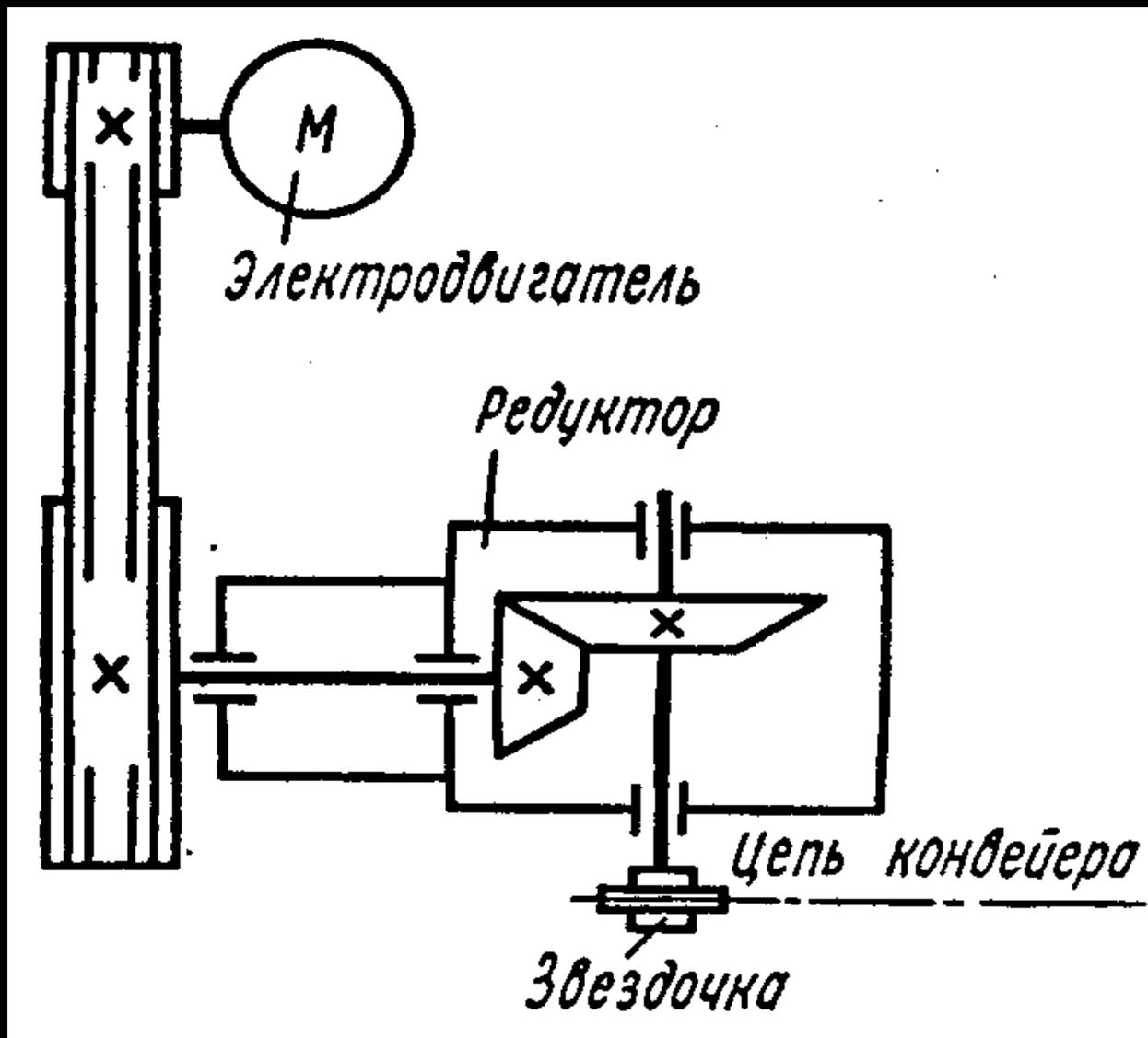
Московский государственный  
университет технологий и управления  
им. К.Г. Разумовского (ПКУ)

# **«Детали машин и цифровая среда проектирования»**

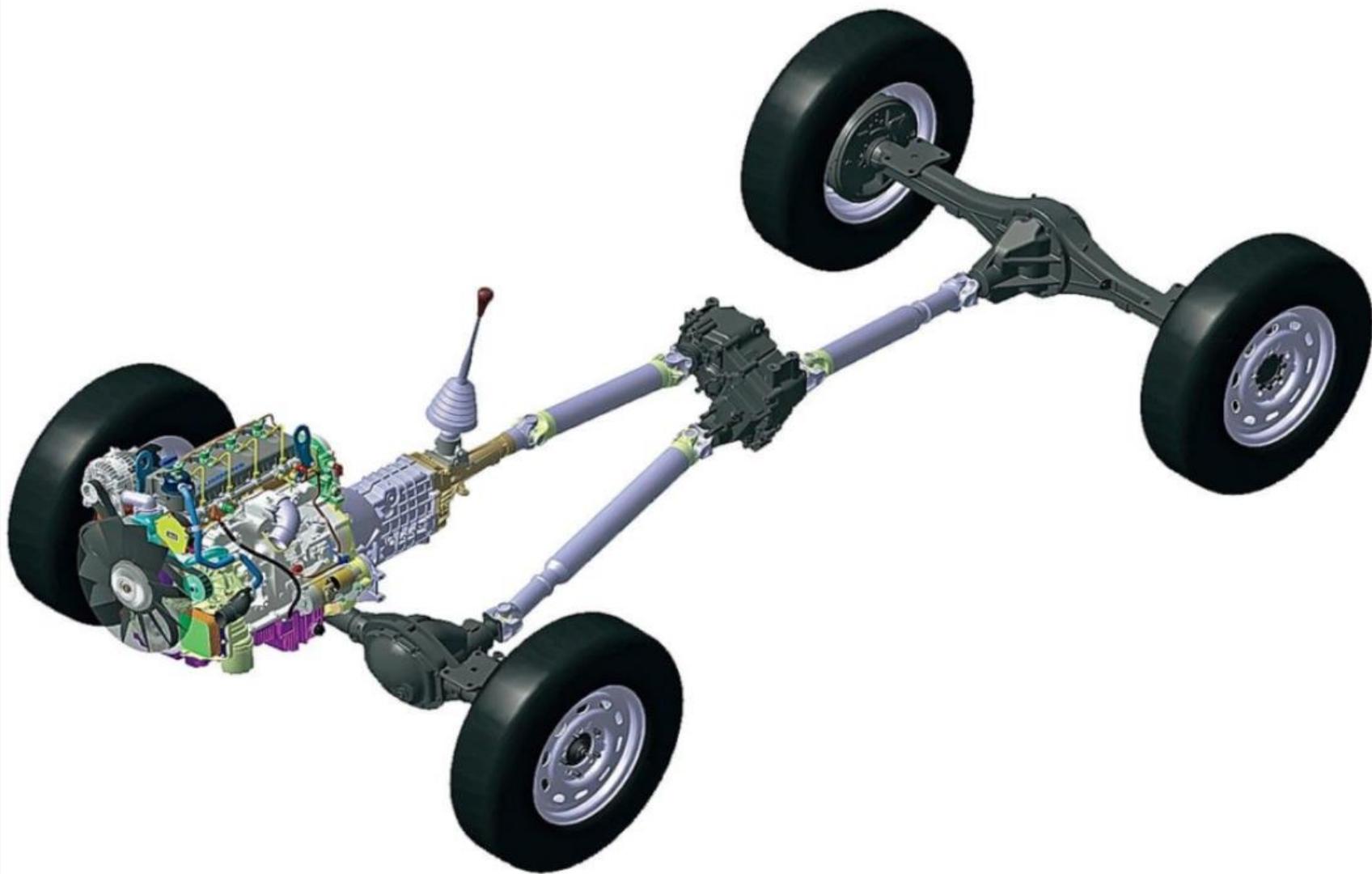
## **Механические передачи Часть 1**

**Завалишин Игорь Владимирович**  
кандидат технических наук, доцент

# Технологическая машина



# Передачи в машинах



# Некоторые схемы редукторов

Конические:  $i \leq 6,3$

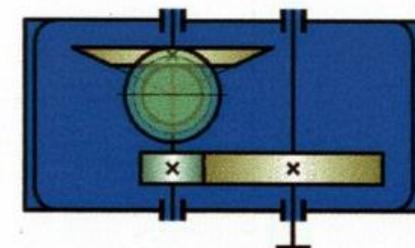
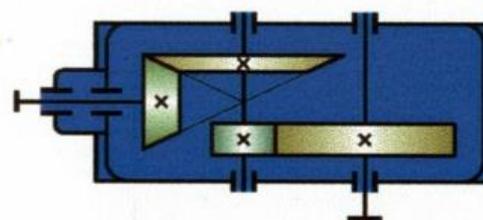
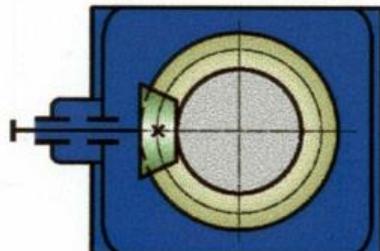
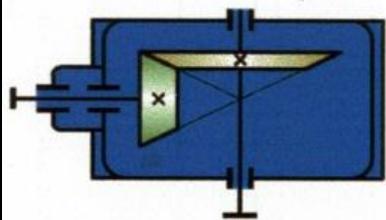
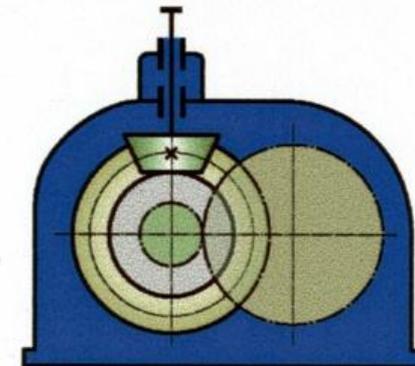
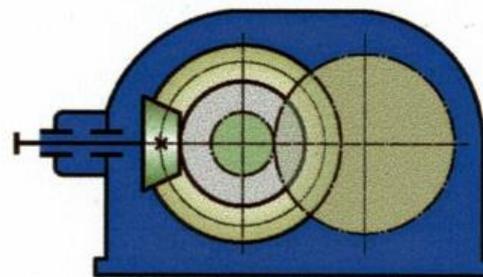
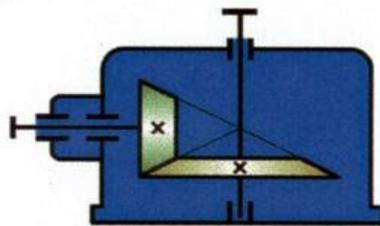
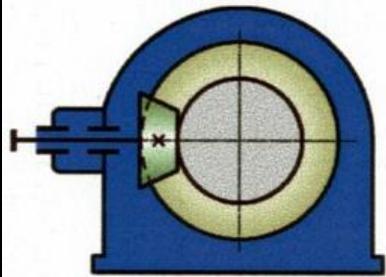
Горизонтальный

С вертикальным тихоходным валом

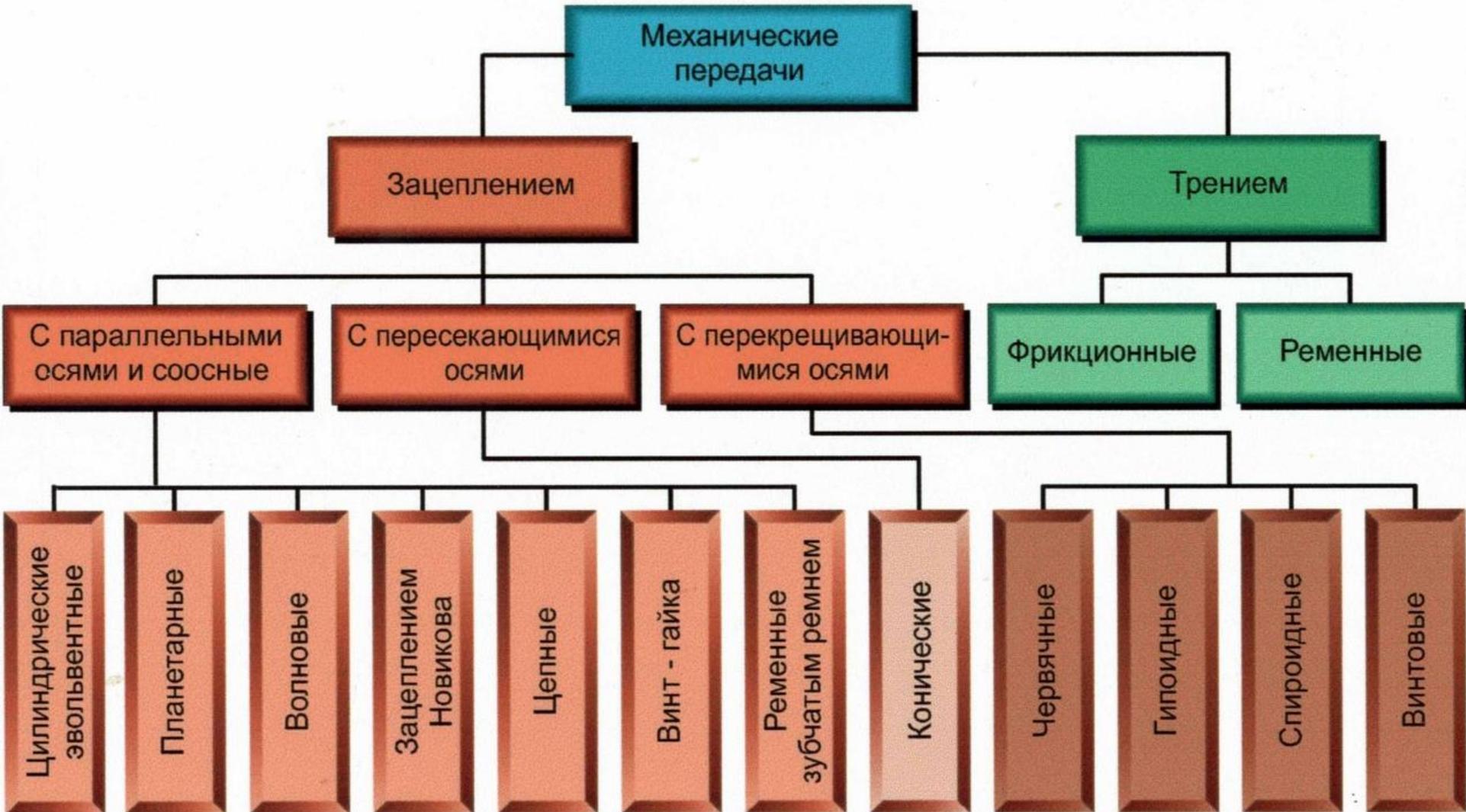
Коническо-цилиндрические:  $i = 6,3...31,5$

Горизонтальный

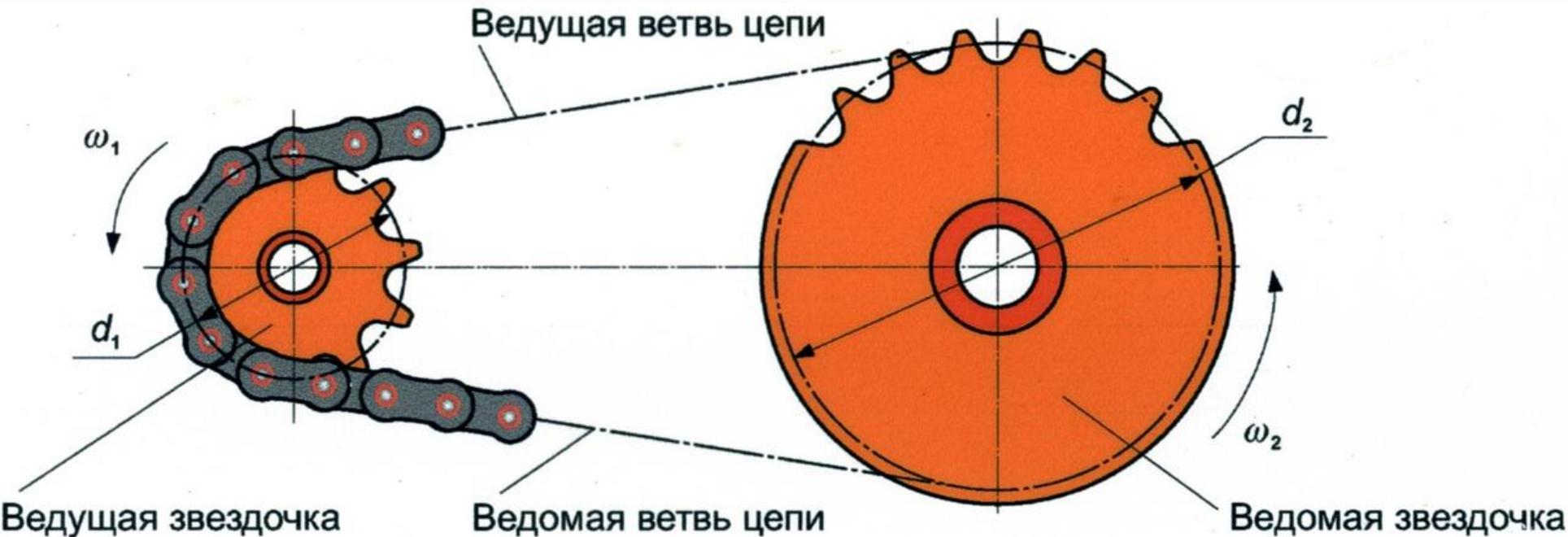
С вертикальным быстроходным валом



# Классификация механических передач



# Параметры механической передачи



$d_1$  - диаметр делительной окружности ведущей звездочки;

$d_2$  - диаметр делительной окружности ведомой звездочки;

$z_1$  - число зубьев ведущей звездочки;

$z_2$  - число зубьев ведомой звездочки;

$i$  - передаточное отношение передачи.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} .$$

# Виды зубчатых передач

## ОСИ КОЛЕС ПАРАЛЛЕЛЬНЫ



ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ  
ПРЯМОЗУБЫМИ  
КОЛЕСАМИ



КОСОЗУБЫМИ  
КОЛЕСАМИ



ВНУТРЕННЕЕ  
ЗАЦЕПЛЕНИЕ



РЕЕЧНАЯ

## ОСИ КОЛЕС ПЕРЕСЕКАЮТСЯ



КОНИЧЕСКИЕ  
ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ



КРИВОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ



ЦИЛИНДРО - КОНИЧЕСКАЯ

## ОСИ КОЛЕС СКРЕЩИВАЮТСЯ



ВИНТОВАЯ



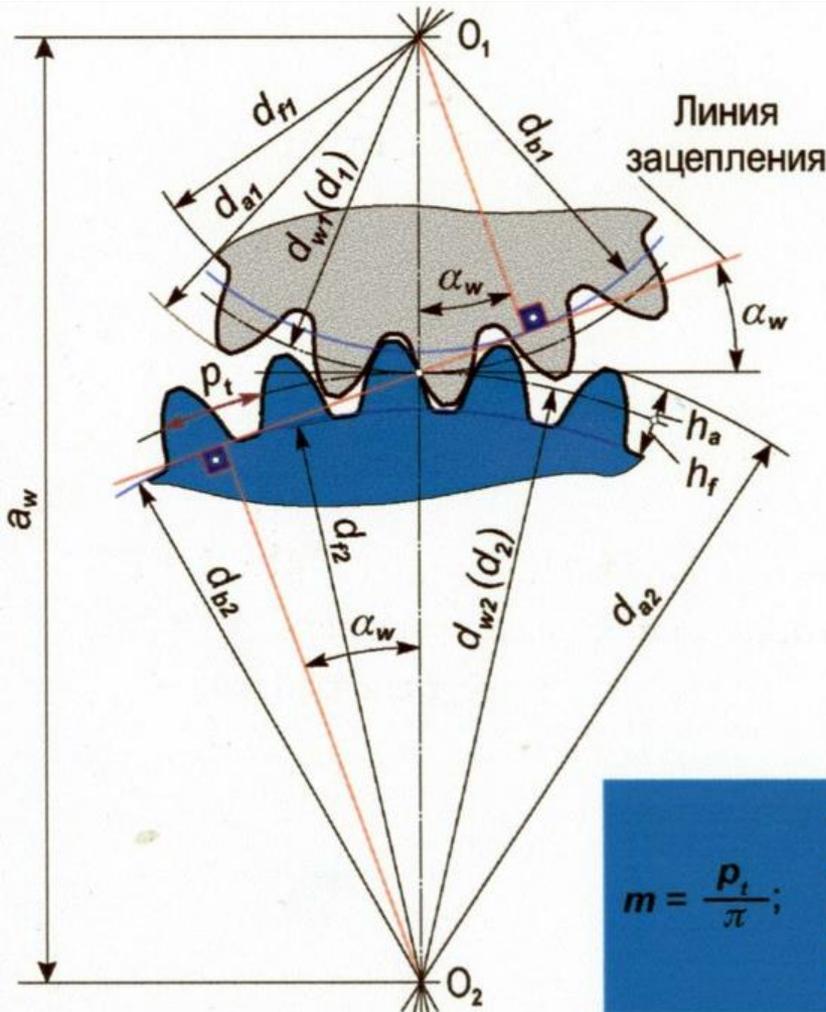
ЧЕРВЯЧНАЯ



ГИПОИДНАЯ



# Геометрия эвольвентной цилиндрической прямозубой передачи



$m$  - 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;

$\alpha_w$  - угол зацепления, градус;

$a_w$  - межосевое расстояние, мм.

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

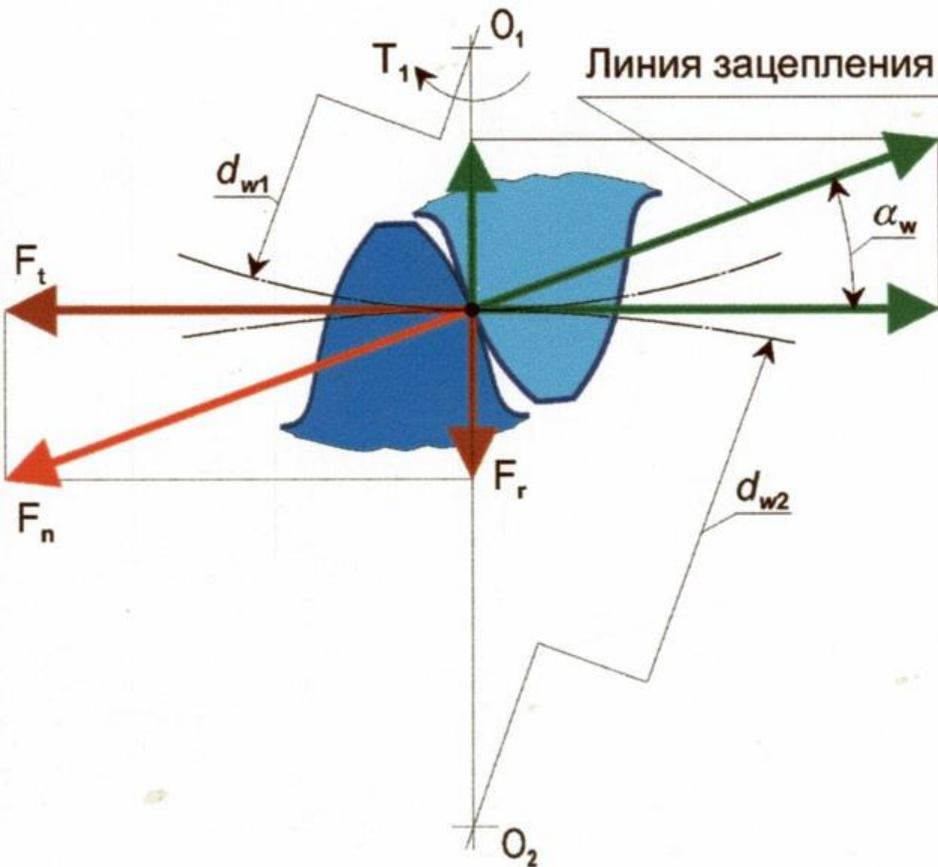
$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_{w1} = d_1; \quad d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a; \quad h = h_a + h_f;$$

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad d_{w2} = d_2; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a; \quad h_a = m;$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_w; \quad d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f; \quad h_f = 1,25 \cdot m;$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_w; \quad d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f; \quad a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}).$$

# Силы в прямозубой цилиндрической передаче



$d_{w1}$  - начальный диаметр шестерни, мм;

$d_{w2}$  - начальный диаметр колеса, мм;

$F_n$  - нормальная сила, действующая по линии зацепления, Н;

$F_t$  - окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям, Н;

$F_r$  - радиальная сила, действующая по радиусу к центру, Н;

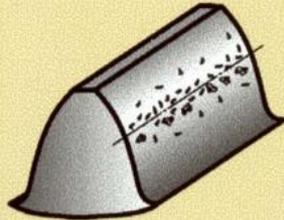
$T_1$  - вращающий момент на шестерне, Н·м;

$\alpha_w$  - угол зацепления, градус;

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_{w1}}; \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}.$$

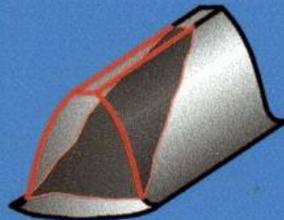
# Виды разрушения и условия работы зубьев

Выкрашивание поверхностных слоев зубьев



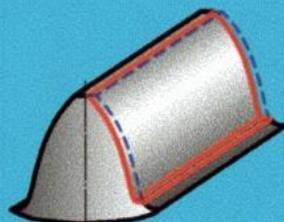
Закрытые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.

Поломка зубьев



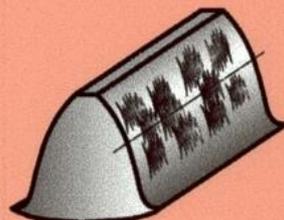
Высоконагруженные мелко модульные передачи. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колес или по косому сечению - косозубых или шевронных колес.

Абразивный износ



Открытые передачи, а также закрытые, работающие при скудной смазке и наличии абразивов.

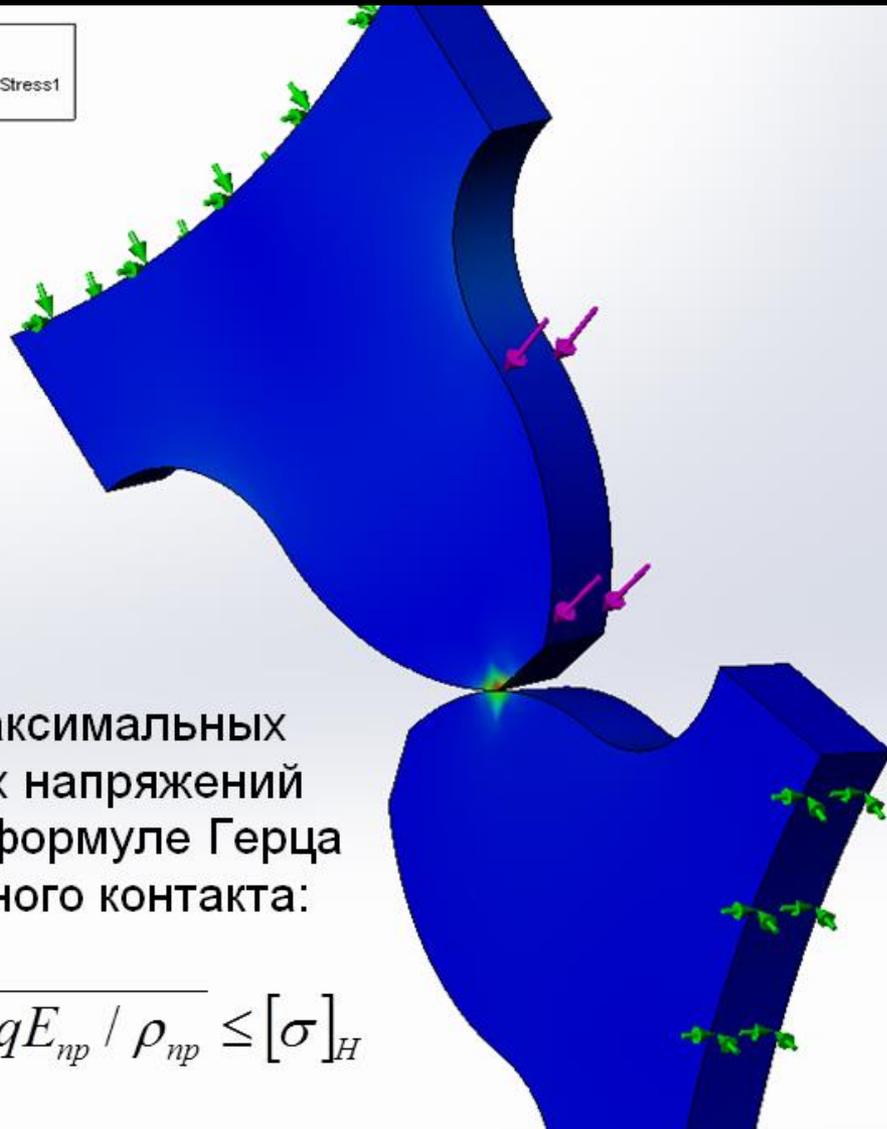
Заедание



Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев.

# Расчет на контактную усталость

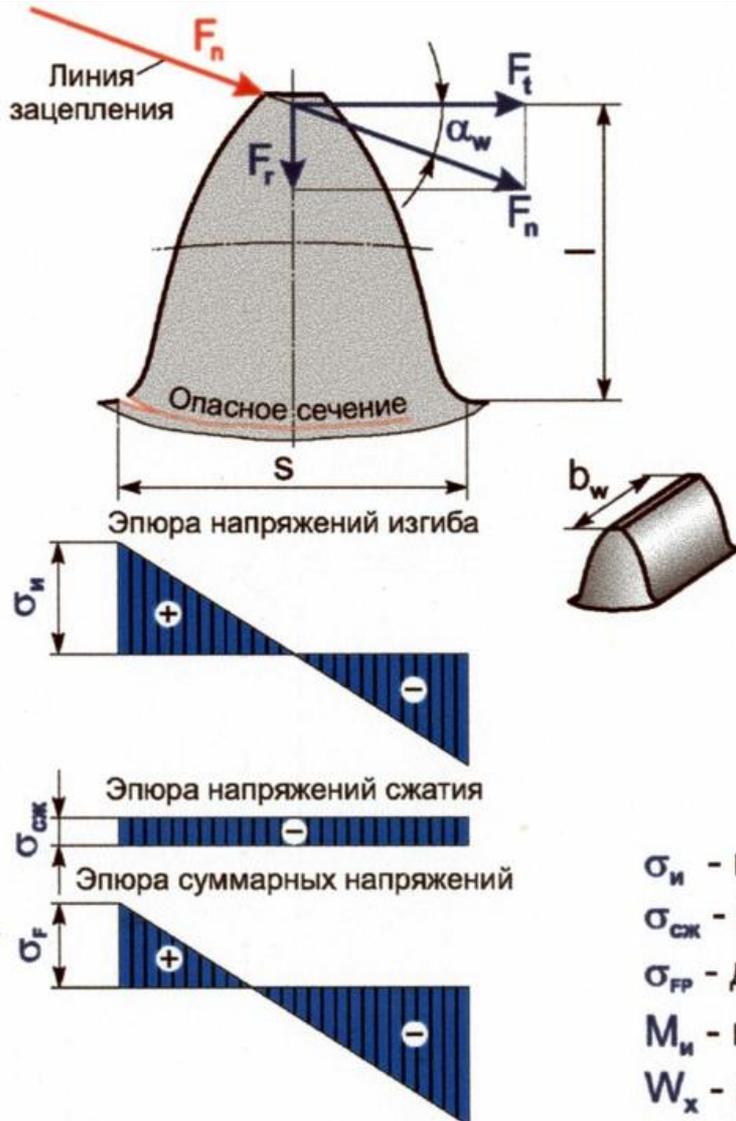
Model name: Assem circles 3  
Study name: Copy of [dyn]  
Plot type: Linear Dynamics Nodal stress Stress1  
Plot step: 10 time : 0.91 Seconds



Расчет максимальных контактных напряжений ведется по формуле Герца для линейного контакта:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q E_{np} / \rho_{np}} \leq [\sigma]_H$$

# Расчет зубьев на изгиб



Приняты допущения:

1. Вся нагрузка  $F_n$  передается одной парой зубьев, приложена к вершине зуба и действует по линии зацепления.
2. Зуб рассматривается как консольная балка прямоугольного сечения с размерами  $s$  и  $b_w$  у основания.
3. Возникновение усталостных трещин и разрушение начинаются на растянутой стороне зуба.

Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_F = \sigma_{и} - \sigma_{сж} \leq \sigma_{FP};$$

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_x}; \quad \sigma_{сж} = \frac{F_r}{s \cdot b_w}; \quad M_{и} = F_t \cdot l; \quad W_x = \frac{b_w \cdot s^2}{6}$$

В формулах:

- $\sigma_{и}$  - напряжения изгиба в опасном сечении;
- $\sigma_{сж}$  - напряжения сжатия в опасном сечении;
- $\sigma_{FP}$  - допускаемые напряжения;
- $M_{и}$  - изгибающий момент;
- $W_x$  - момент сопротивления изгибу.

Спасибо за внимание!