

# Зубчатые элементарные передачи

# Механизмы

“

*Система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемое движение других твердых тел*

# Кинематическая пара и цепь



*Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающих их относительное движение*

*Кинематическая цепь – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами*

# Классификация

- передаточное отношение: постоянное или переменное
- характер движения: меняет или не меняет направление
- взаимное расположение осей: параллельное, пересекающиеся и скрещивающиеся
- характер изменения скорости (замедление или ускорение)
- вид зубьев колес: прямозубые, косозубые, с внешним или внутренним зацеплением

# Механизмы

Функция положения:  $y = f(x_i, q_s)$

Передаточное отношение  $i$ :

- $i = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВЫХ}}}$  – вращательное
- $i = \frac{v_{\text{ВХ}}}{v_{\text{ВЫХ}}}$  – поступательное
- $i = \frac{d\alpha}{ds}$  – вращательное в поступательное
- $i = \frac{ds}{d\alpha}$  – поступательное во вращательное

# Основные показатели

- точностные (погрешность перемещения, положения и передаточного отношения)
- кинематические (функция положения, передаточное отношение)
- технологические
- конструктивные

# Зубчатая элементарная передача



*Механизм, состоящий из зубчатых колёс*

*Назначение – передача вращательного движения между валами, обычно с изменением скоростей вращения или направления и характера движения*

# Достоинства

- высокое передаточное отношение
- надежность и простота обслуживания
- технологичность
- малые габариты
- высокий КПД (до 0,99)
- постоянство передаточного отношения  $i$
- применение в широком диапазоне вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений
- малые нагрузки на валы и опоры
- долговечность (до 50000 ч)

# Недостатки

- высокие требования к точности изготовления и монтажа и, как следствие, дороговизна
- шум при работе со значительными скоростями
- высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки
- невозможность безступенчатого регулирования передаточного отношения

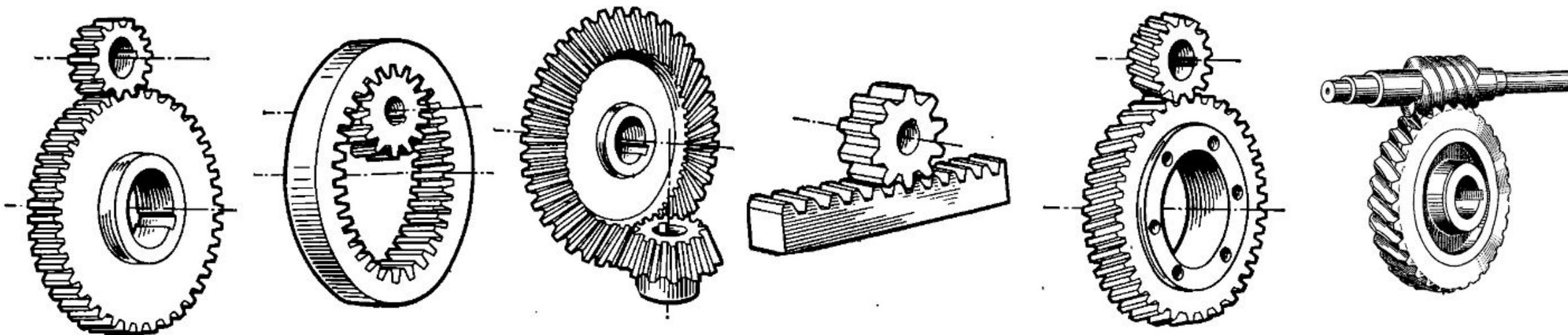
# Параметры передачи

- передаточное отношение  $i$
- модуль  $m$
- число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$
- профиль зуба: эвольвентный, циклоидальный
- коэффициент перекрытия

# Типовые схемы

Форма колес и расположение осей валов:

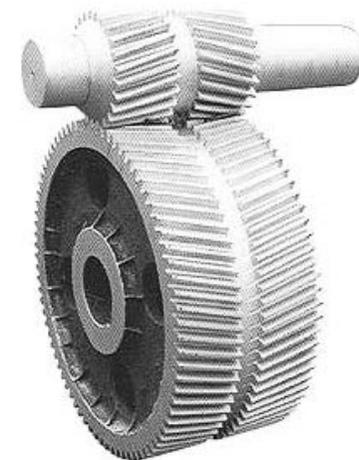
- Оси параллельны: цилиндрические – с вн. и внутр. зацеплением
- Оси пересекаются: конические
- Оси скрещиваются: винтовые, червячные



# Типовые схемы

Расположение и форма зубьев:

- прямозубые
- косозубые
- шевронные
- криволинейные



# Основная теорема зацепления (т. Виллиса)



*Общая нормаль к профилям зубьев колес, проведенная через точку касания профилей, делит межосевое расстояние колес на отрезки, обратно-пропорциональные угловым скоростям вращения*

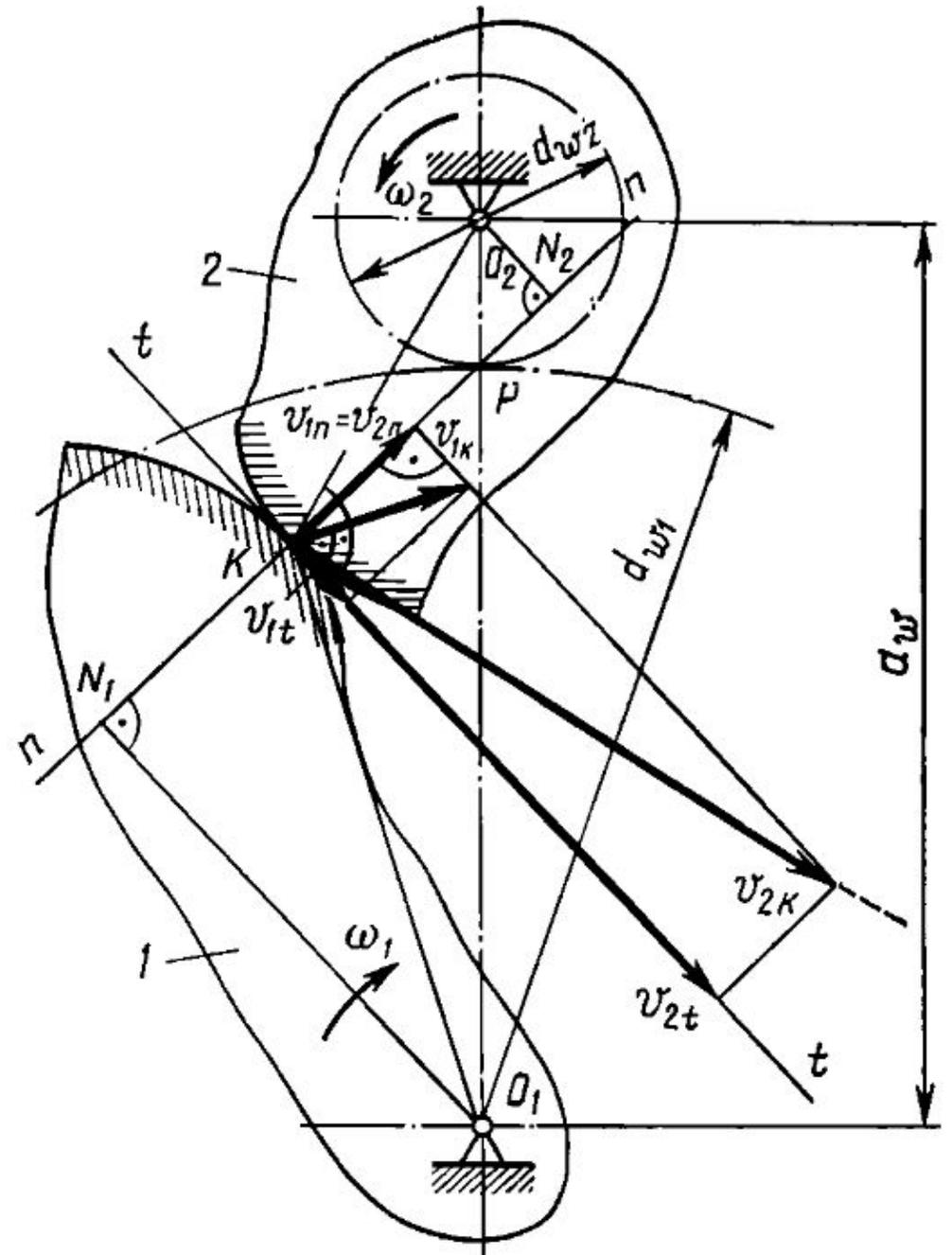
# Основная теорема зацепления (т. Виллиса)

Дано:  $\omega_1$

- 1)  $v_{1K} = \omega_1 O_1K$
- 2)  $v_{1K} \rightarrow \bar{v}_{2K} \perp O_2K$
- 3)  $v_{1n} = v_{2n}$
- 4)  $\omega_1 O_1N_1 = \omega_2 O_2N_2 \rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1}$
- 5)  $O_1N_1P \sim O_2N_2P$
- 6)  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2P}{O_1P}$
- 7)  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = const$

Скольжение профилей:

$$\begin{aligned}
 v_{CK} &= v_{1t} - v_{2t} = \omega_1 KN_1 - \omega_2 KN_2 \\
 &= \omega_1 (PN_1 - PK) - \omega_2 (PK + PN_2) \\
 &= -PK(\omega_1 + \omega_2) + PN_1\omega_1 - PN_2\omega_2
 \end{aligned}$$



# Эвольвентный профиль

Эвольвента – кривая, представляющая собой траекторию движения любой точки прямой 1 (производящая прямая), перекатывающейся без скольжения по окружности 2 (эволюта).

$$\rho_M = NM = \widetilde{AN} = r_b(\operatorname{inv} \alpha + \alpha)$$

$$\text{Инволюта } \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

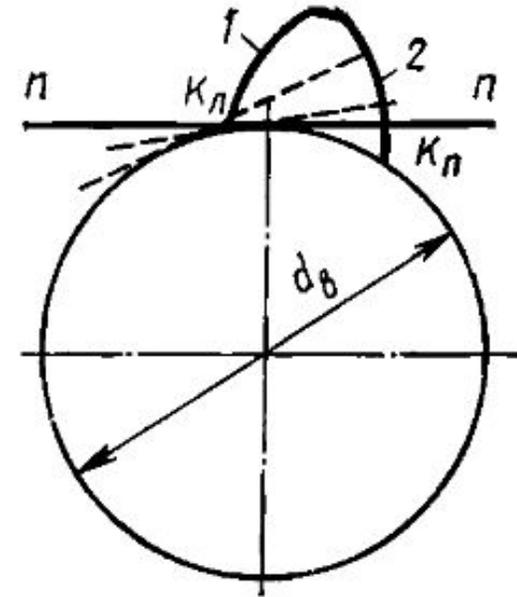
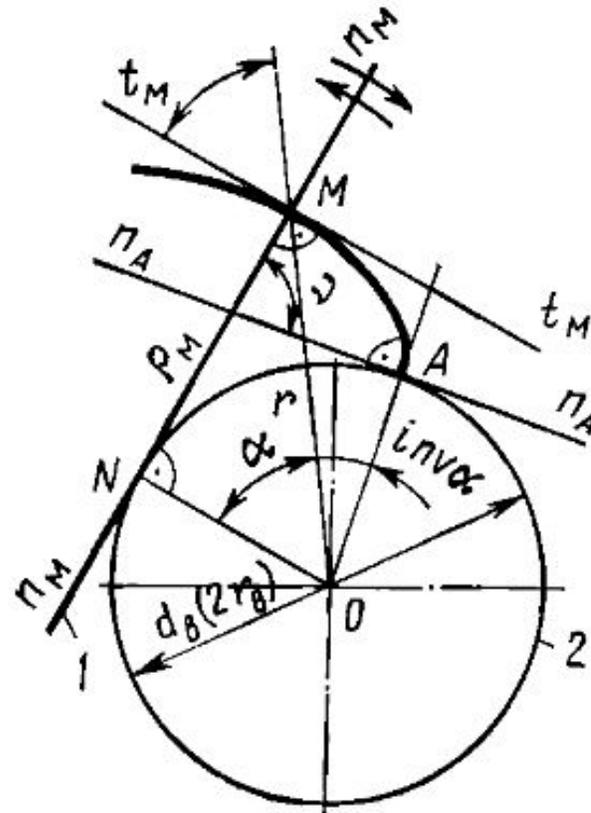
$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha} - \text{радиус}$$

$\nu$  – угол развернутости

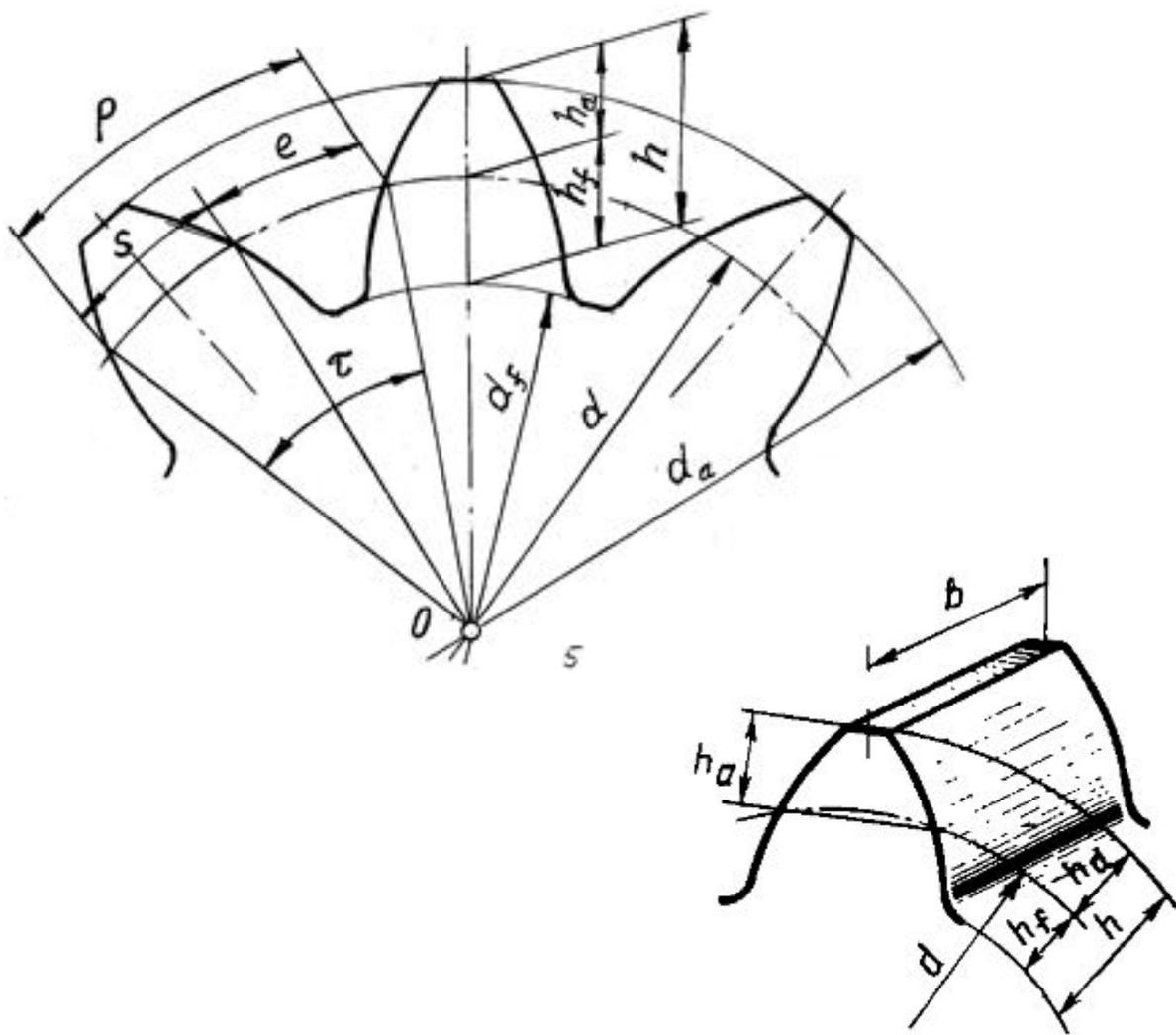
$r_b \rightarrow \infty$  – исходный контур

$\alpha$  – угол профиля зуба (ГОСТ 16530-70)

$\operatorname{inv} \alpha$  – эвольвентный угол профиля зуба (ГОСТ 16531-70)



# Основные параметры ЗК



$m$  – модуль зацепления, [мм] – СТ СЭВ 310-76

$z_1, z_2$  – количество зубьев

$d_1, d_2$  – диаметр делительной окружности, [мм]

$p = s + e$  – шаг зубьев, [мм]

$s$  – толщина зубьев, [мм]

$e$  – расстояние между профилями зубьев, [мм]

$d_f$  – диаметр окружности впадин

$d_a$  – диаметр окружности вершин

$h = h_a + h_f$  – высота зуба, [мм]

$h_a$  – высота головки зуба, [мм]

$h_f$  – высота ножки зуба, [мм]

$\tau = \frac{2\pi}{z}$  – центральный угол делительной окружности

$b$  – наименьшее расстояние между торцами зубьев

# Моменты в передаче

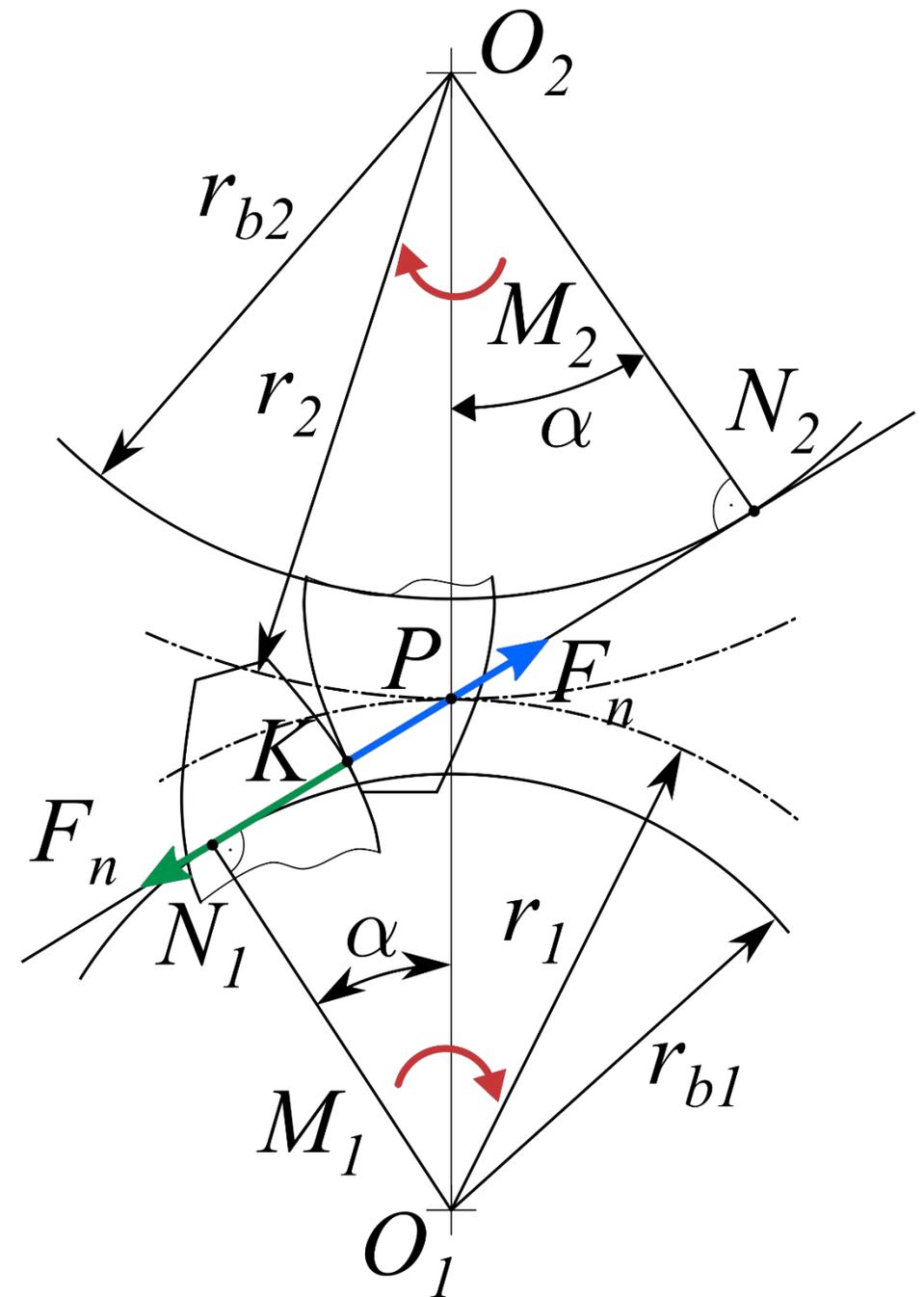
Дано:  $M_2$

Какой момент  $M_1$  необходимо приложить?

Вращение колёс отсутствует – условие равенства  $F_n$ :

$$\frac{M_1}{r_{b1}} = \frac{M_2}{r_{b2}} \rightarrow M_1 = M_2 \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = M_2 \frac{r_1}{r_2} = \frac{M_2}{i_{1-2}}$$

$$i_{1-2} = \frac{M_2}{M_1}$$



# Моменты в передаче

Колёса вращаются:  $F_t$  – сила трения в передаче между профилями зубьев при их скольжении

$M_{t1}, M_{t2}$  – моменты сил трения в опорах

$$M_1 = M_{t1} + \frac{M_2 + M_{t2}}{i_{12}} + M_2 f KP \frac{1 + i_{12}}{O_2 P \cos \alpha i_{12}}$$

При  $KP = 0$ :  $M_{1нм} = M_{t1} + \frac{M_2 + M_{t2}}{i_{12}}$

При  $KP = N_1 P = O_1 P \sin \alpha$  и учитывая, что  $i_{12} = \frac{O_2 P}{O_1 P}$ :

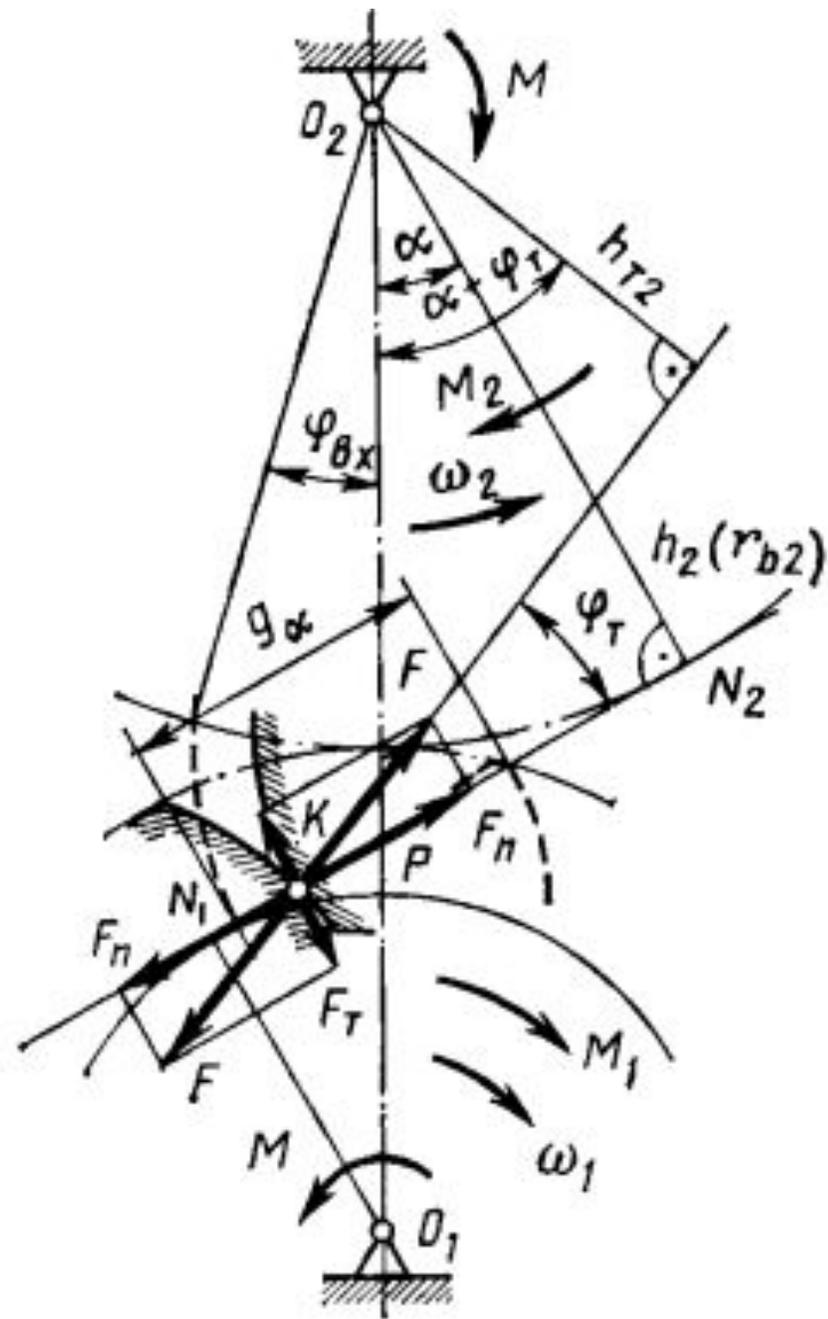
$$M_{1нб} = M_{t1} + \frac{M_2 + M_{t2}}{i_{12}} + M_2 f O_1 P \operatorname{tg} \alpha \frac{1 + i_{12}}{i_{12}^2}$$

Наибольшее изменение момента  $M_1$ :

$$\Delta M_{1нб} = M_{1нб} - M_{1нм} = \frac{M_2 f \operatorname{tg} \alpha (1 + i_{12})}{i_{12}^2}$$

Относительная величина изменения момента:

$$\frac{\Delta M_{1нб}}{M_{1нб}} = \frac{f \operatorname{tg} \alpha (1 + i_{12})}{M_{1нб}}$$



# СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Равенство моментов от сил  $F_t$  и  $F_n$ :

$$F_n r_{b1} = F_t r_1 \rightarrow F_n = \frac{F_t r_1}{r_1 \cos \alpha} = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$M_2 = \frac{F_t d_2}{2} \rightarrow F_n = \frac{2M_2}{d_2 \cos \alpha} K$$

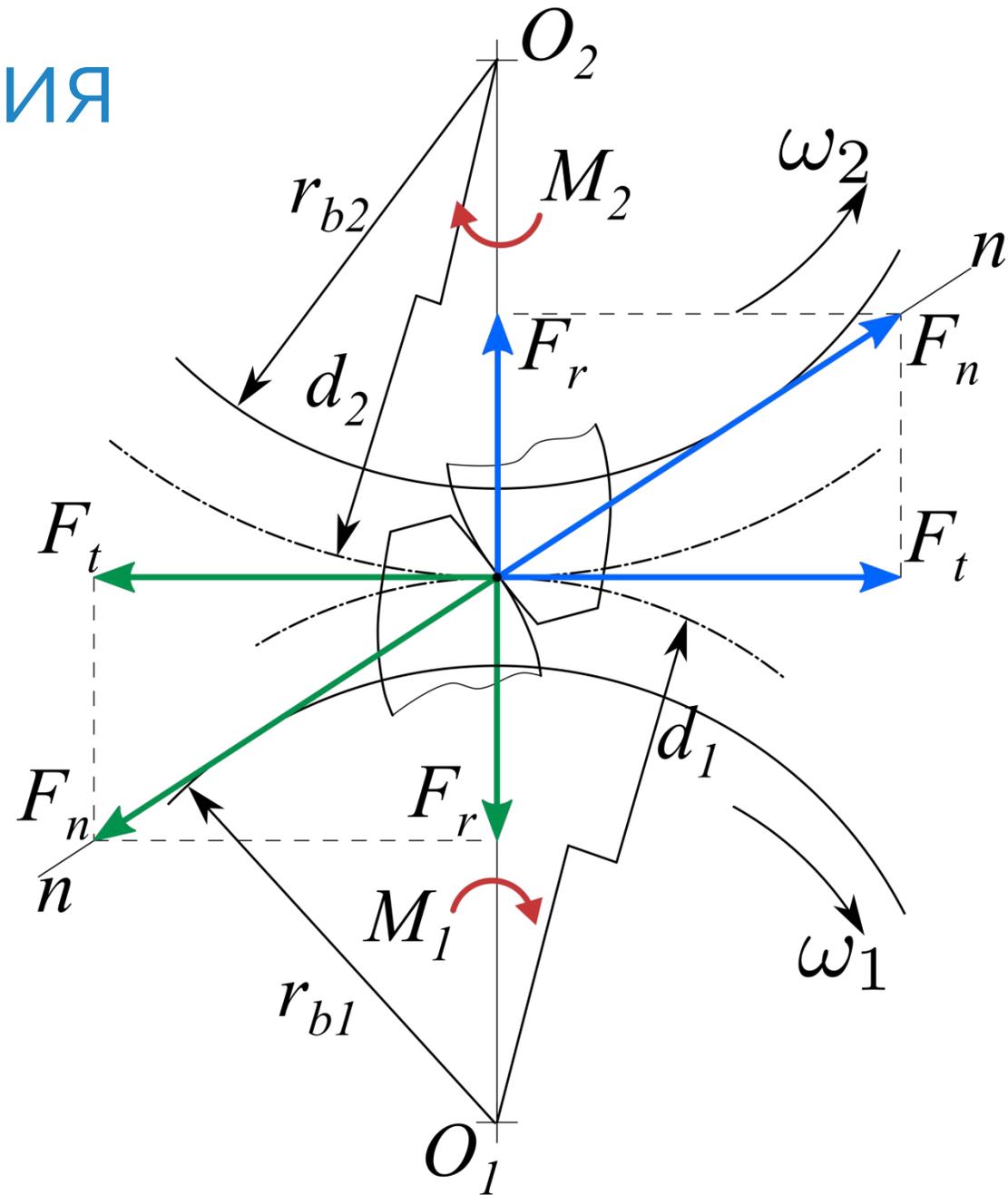
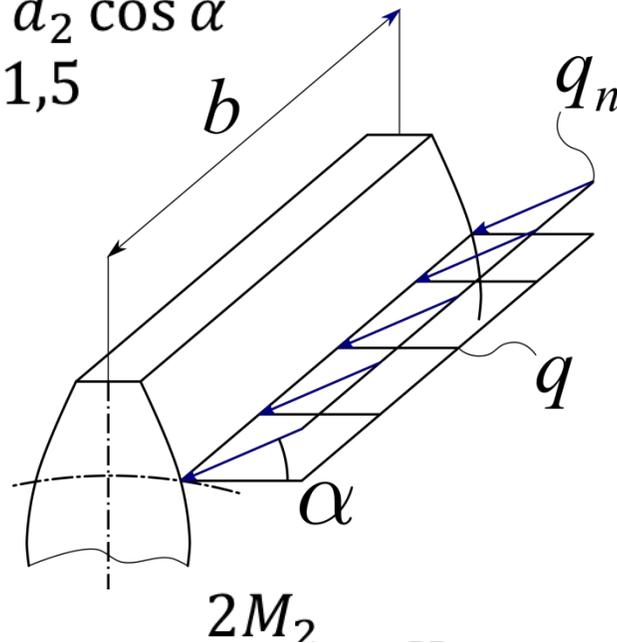
$$K = K_\beta K_v = 1,3 \dots 1,5$$

Для давления:

$q$

$F_t$

$2M_2$



# КПД

$$\eta_{1-2} = \frac{P_n}{P_g} = \frac{P_g - P_c}{P_g} = 1 - \frac{P_c}{P_g} = 1 - \psi = 0,96 \dots 0,98$$

$P_n$  – мощность, затраченная на преодоление полезных сопротивлений

$P_g$  – мощность движущих сил

$P_c$  – мощность, затраченная на преодоление сопротивления трения

$\psi = \frac{P_c}{P_g}$  – коэффициент потерь передачи

# Минимальное число зубьев

$$\Delta O_1 O_2 N_2: r_{a1}^2 = a^2 + r_{b2}^2 - 2ar_{b2} \cos \alpha$$

$$\text{Замена: } r_{a1} = \frac{mz_1}{2} + m = m \frac{z_1+2}{2};$$

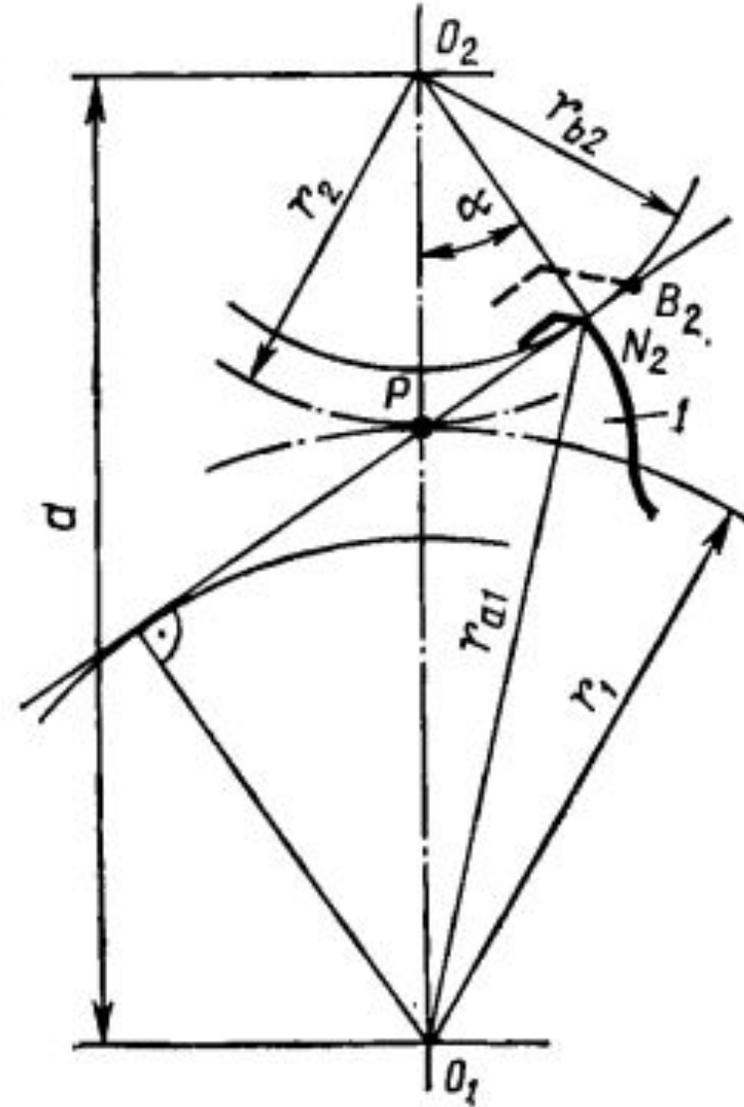
$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = \frac{mz_2 \cos \alpha}{2}$$

$$\text{Получим: } \frac{z_2^2 \sin^2 \alpha}{4} + \frac{z_1 z_2 \sin^2 \alpha}{2} - z_1 - 1 = 0$$

$$\text{Для } \alpha = 20^\circ: \frac{z_2^2}{34} + \frac{z_1 z_2}{17} - z_1 - 1 = 0$$

$$1) \quad i = 1 \rightarrow z_2 = 13$$

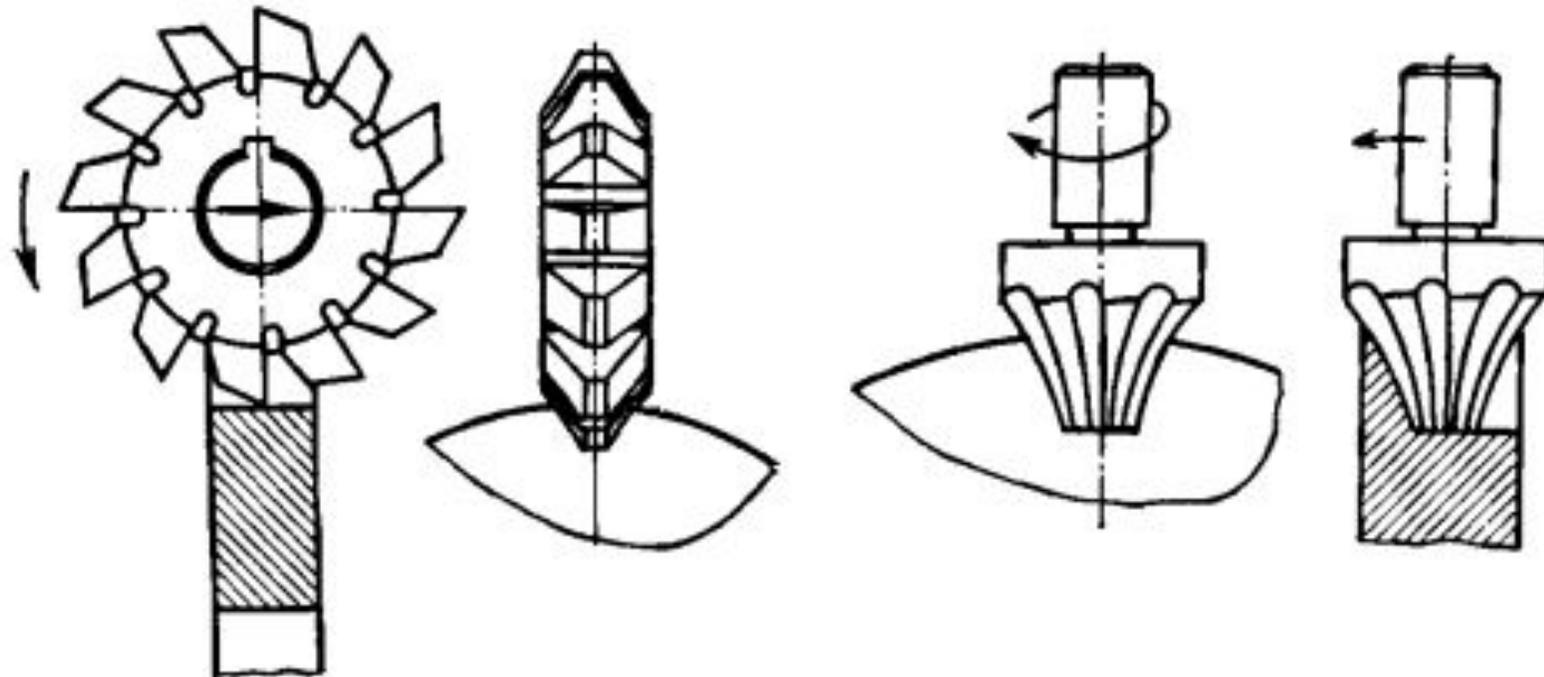
$$2) \quad i = \frac{z_2}{z_1} = 0 \rightarrow z_2 = 17$$



# Методы нарезания зубьев

Метод деления (копирования):

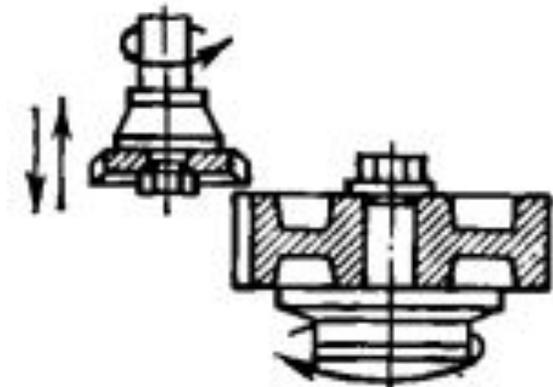
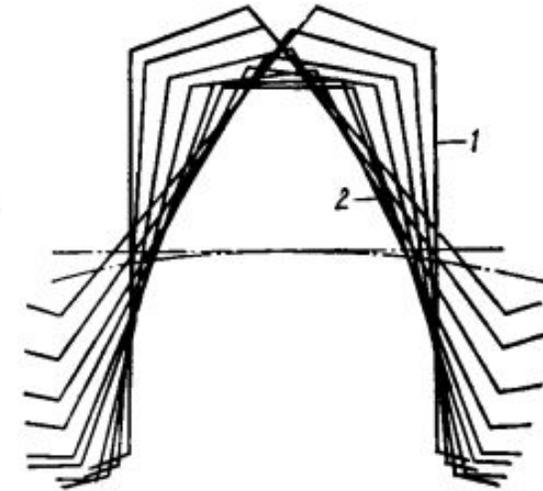
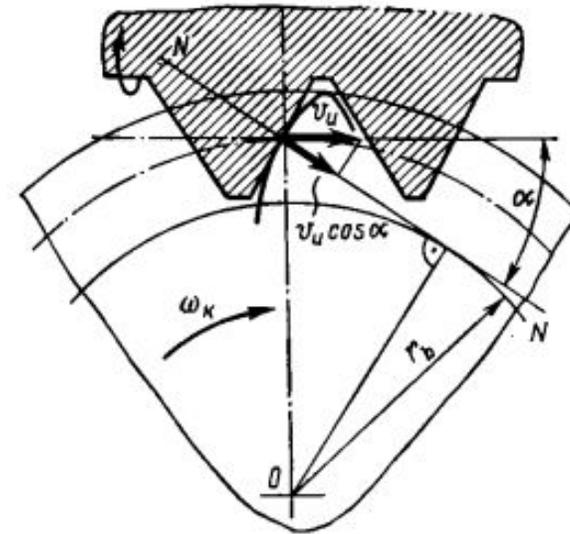
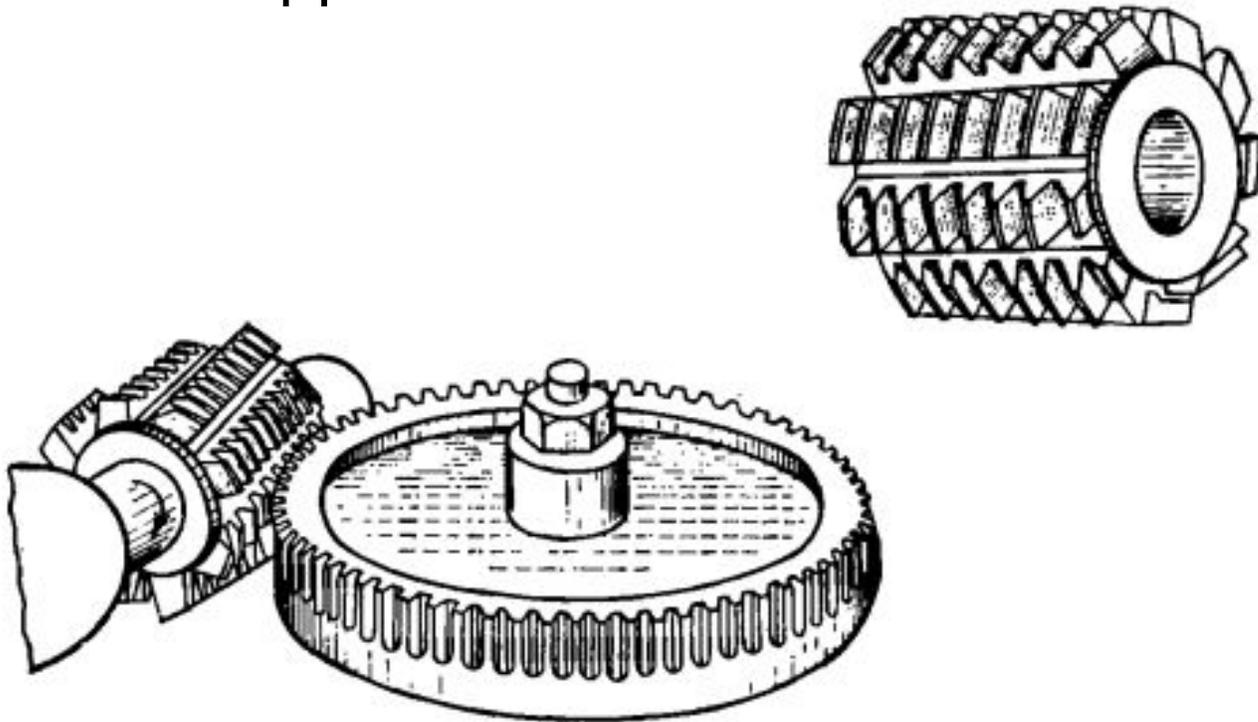
- невысокая производительность
- невысокая точность по шагу
- допускаемые погрешности профилей зубьев



# Методы нарезания зубьев

При методе обката (огибания):

- гребёнки
- червячные фрезы
- долбяки



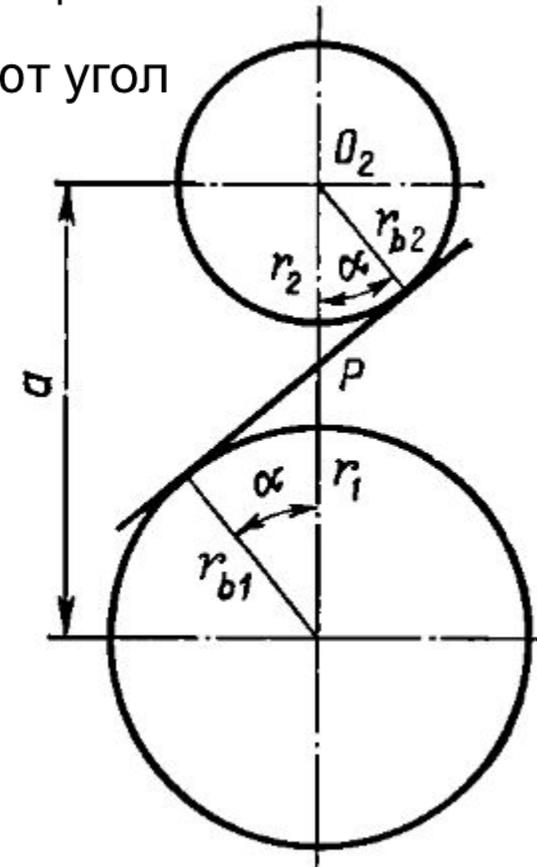
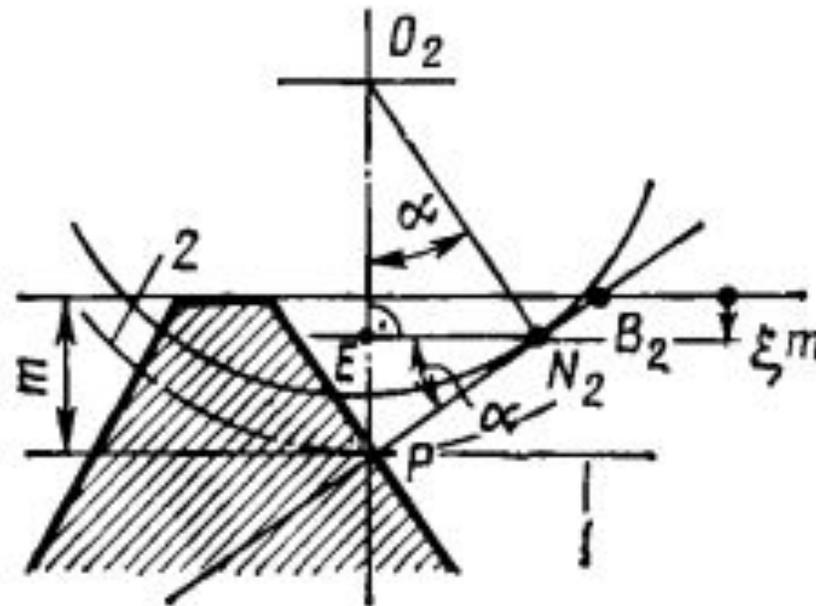
# Корригированные зубчатые передачи

Смещение инструмента  $x = \xi * m$ ,  $\xi = 1 - z_2 \frac{\sin^2 \alpha}{2} = \frac{17 - z_2}{17}$

- 1) Нулевая передача  $\xi_1 = \xi_2 = 0$ ,  $\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2 = 0$
- 2) Равносмещённая передача  $\xi_1 = -\xi_2 = 0$ ,  $\xi_\Sigma = 0$  – высотная коррекция
- 3) Положительная ( $\xi_\Sigma > 0$ ) и отрицательная ( $\xi_\Sigma < 0$ ) передачи меняют угол зацепления (угловая коррекция):

$$a = r_1 + r_2 = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha} + \frac{r_{b2}}{\cos \alpha}$$

$$\cos \alpha = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{a}$$



# Материалы цилиндрических ЗК

- конструкционные стали 15, 20, 35, 45, 50
- легированные стали 15Х, 20Х, 20ХГ, 12ХНЗА, 40Х, 40ХН, 30ХГСН, 37ХНЗА, 38ХНЮА
- цветные металлы: латуни Л59С1, Л63С31, алюминиевые сплавы (В95Т1), бронзы БрО6,5Ф1,5, БрО10Ф1, БрА10 – для ведомых колёс износостойких скоростных передач, бронзы БрА9Ж4, БрА9Мц2 – для износостойких передач при незначительных окружных скоростях
- неметаллы: терморезистивные материалы (текстолиты, древесно-слоистые пластики на синтетических смолах (ДСП), волокниты и стеклопластики) и термопластичные (конструкционные полиамиды (капрон, поликапромид П-68, АК-7), полиуретаны, полиформальдегиды, поликарбонаты, полипропилены, полиэтилены, фторопласты)
- шестерню и колесо не рекомендуется изготавливать из слоистых пластиков; наилучшее соотношение – шестерня из металла, колесо из неметалла

# Материалы цилиндрических ЗК

Небольшие окружные скорости (до 3 м/с)

Конструкционные стали 35, 40, 45, 50 ГОСТ 1050-74 (сырой или термоулучшенный вид до HRC=28...32)

Повышенные окружные скорости

Легированные стали 40X, 45X, 2X13, 40XH ГОСТ 4543-71

Малонагруженные передачи при требованиях малой массы, момента инерции, частоты вращения менее 1000 об/мин

Бронзы БрКМц 3-1Т, БрАМц 9-2Т, БрОЦ 4-3Т, БрОФ 6, 5-0, 15Т, латуни ЛС59-1Т ГОСТ 4784-74

Нагруженные трибки

- стали У7АВ, УВА, У10А, У8А, У10А, ГОСТ 1435-74 с закалкой до HRC 40...64
- коррозионно-стойкие стали 1X13, 1X18H3T, 2X13, 4X13 в термоулучшенном виде с HRC 28...32

# Точность ЗК и передач

Точные приборные устройства (ПУ) – точность работы регламентируется допусками. Допуск на точность  $[\delta_0 S]$ .

Расчеты:

- прямой (проектный) – определение точностных требований к составляющим устройствам, узлам и деталям
- обратный (проверочный) – определение погрешности ПУ на основе разработанных точностных требований к звеньям устройства

Существует 12 степеней точности. В приборостроении обычно применяют 6-9 степени точности.

# Показатели точности и их выбор

Показатели точности регулируются стандартами (контрольные комплексы):

- кинематическая точность – наибольшая погрешность функции положения при работе передачи в одном направлении или наибольшая погрешность  $i$
- плавность работы – плавность изменения кинематической погрешности – колебания скорости за один оборот, источник динамической нагрузки
- пятно контакта – полнота прилегания зубьев и концентрация нагрузки на их поверхности
- боковой зазор между работающими профилями зубьев – для

# Показатели точности и их выбор

Боковой зазор нормируется независимо от степени точности зубчатых колёс и передач

Основа  $j_{n \min}$  – минимальный гарантированный боковой зазор

## Виды сопряжений

h, g, f, e

d, c, b, a, z, y, x

# Показатели точности и их выбор

Кинематическая точность:

- кинематическая погрешность  $F_{ir}'$
- накопленная погрешность шага  $F_{pr}$  – погрешность во взаимном расположении зубьев колеса, измеренная по одной окружности
- радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$  и колебание длины общей нормали  $F_{v\omega r}$  как комплекс из двух показателей
- радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$  и погрешность обката  $F_{cr}$ , под которой понимается кинематическая погрешность станка при образовании зубьев колеса
- колебание измерительного межосевого расстояния  $F_{ir}''$  за оборот зубчатого колеса
- радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$
- погрешность обката  $F$  и колебание измерительного межосевого

# Показатели точности и их выбор

Норма плавности:

- местная кинематическая погрешность  $f'_{ir}$
- отклонение шага, которое характеризует кинематическую погрешность ЗК при повороте на один номинальный шаг  $f_{pbr}$
- колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе  $f''_{ir}$
- комплекс из двух показателей – погрешности профиля зуба  $f_{fr}$  и отклонения шага зацепления  $f_{pbr}$ , равного разности между действительным и номинальным шагами зацепления
- комплекс из двух показателей – отклонения шага  $f_{ptr}$  и

# Показатели точности и их выбор

Показатели контакта зубьев:

- погрешность направления зуба  $F_{\beta r}$
- непараллельность и перекося осей  $f_{xr}$  и  $f_{yr}$
- суммарное пятно контакта

Допуск на пятно контакта ( $a, b$  – длина пятна и зуба,  $h_p, h_{n1}$  – высота пятна и зуба) – наиболее часто степень точности по нормам контакта определяют по пятну контакта:

$$\frac{a}{h} * 100\%; \frac{h_p}{h} * 100\%$$

# Показатели точности и их выбор

Боковой зазор:

- наименьшее дополнительное смещение исходного контура  $E_{HS}$
- средняя длина общей нормали  $T_{\omega m}$
- длина общей нормали  $T_{\omega r}$
- предельное отклонение измерительного межосевого расстояния (верхнее и нижнее:  $(+E_{\alpha''sr}; -E_{\alpha''sr})$ )
- размер по роликам  $T_{Mr}$
- для нерегулируемой передачи – отклонение межосевого расстояния  $f_{ar}$

# Показатели точности и их выбор

“

*Для всех видов передач предпочтительными являются функциональные показатели  $F'_{ior}$ ,  $f'_{ior}$  и суммарное пятно контакта*

*Пример обозначения передачи:*

*6-8-6-Ва ГОСТ 1643-81*

*7-0-ГОСТ 1750-81*

# Рекомендации по применению

- долговечность работы (до 50 000 ч)
- точность изготовления
- минимизация потерь на трение
- реверсивные передачи: требование по мёртвому ходу

# Виды разрушений зубчатых колес

- Выкрашивание поверхностных слоев зубьев

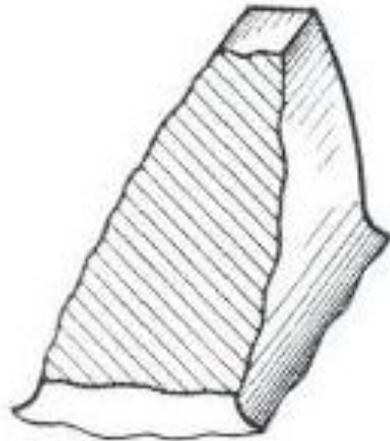
Закрытые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.



# Виды разрушений зубчатых колес

- Пломка зубьев

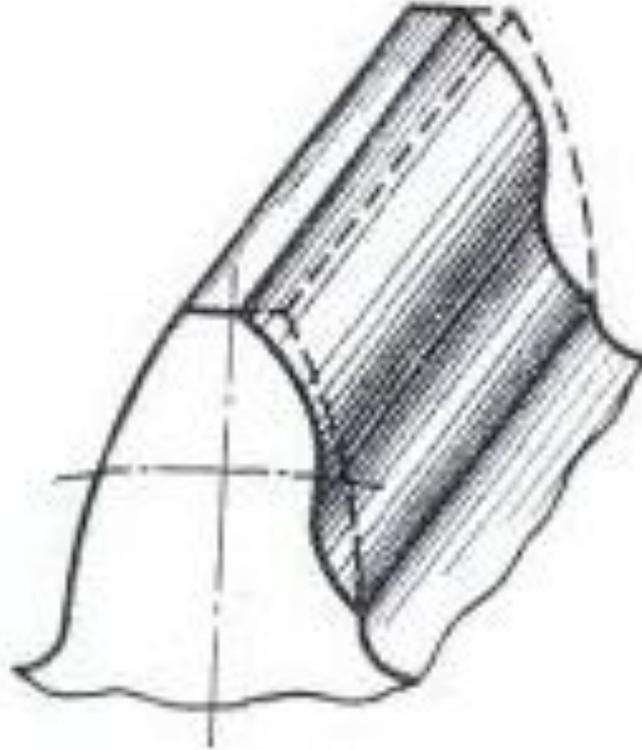
Высоконагруженные передачи. Пломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колёс или по косому сечению – косозубых и шевронных колёс.



# Виды разрушений зубчатых колес

- Абразивный износ

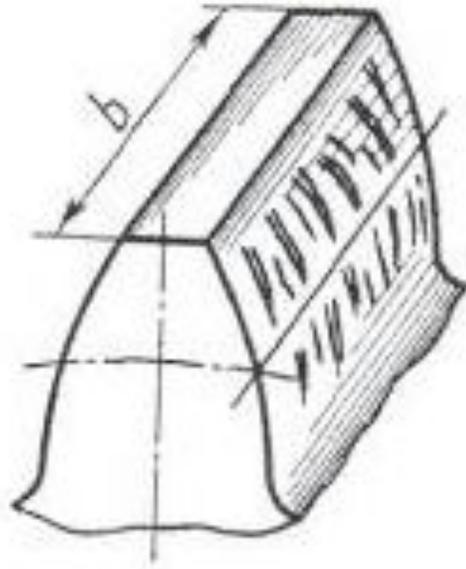
Открытые передачи, а также закрытые, работающие при скудной смазке и наличии абразивов.



# Виды разрушений зубчатых колес

- Заедание

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



# Расчет зубчатых передач на прочность

Расчет на прочность характеризуется набором коэффициентов:

- общие для прочности на изгиб и на контактные напряжения –  $K$
- только на изгиб –  $Y_F$
- только контактные напряжения –  $Z_H$

# Расчет зубчатых передач на изгиб

$$F_n = \frac{M_2}{r_{b2}} = \frac{2M_2}{mz_2 \cos \alpha} = \frac{M_1}{r_{b1}} = \frac{2M_1}{mz_1 \cos \alpha}$$

- изгиб –  $F_n \cos \alpha'$
- сжатие –  $F_n \sin \alpha'$

т. В – точка, с которой начинается разрушение зуба

$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{F_n \sin \alpha'}{bs}$$

- результирующее напряжение в т. В

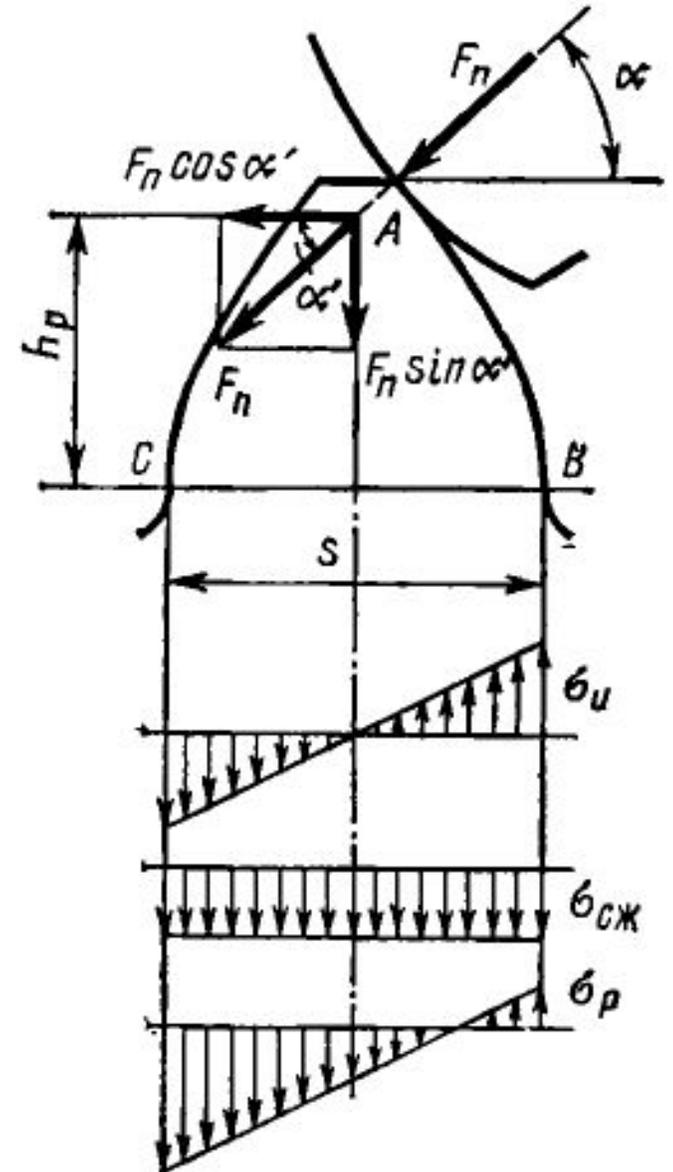
$$M = F_n h_p \cos \alpha'$$

- изгибающий момент от силы  $F_n \cos \alpha'$

$\alpha'$  – угол профиля зуба в вершине зуба, отличающийся от угла в точке профиля зуба на делительной окружности

$b$  – длина зуба (ширина зубчатого венца колеса)

$s$  – ширина зуба в опасном сечении



# Расчет зубчатых передач на изгиб

$$\sigma_p = \frac{6F_n h_p \cos \alpha'}{bs^2} - \frac{F_n \sin \alpha'}{bs} = \frac{F_n \left( \frac{6h_p \cos \alpha'}{s^2} - \frac{\sin \alpha'}{s} \right)}{b}$$

$$\sigma_p = \frac{2M_2 K \left( 6h_p \cos \alpha' \frac{m}{s^2} - \sin \alpha' \frac{m}{s} \right)}{m^2 z_2 b \cos \alpha'} = \frac{2M_2 K}{m^2 z_2 b} Y_F$$

$$Y_F = \frac{\frac{6h_p \cos \alpha' m}{s^2} - \sin \alpha' \frac{m}{s}}{\cos \alpha'} \quad \text{— коэффициент прочности зуба}$$

$$b = \psi_m m \Rightarrow \sigma_p = \frac{2M_2 Y_F K}{m^3 z_2 \psi_m} \leq [\sigma_H] \quad \text{— проверочный расчёт}$$

$$m > \sqrt[3]{\frac{2Y_F K M_2}{[\sigma_H]}} \quad \text{— прямой расчёт}$$

Вид колёс

Прямозубые

Косозубые

# Расчет зубчатых передач на изгиб

	<b>-0,5</b>	<b>-0,2</b>	<b>0</b>	<b>+0,2</b>	<b>+0,5</b>	<b>+0,8</b>
10	-	-	-	-	-	2,96
12	-	-	-	-	3,55	3,08
14	-	-	-	4,05	3,56	3,14
16	-	-	4,47	3,99	3,57	3,17
17	-	-	4,30	3,97	3,58	3,21
20	-	-	4,12	3,90	3,59	3,25
25	-	4,39	3,96	3,81	3,60	3,33
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61	3,37
40	4,24	3,90	3,75	3,68	3,62	3,44
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,62	3,48
60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,63	3,52
80	3,89	3,81	3,74	-	-	-
100	3,87	3,80	3,75	-	-	-

# Расчет зубчатых передач на контактную

## прочность

Расчет проводится для закрытых передач, т.е. передач, помещенных внутрь корпуса со смазывающей жидкостью. Наибольший износ – в полюсе зацепления.

Формула Герца для контактной прочности между двумя цилиндрами:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} q_n}{2\pi(1 - \nu^2)\rho_{\text{пр}}}}$$

$q_n$  - давление, нормальное к поверхности зуба

$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$  – приведённый модуль упругости

$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$  – приведённый радиус цилиндрической поверхности

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha; \rho_2 = r_2 \sin \alpha \Rightarrow \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_1 \sin \alpha} + \frac{1}{r_2 \sin \alpha} = \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2 \sin \alpha} \Rightarrow \rho_{\text{пр}} = \frac{r_1 r_2 \sin \alpha}{r_1 + r_2}$$

# Расчет зубчатых передач на контактную

## прочность

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha; \rho_2 = r_2 \sin \alpha \Rightarrow \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_1 \sin \alpha} + \frac{1}{r_2 \sin \alpha} = \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2 \sin \alpha} \Rightarrow \rho_{\text{пр}} = \frac{r_1 r_2 \sin \alpha}{r_1 + r_2}$$

$$r_1 + r_2 = a; \frac{r_2}{r_1} = i_{12} \Rightarrow r_1 = \frac{a}{1 + i_{12}}; r_2 = \frac{i_{12} a}{1 + i_{12}} \Rightarrow \rho_{\text{пр}} = \frac{a^2 i_{12} \sin \alpha}{(1 + i_{12})^2} / \frac{i_{12} a + a}{1 + i_{12}} = \frac{i_{12} a \sin \alpha}{(1 + i_{12})^2}$$

$$\sigma_{\text{H}} = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} q_n (1 + i_{12})^2}{2\pi(1 - \nu^2) i_{12} a \sin \alpha}} = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} q (1 + i_{12})^2}{\pi(1 - \nu^2) i_{12} a \sin 2\alpha}}$$

$$\text{Учитывая, что } q = \frac{F}{b} = \frac{2M_2 K}{d_{2b}}: \sigma_{\text{H}} = \sqrt{\frac{2E_{\text{пр}} K M_2 (1 + i_{12})^2}{\pi(1 - \nu^2) d_{2b} i_{12} a \sin 2\alpha}}$$

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = 1,77$  – коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей, т.е. изменение при изменении делительного межосевого расстояния, а следовательно и угла

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1 - \nu^2)}} \approx 8,6 \frac{\text{кН}^{1/2}}{\text{см}} - \text{коэффициент, учитывающий механические свойства материалов}$$

# Расчет зубчатых передач на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KM_2(1+i_{12})^2}{d_2 b i_{12} a}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KM_2(1+i_{12})^3}{2i_{12}^2 a^2 b}} \leq [\sigma_H]$$

$$\psi_a = \frac{b}{a}; Z_H Z_M = 1,77 * 8,6 = 15,3 \frac{\text{кН}^{1/2}}{\text{см}}:$$

$$\sigma_H = 10,6 Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KM_2(1+i_{12})^3}{i_{12}^2 \psi_a a^3}} \leq [\sigma_H] \Rightarrow a = (1+i_{12})^3 \sqrt[3]{\left(\frac{10,6 Z_\varepsilon}{i_{12} [\sigma_H]}\right)^2 \frac{KM_2}{\psi_a}}$$

Обеспечение равнопрочности по напряжениям изгиба и контактными напряжениями:

$$m = \frac{KM_2 Y_F (1+i_{12})}{a b i_{12} [\sigma_H]}$$

# Расчет модуля

После проведения расчетов на изгибную и контактную прочность значение модуля  $m$  округляют до ближайшего большего значения, при этом рекомендуется принимать минимальное значение модуля для цилиндрических колес 0,2 мм

## Модуль $m$ , мм

### 1-й ряд, предпочтительный

0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,125; 0,15;  
0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,315; 0,4; 0,5;  
0,6; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 1,6; 2

### 2-й ряд

0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,15;  
0,18; 0,22; 0,28; 0,3; 0,35; 0,45; 0,55;  
0,6; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,5; 1,75;  
2,25

# Косозубые колёса

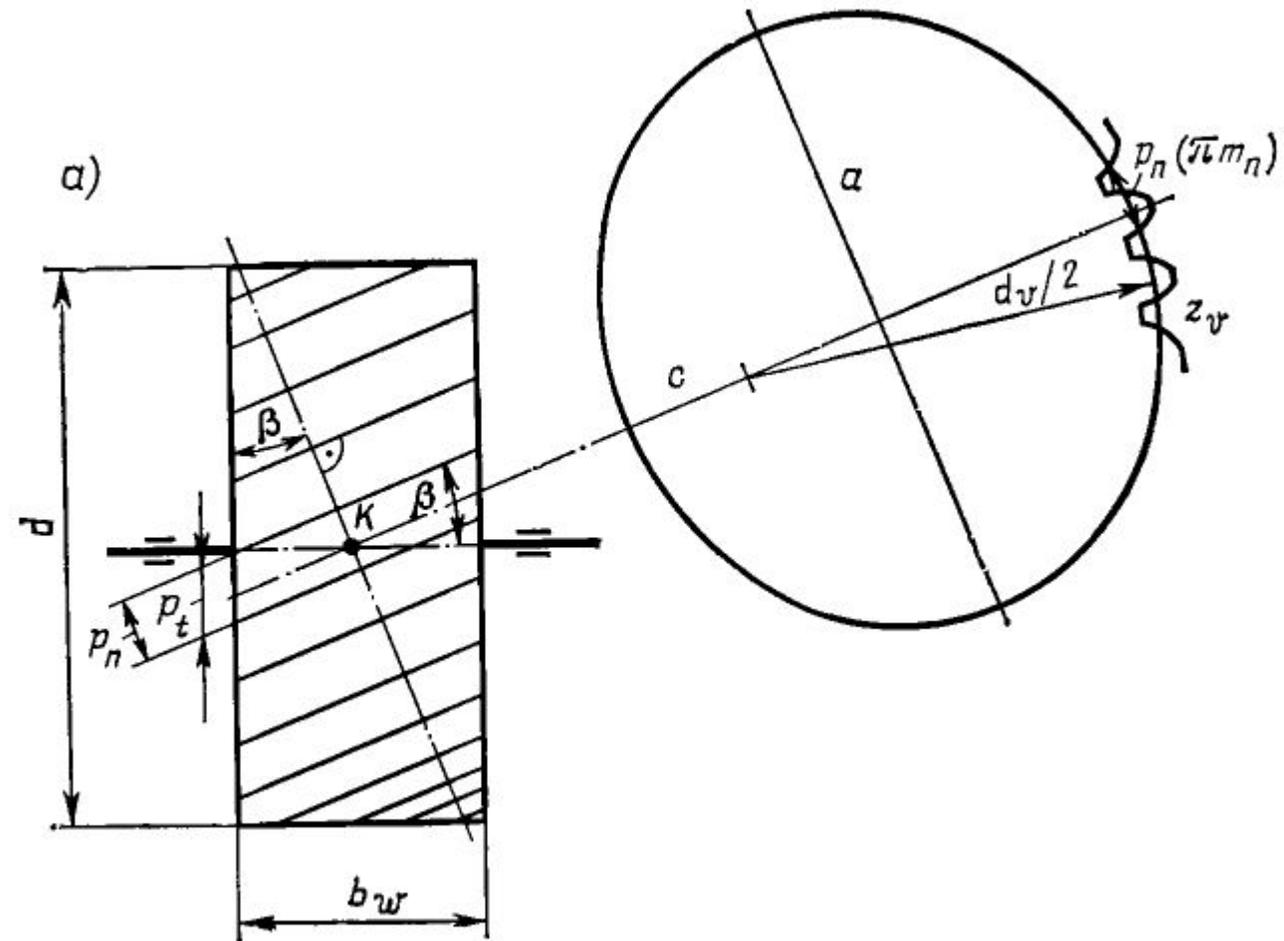
$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$$

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

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$$

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}$$



ГОСТ 16531-70: эквивалентным называется эвольвентное прямозубое цилиндрическое зубчатое колесо, размеры и форма которого в торцовом сечении приближенно совпадают с размерами и

# Косозубые колёса

## Достоинства:

- высокий коэффициент торцевого перекрытия  $\varepsilon_\beta \leq 10$ , что обеспечивает высокую плавность хода, повышенную прочность, снижение шума, уменьшение динамических нагрузок
- возможность подбора заданного межосевого расстояния, когда известно передаточное отношение и задан стандартный модуль, но нет возможности подобрать прямозубое колесо
- возможность работы при повышенных окружных скоростях (до 30 м/с)

Недостатки: появление осевой силы, которая может быть компенсирована использованием шевронной передачи

# Расчет на изгиб косозубых ЗК

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cos \beta Y_F Y_\beta K_\alpha K M_2}{\psi_m z [\sigma_H]}} - \text{нормальный модуль}$$

$Y_F(z_v)$  - коэффициент прочности зуба для числа зубьев  $z_v$  эквивалентного

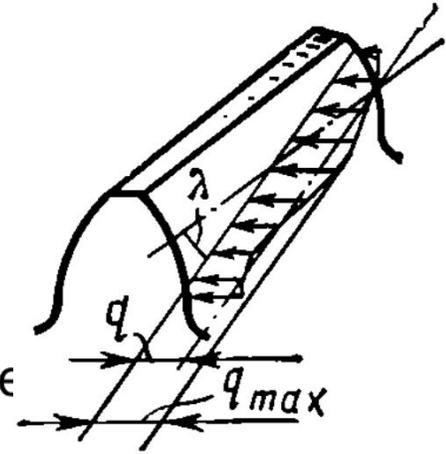
$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ ,  $\beta \leq 40^\circ$  - коэффициент, учитывающий наклон контактной линии к основанию зуба

$K_\alpha = \frac{1}{0,85 \dots 0,95} \varepsilon_\beta$  - коэффициент, учитывающий участие в зацеплении нескольких пар зубьев

$\varepsilon_\beta = \left( 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta$  - коэффициент торцевого перекрытия зубьев

$$\psi_m = 10 \dots 25$$



# Расчет на контактную прочность косозубых ЗК

$$\sigma_H = \frac{10,6Z_K \sqrt{\frac{K_{\alpha H} K M_2 (i_{12} \pm 1)^3}{b}}}{a i_{12}} \leq [\sigma_H]$$

$$a = (1 \pm i_{12})^3 \sqrt{\left(\frac{10,6Z_K}{[\sigma_H] i_{12}}\right)^2 \frac{K_{\alpha H} K M_2}{\psi_a}} \leq [\sigma_H]$$

$K_{\alpha H} = 1 \dots 1,2$  для степени точности 7 ... 8

$Z_K$  - учитывает повышение прочности косозубых ЗК и вводится вместо  $Z_\varepsilon$

При известном межосевом расстоянии  $a$  и ширине венца зуба  $b$ , то проектировочный расчет сводится к определению нормального модуля:

$$m_n = \frac{(1 \pm i_{12}) Y_F Y_\beta K_\alpha K M_2}{i_{12} a b [\sigma_H]}$$

# Расчет параметров ЗК и передачи ГОСТ 13755-81

Задача – определение основных размеров передачи и её элементов

Для цилиндрической передачи с корригированными (при высотной коррекции) прямозубыми ( $\beta = 0$ ) и косозубыми колёсами:

$$d_{1,2} = \frac{mz_{1,2}}{\cos \beta} - \text{делительный диаметр}$$

$$d_{a1,2} = \frac{mz_{1,2}}{\cos \beta} + 2m(h_a^* + x_{1,2}) - \text{диаметр вершин зубьев}$$

$$d_{f1,2} = \frac{mz_{1,2}}{\cos \beta} - 2m(h_a^* + c^* - x_{1,2}) - \text{диаметр впадин}$$

$$b_2 = \psi_m m - \text{ширина колеса}$$

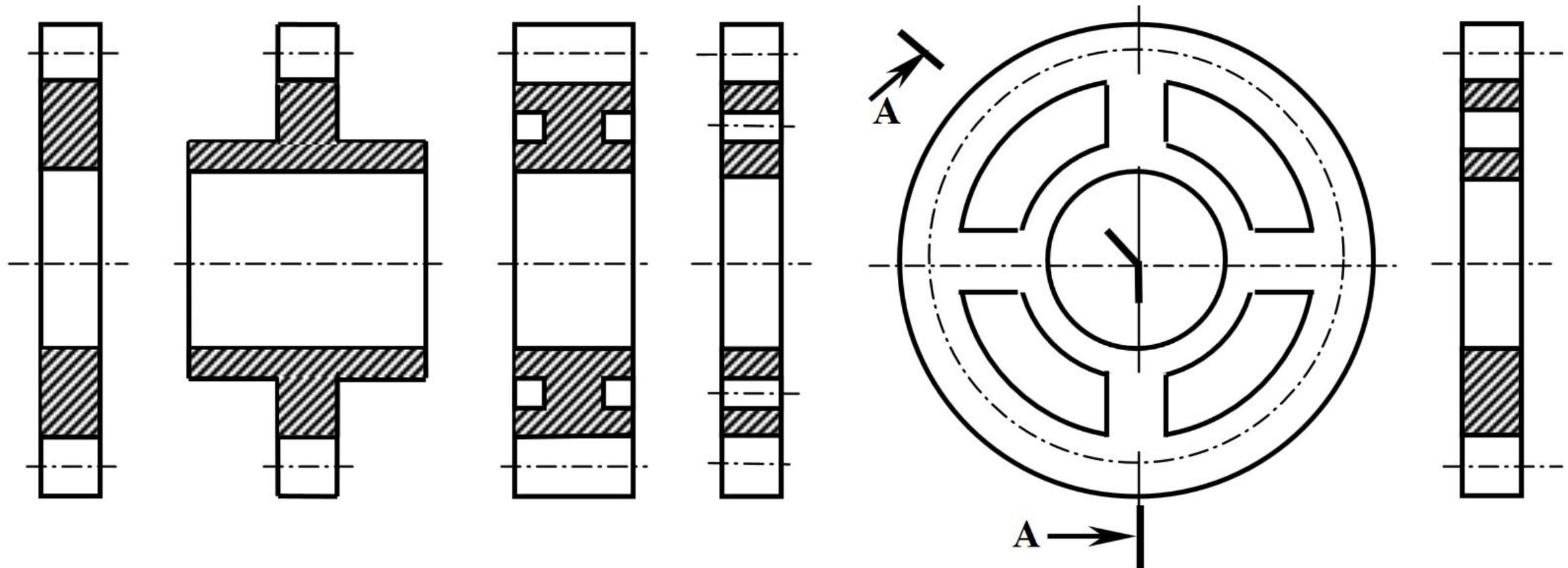
$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2)m - \text{ширина шестерни}$$

$$a = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta} - \text{делительное межосевое расстояние } (a_\omega = r_{\omega 1} + r_{\omega 2})$$

$c^*$  – коэффициент радиального зазора (0.5 при  $m \leq 0.5$ ; 0.35 при

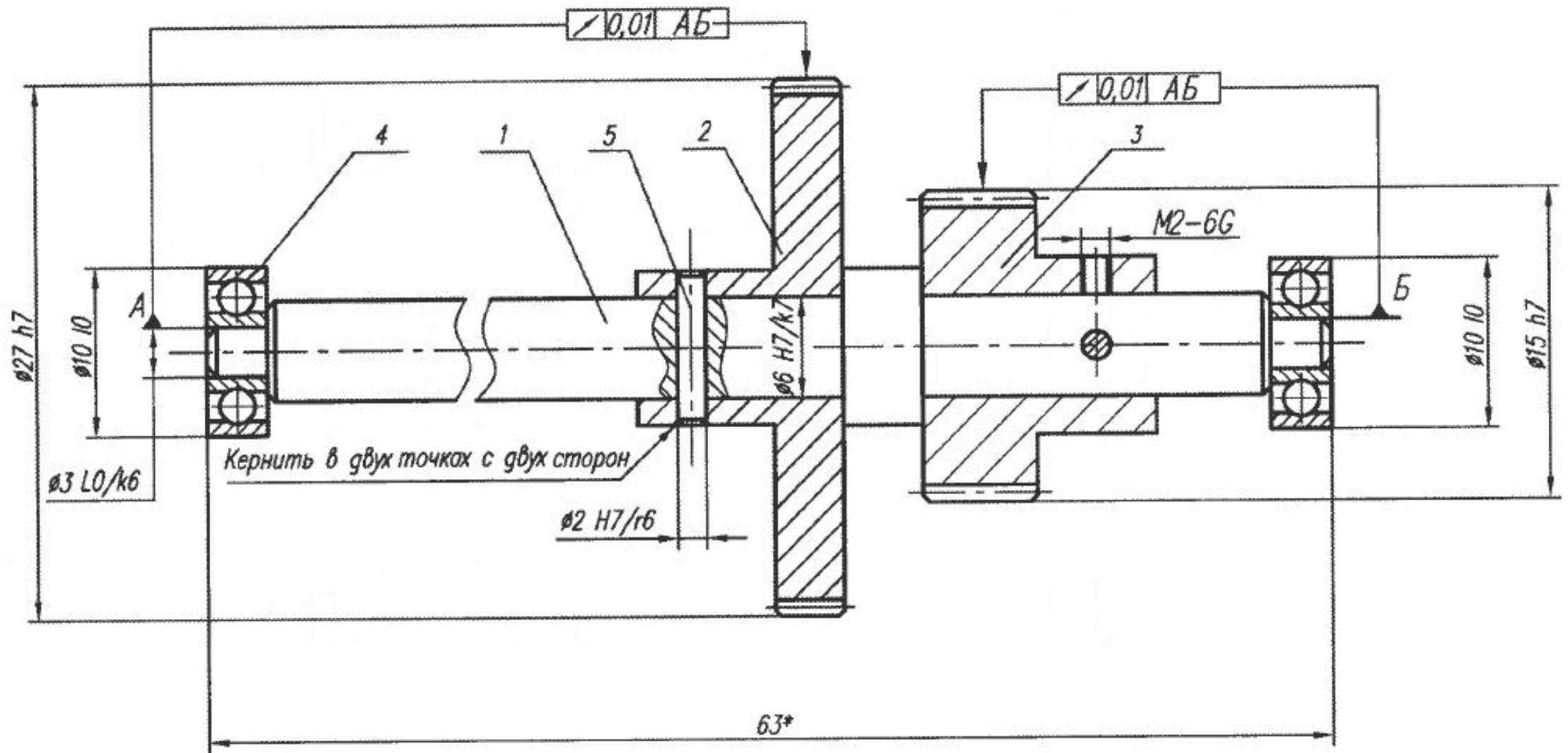
# Разработка СБ и чертежа детали

Типы колёс: дисковые (тип 1), с односторонней (тип 2) и двусторонней ступицами (тип 3)

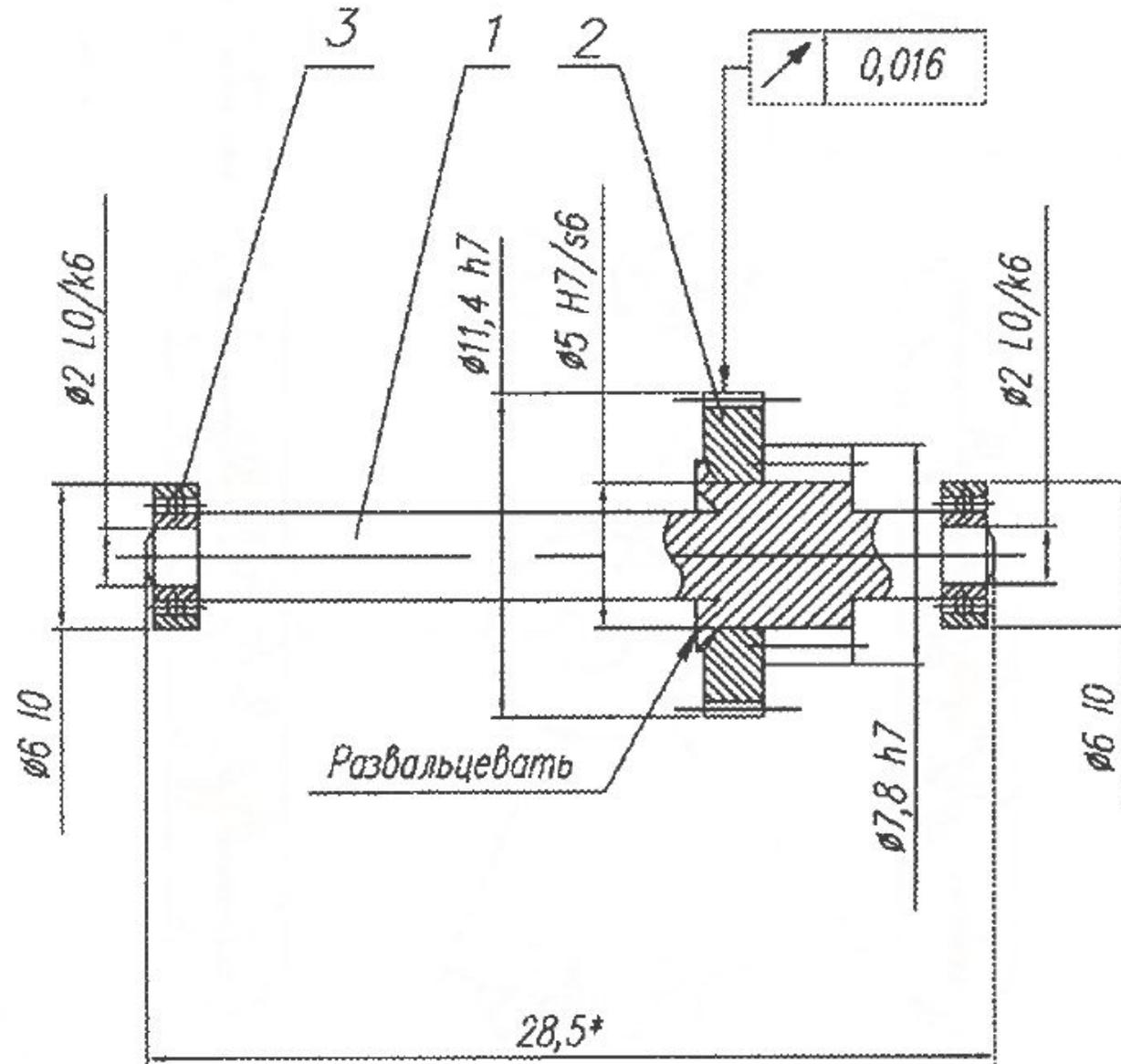




# Разработка СБ и чертежа детали



# Разработка СБ и чертежа детали



# Вопросы

1. Механизмы и кинематические пары. Классификация и основные показатели. Зубчатая элементарная передача. Достоинства и недостатки. Параметры передачи. Типовые схемы. Основная теорема зацепления. Эвольвентный профиль. Основные параметры ЗК
2. Силы и моменты в зубчатой передаче. КПД. Минимальное число зубьев. Методы нарезания зубьев. Корригированные зубчатые передачи. Высотная и угловая коррекция. Расчет параметров ЗК. Точность ЗК и передач. Показатели точности и их выбор. Рекомендации по применению. Типовые конструкции ЗК