

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

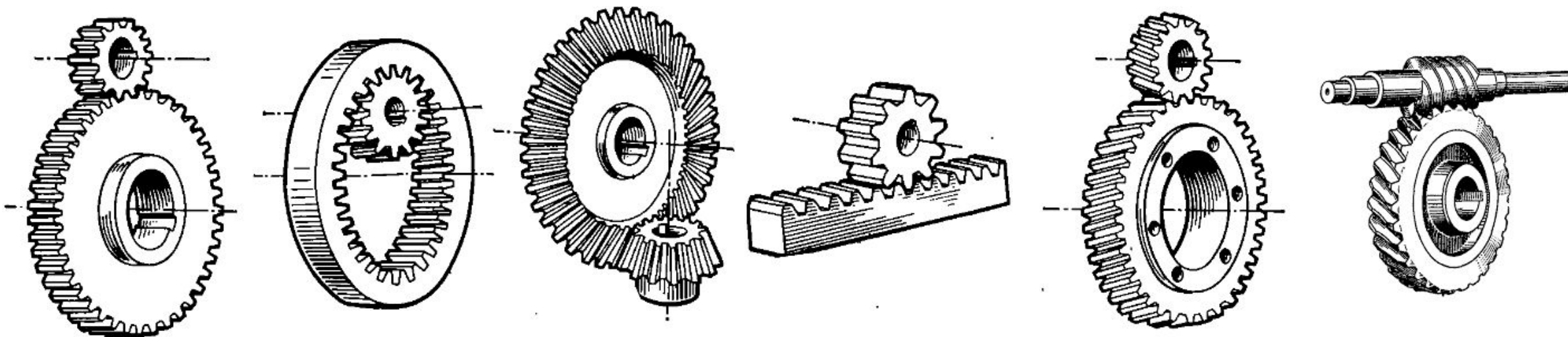
Параметры передачи

- 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:

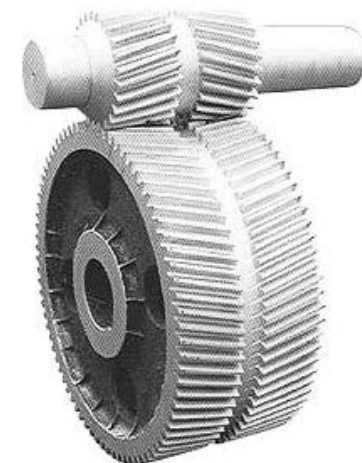
- Оси параллельны: цилиндрические – с вн. и внутр. зацеплением
- Оси пересекаются: конические
- Оси скрещиваются: винтовые, червячные



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

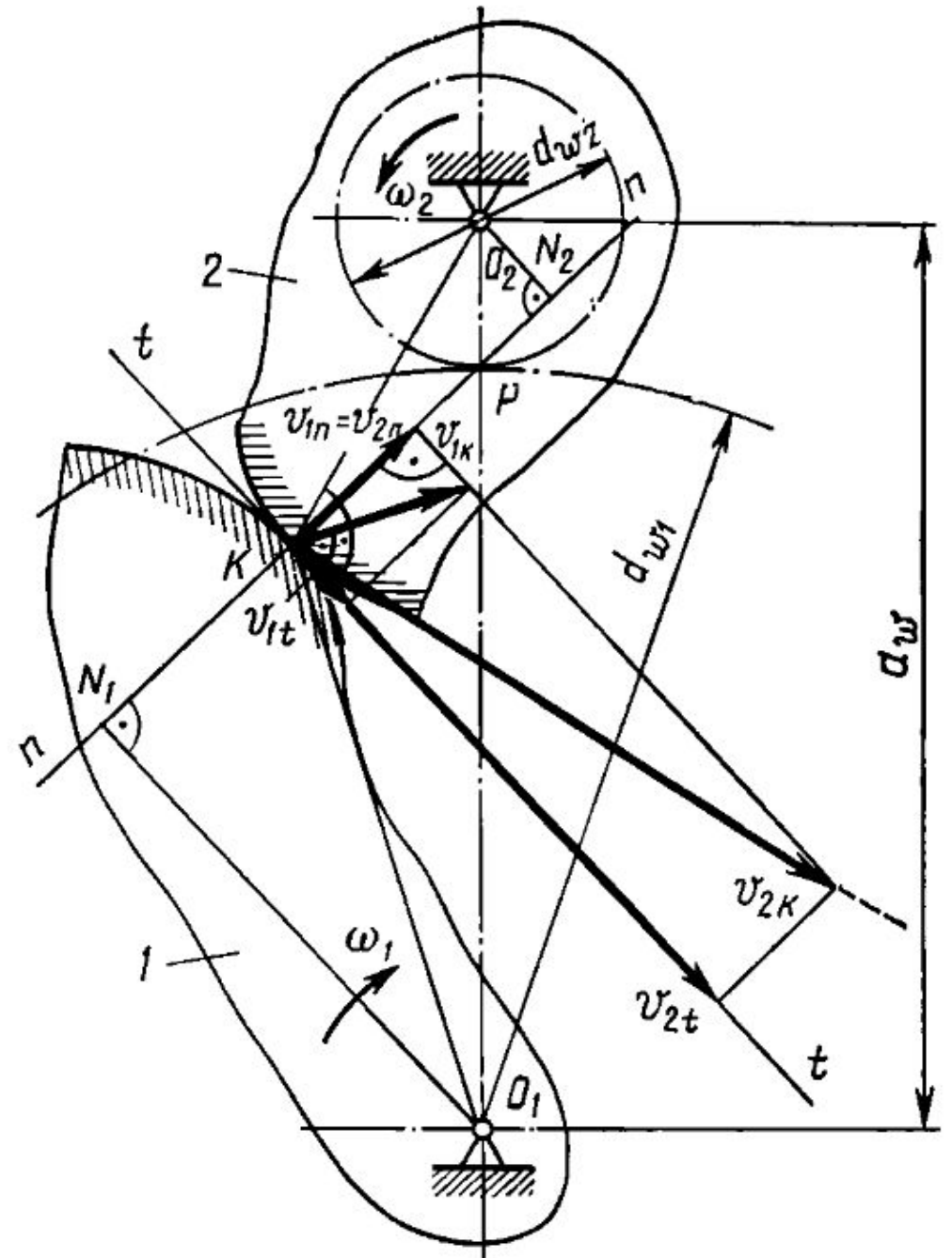
Основная теорема зацепления (т. Виллиса)

Дано: ω_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).

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

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

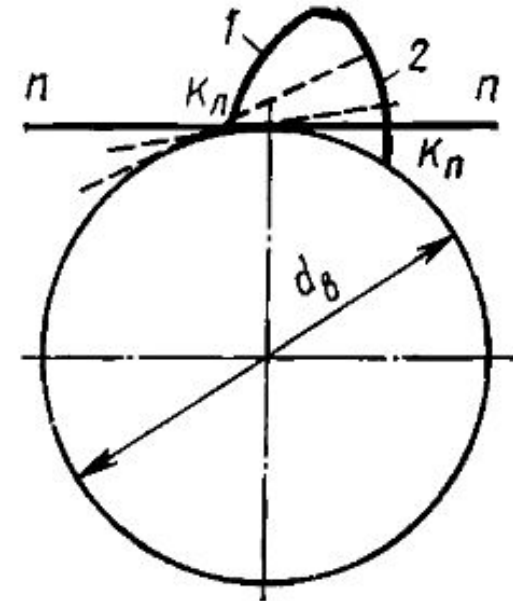
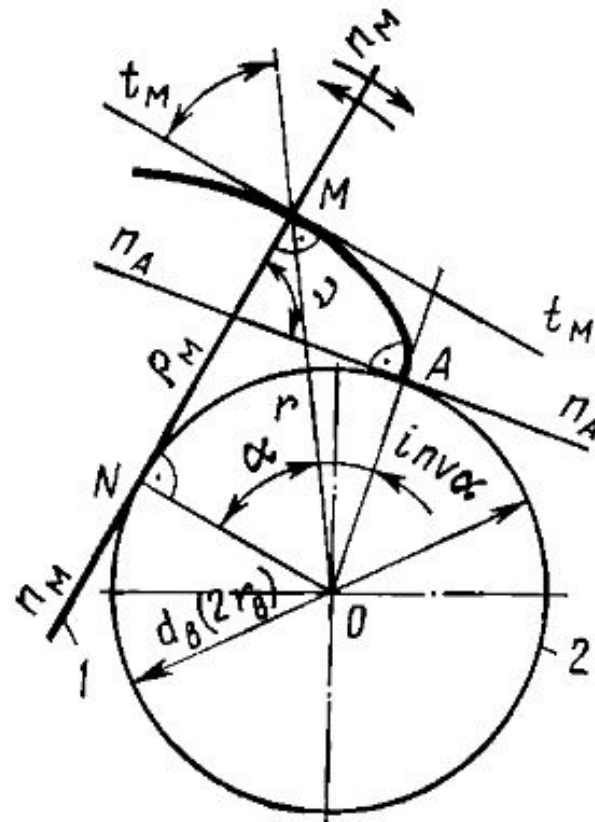
$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha} - \text{радиус}$$

ν – угол развернутости

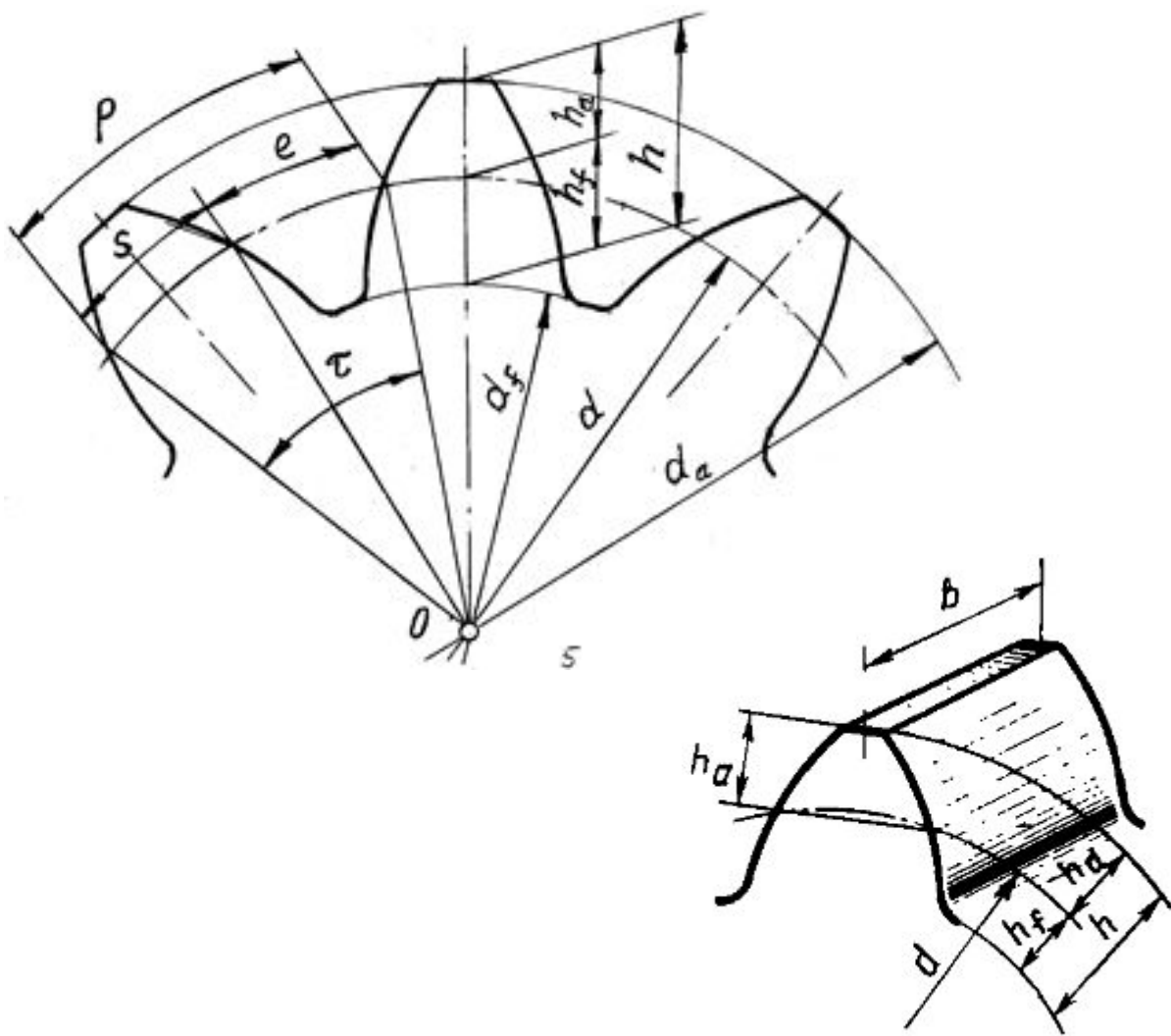
$r_b \rightarrow \infty$ – исходный контур

α – 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

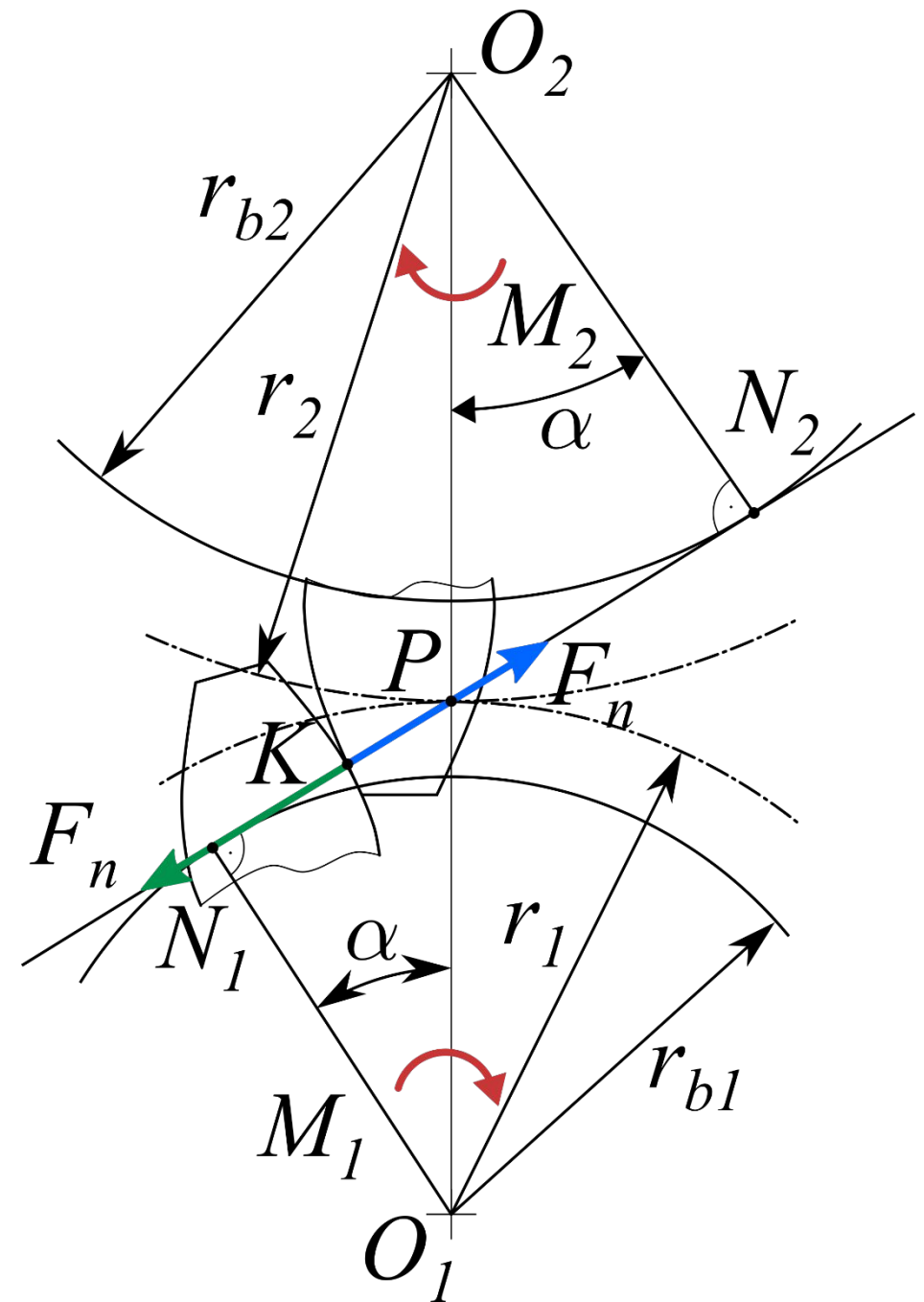
Дано: M_2

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

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

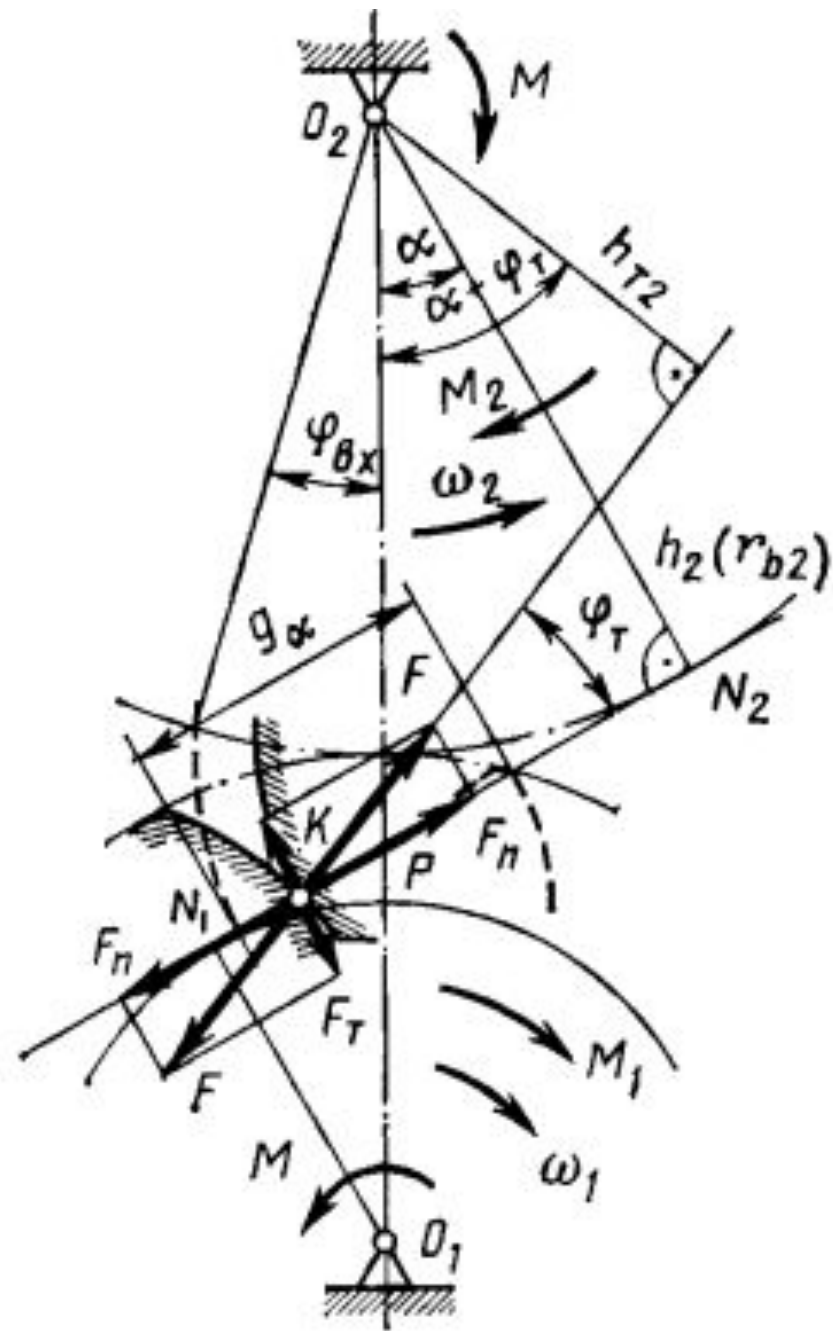
$$M_{1H6} = M_{t1} + \frac{M_2 + M_{t2}}{i_{12}} + M_2 f O_1 P \operatorname{tg} \alpha \frac{1 + i_{12}}{i_{12}^2}$$

Наибольшее изменение момента M_1 :

$$\Delta M_{1H6} = M_{1H6} - M_{1HM} = \frac{M_2 f \operatorname{tg} \alpha (1 + i_{12})}{i_{12}^2}$$

Относительная величина изменения момента:

$$\frac{\Delta M_{1H6}}{M_{1HM}} = \frac{f \operatorname{tg} \alpha (1 + i_{12})}{i_{12}}$$



СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Равенство моментов от сил F_t и F_n :

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

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

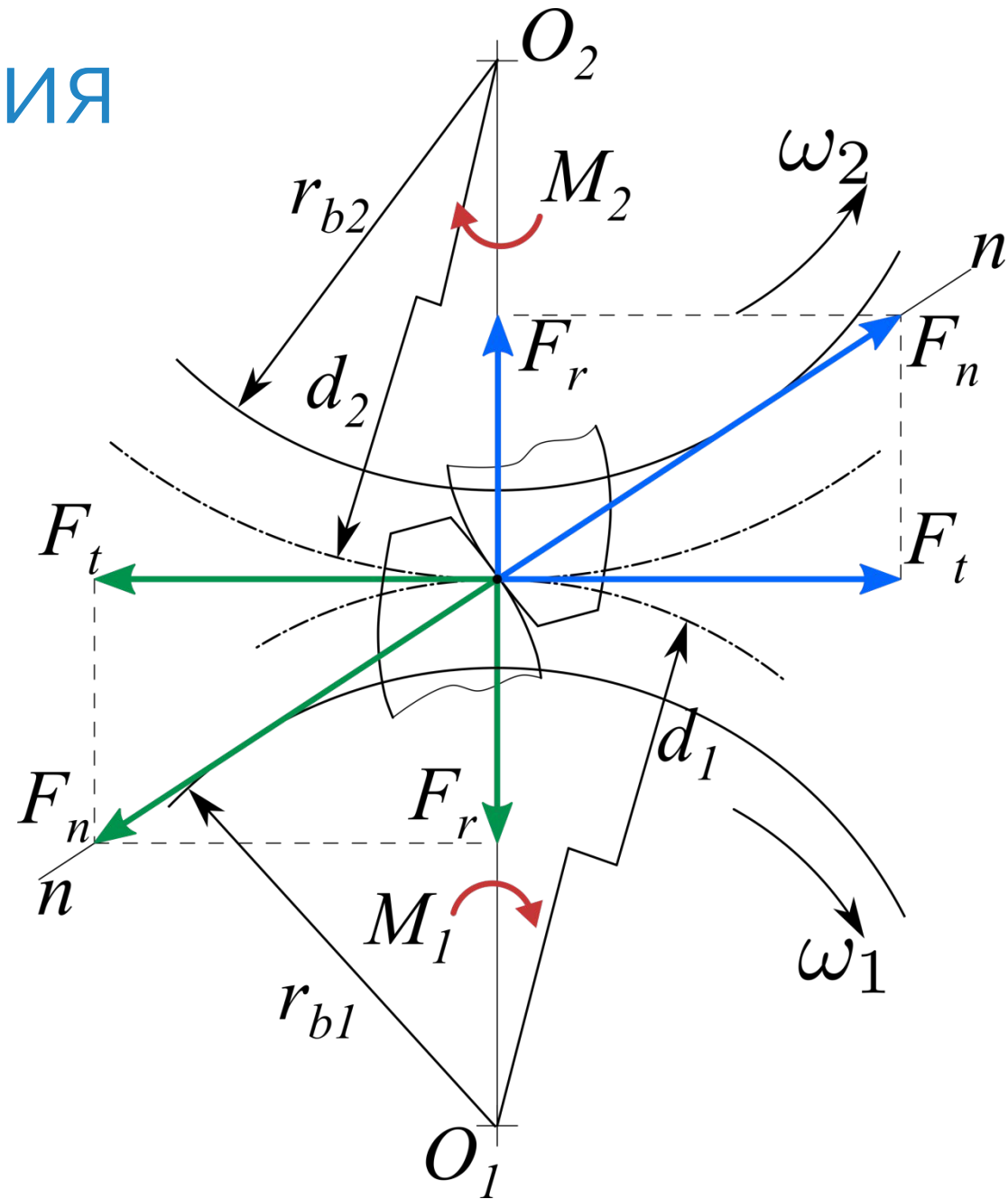
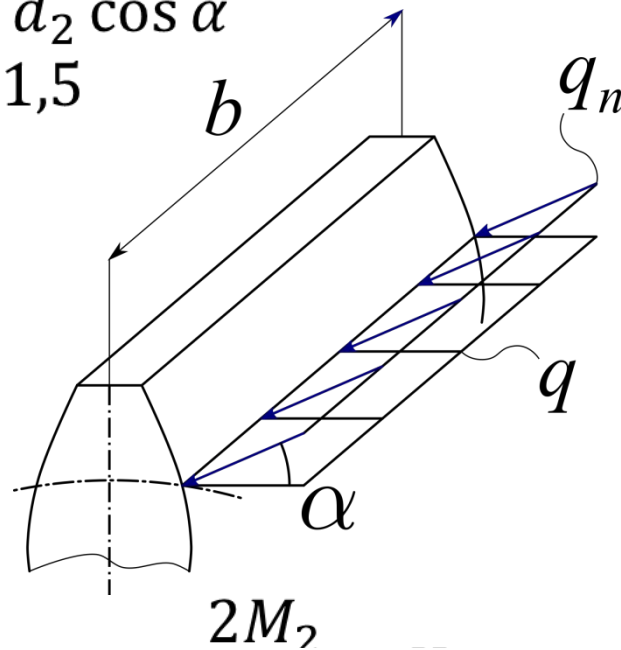
$$K = K_\beta K_v = 1,3 \dots 1,5$$

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

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

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

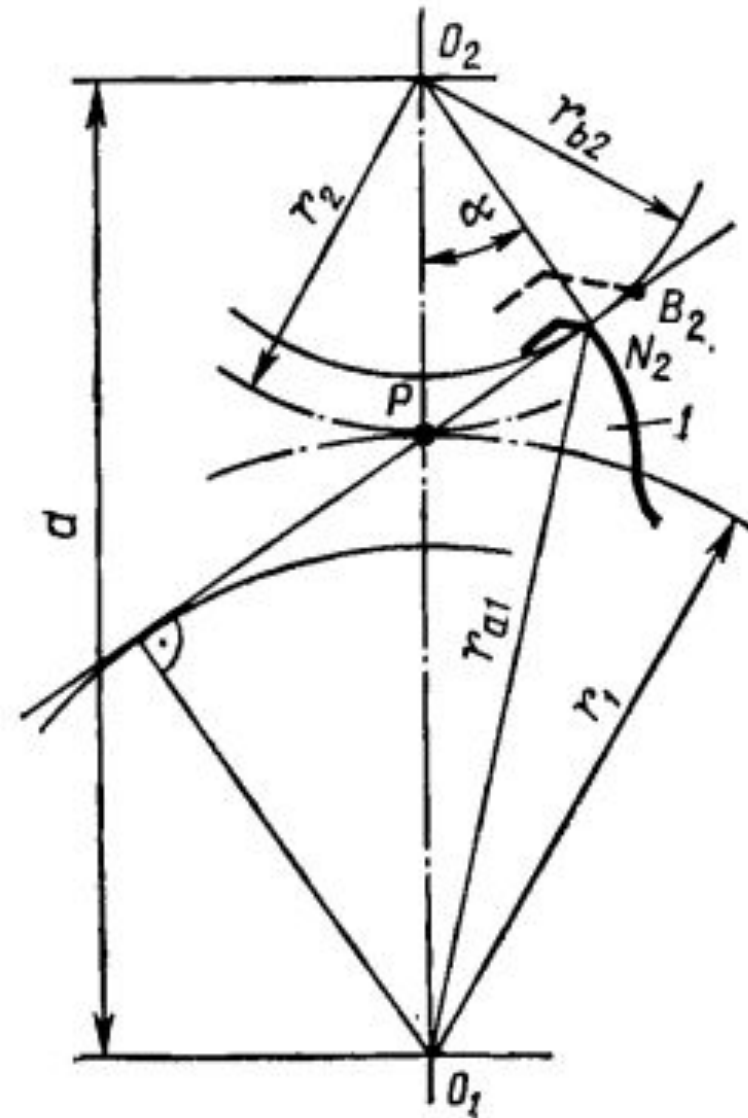
$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = \frac{mz_2 \cos \alpha}{2}$$

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

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

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

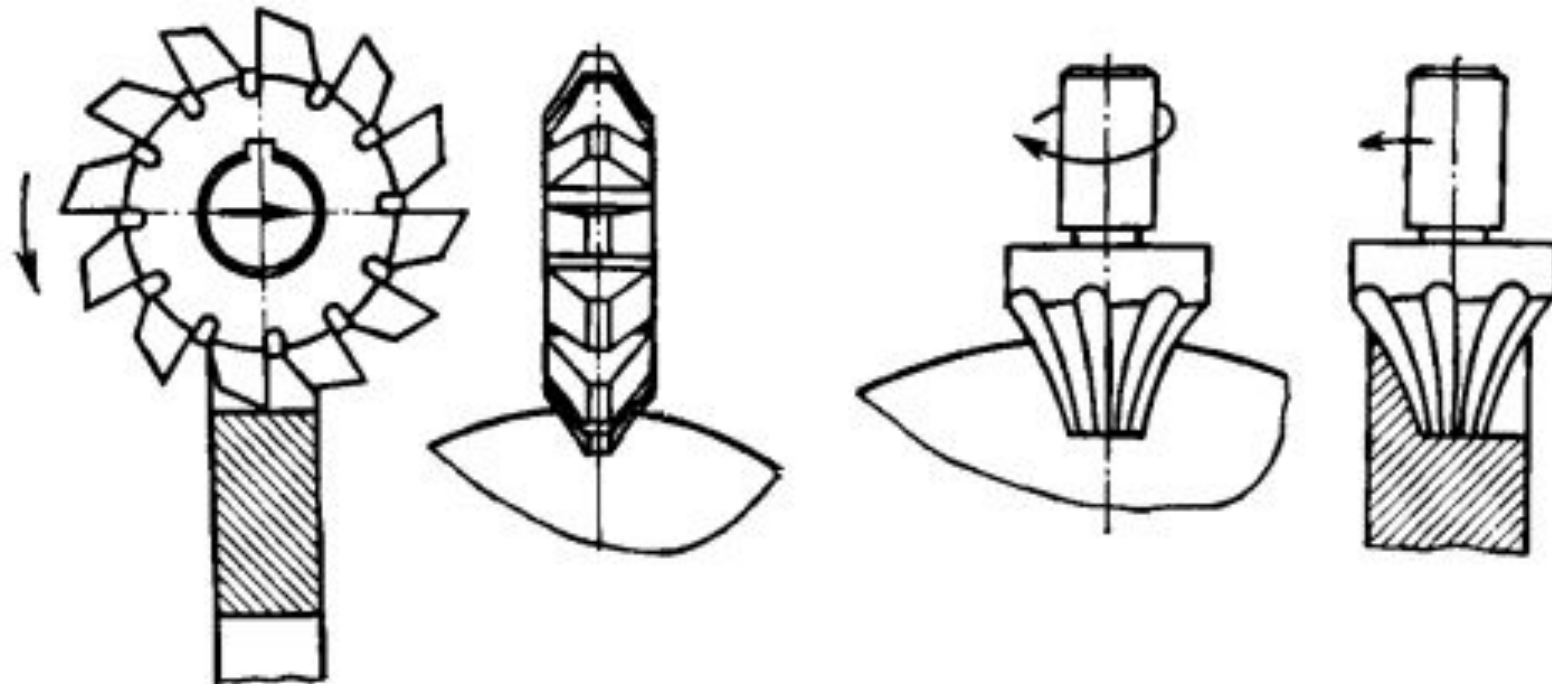
$$2) \quad i = \frac{z_2}{z_1} = 0 \rightarrow z_2 = 17$$



Методы нарезания зубьев

Метод деления (копирования):

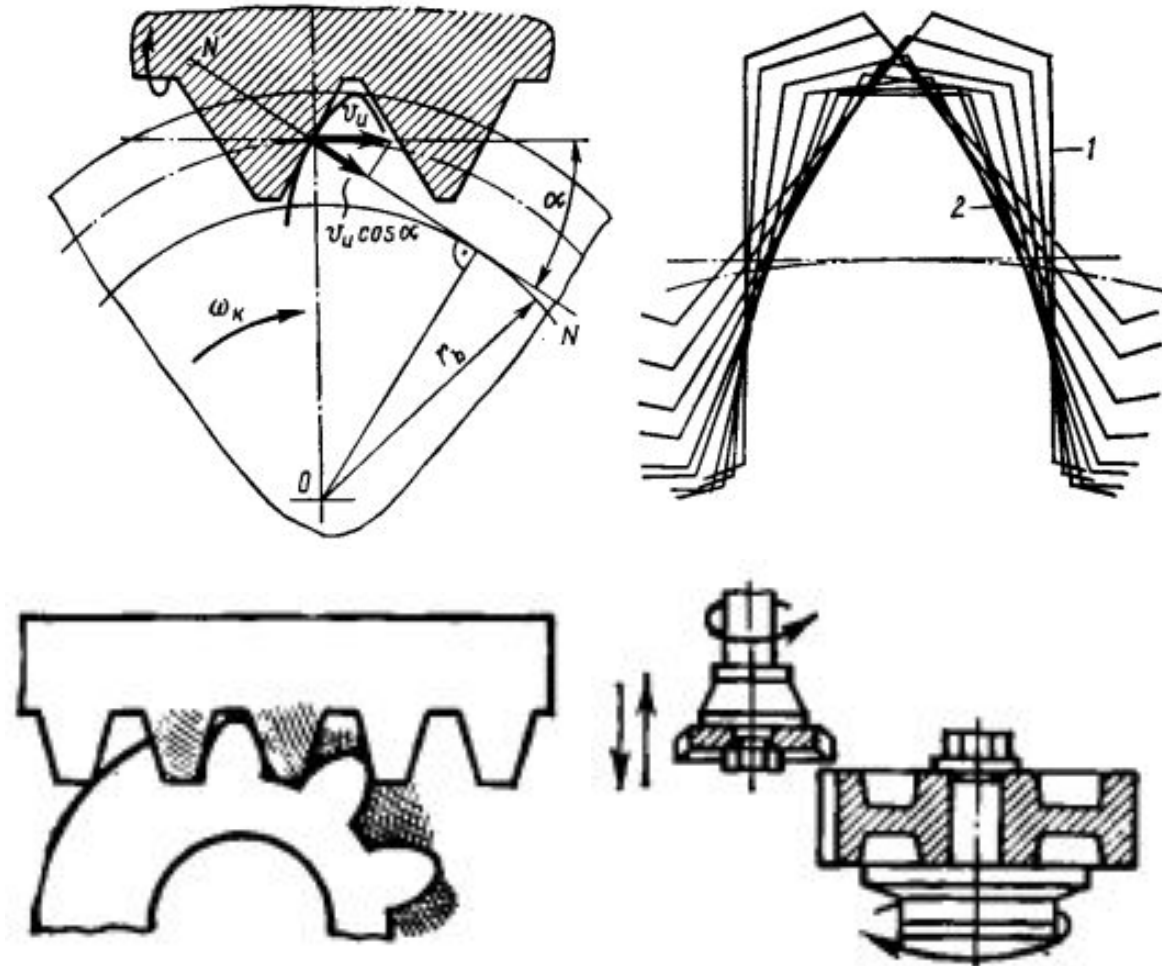
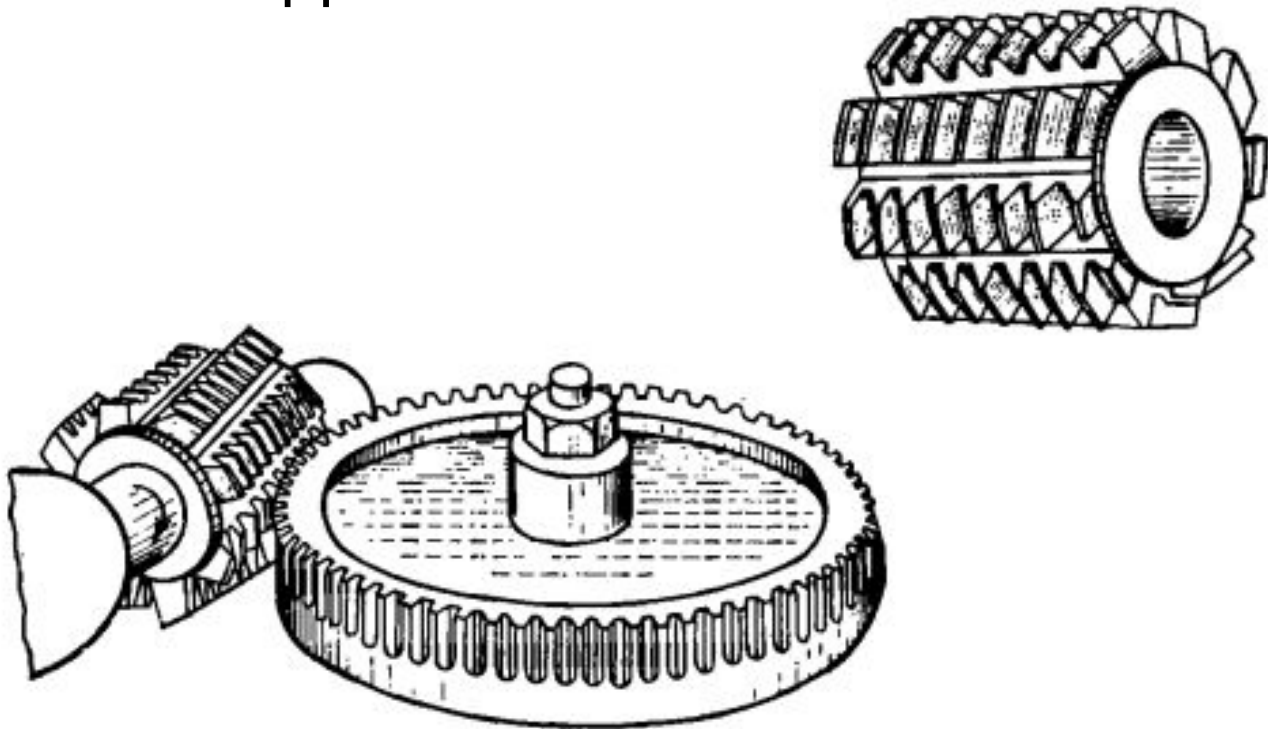
- невысокая производительность
- невысокая точность по шагу
- допускаемые погрешности профилей зубьев



Методы нарезания зубьев

При методе обката (огибания):

- гребёнки
- червячные фрезы
- долбяки



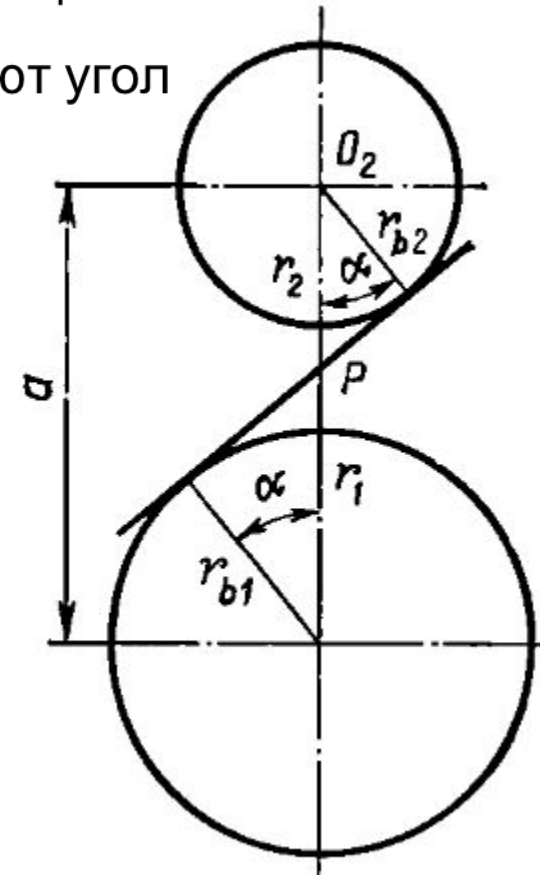
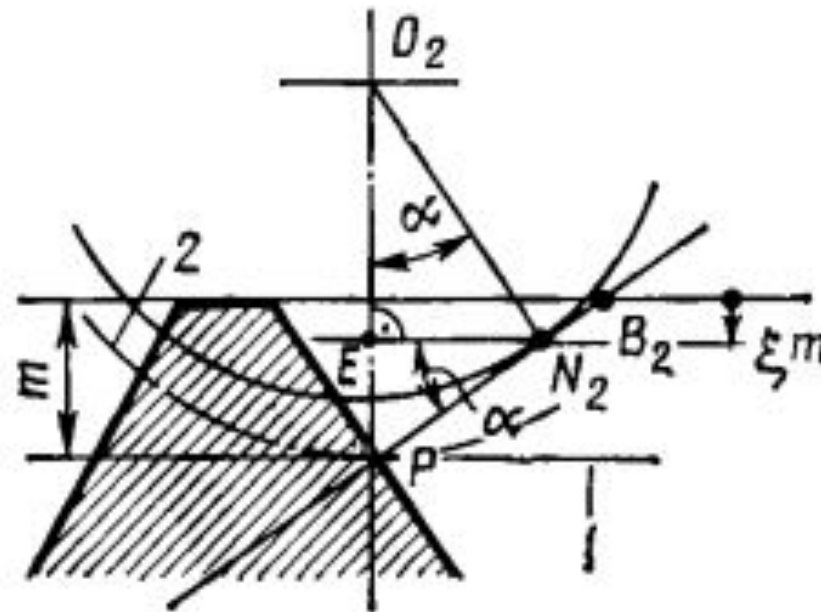
Корригированные зубчатые передачи

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, поликапроид 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, 1X18Н3Т, 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 перекос 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

7-8-6-В 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

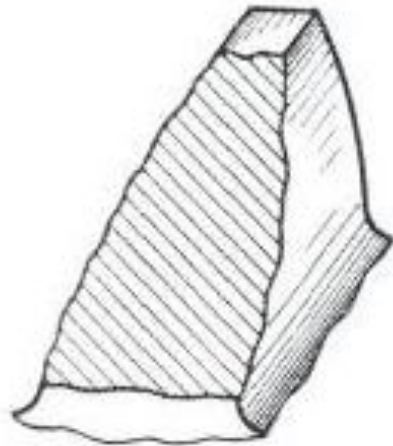
Закрытые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.



Виды разрушений зубчатых колес

- Поломка зубьев

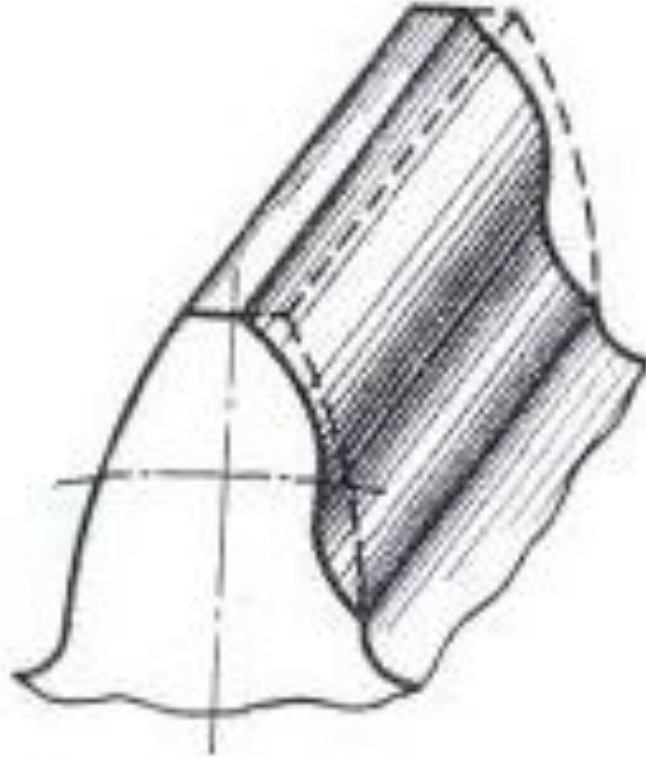
Высоконагруженные передачи. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колёс или по косому сечению – косозубых и шевронных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



Виды разрушений зубчатых колес

- Абразивный износ

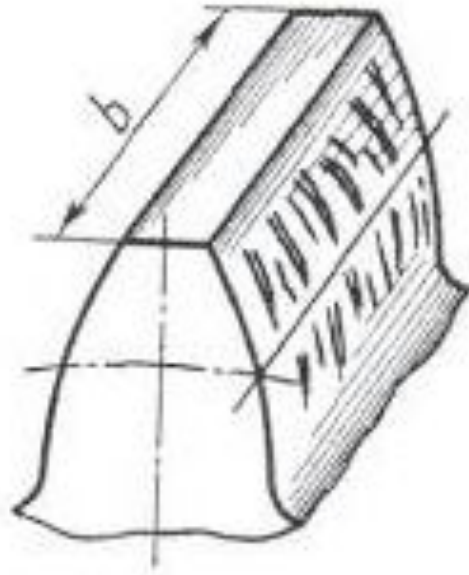
Открытые передачи, а также закрытые, работающие при скудной смазке и наличии абразивов.



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

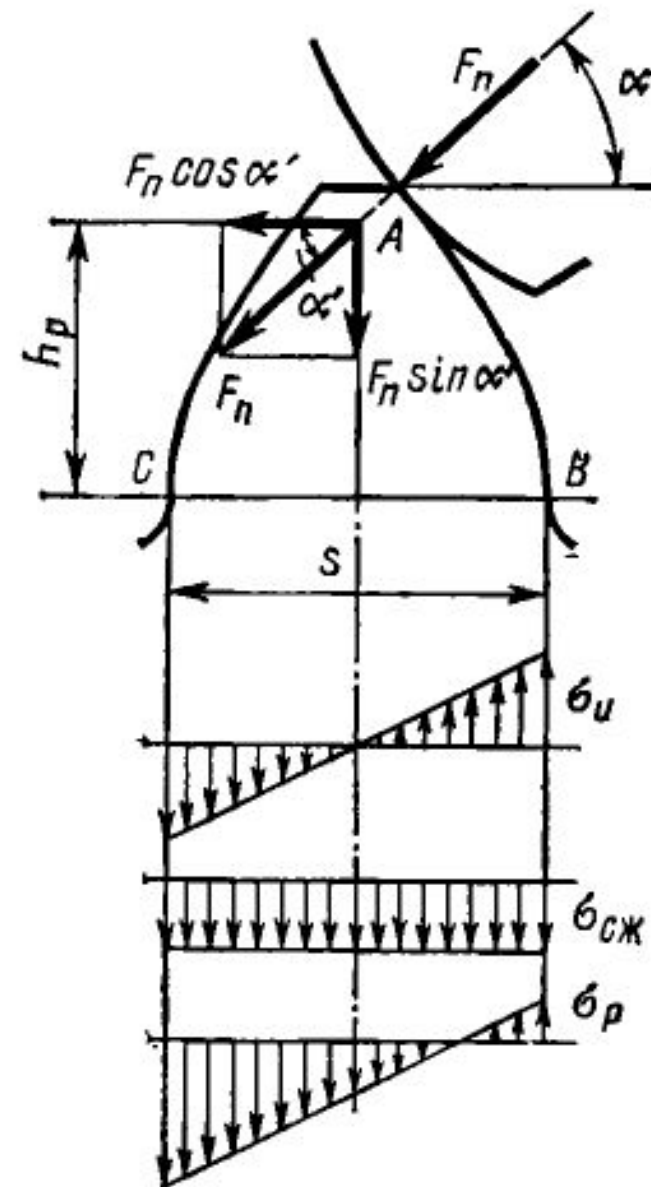
$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{F_n \sin \alpha'}{bs}$$
 - результирующее напряжение в т. В

$$M = F_n h_p \cos \alpha'$$
 - изгибающий момент от силы $F_n \cos \alpha'$

α' – 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

	-0,5	-0,2	0	+0,2	+0,5	+0,8
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

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

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

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

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

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

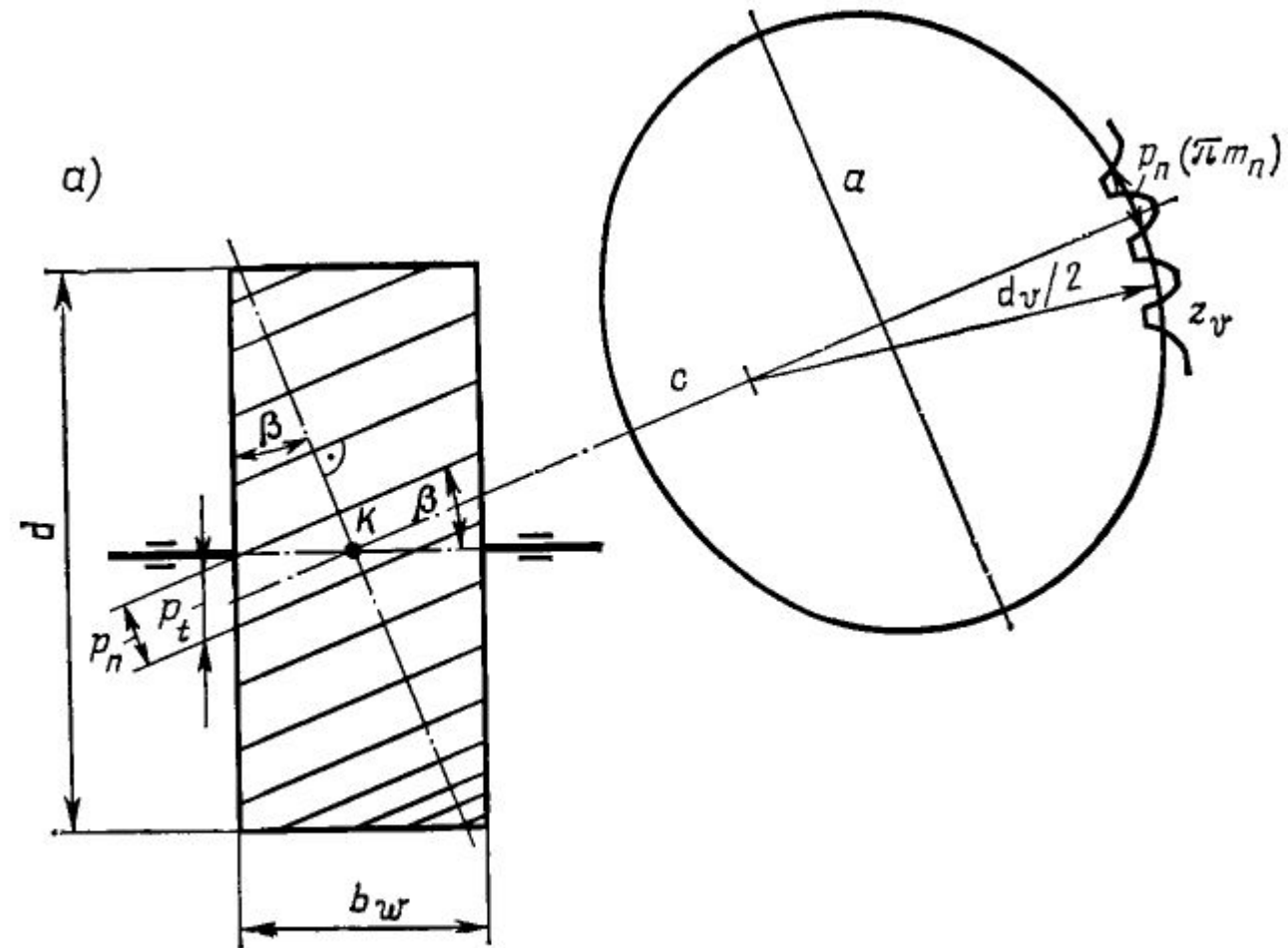
$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$$

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

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

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

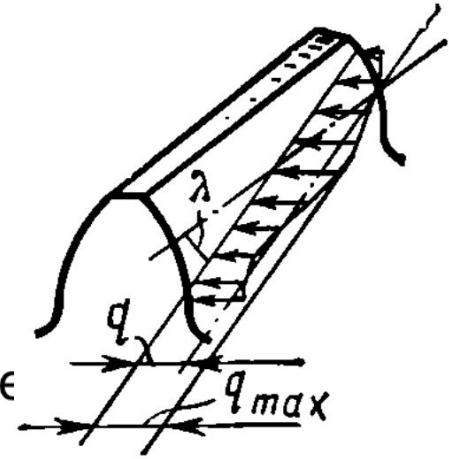
$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$, $\beta \leq 40^\circ$ - 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_ε

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:

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

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

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

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

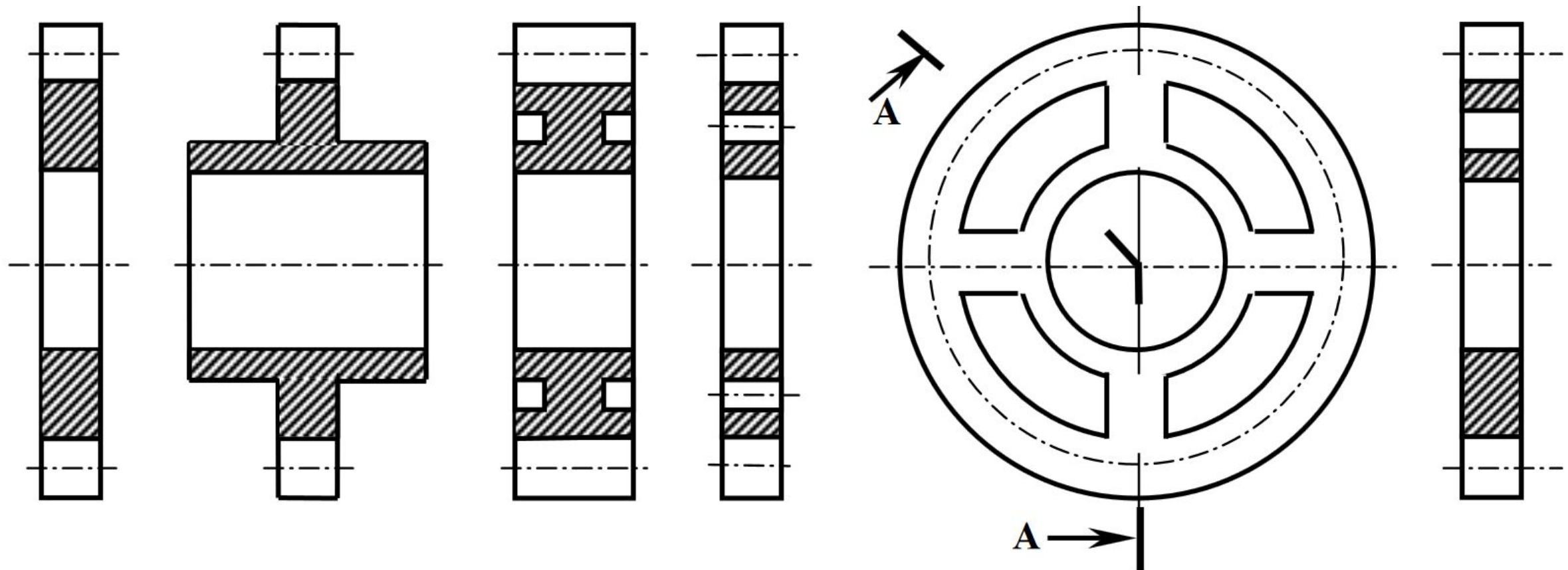
$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2)m - \text{ширина шестерни}$$

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

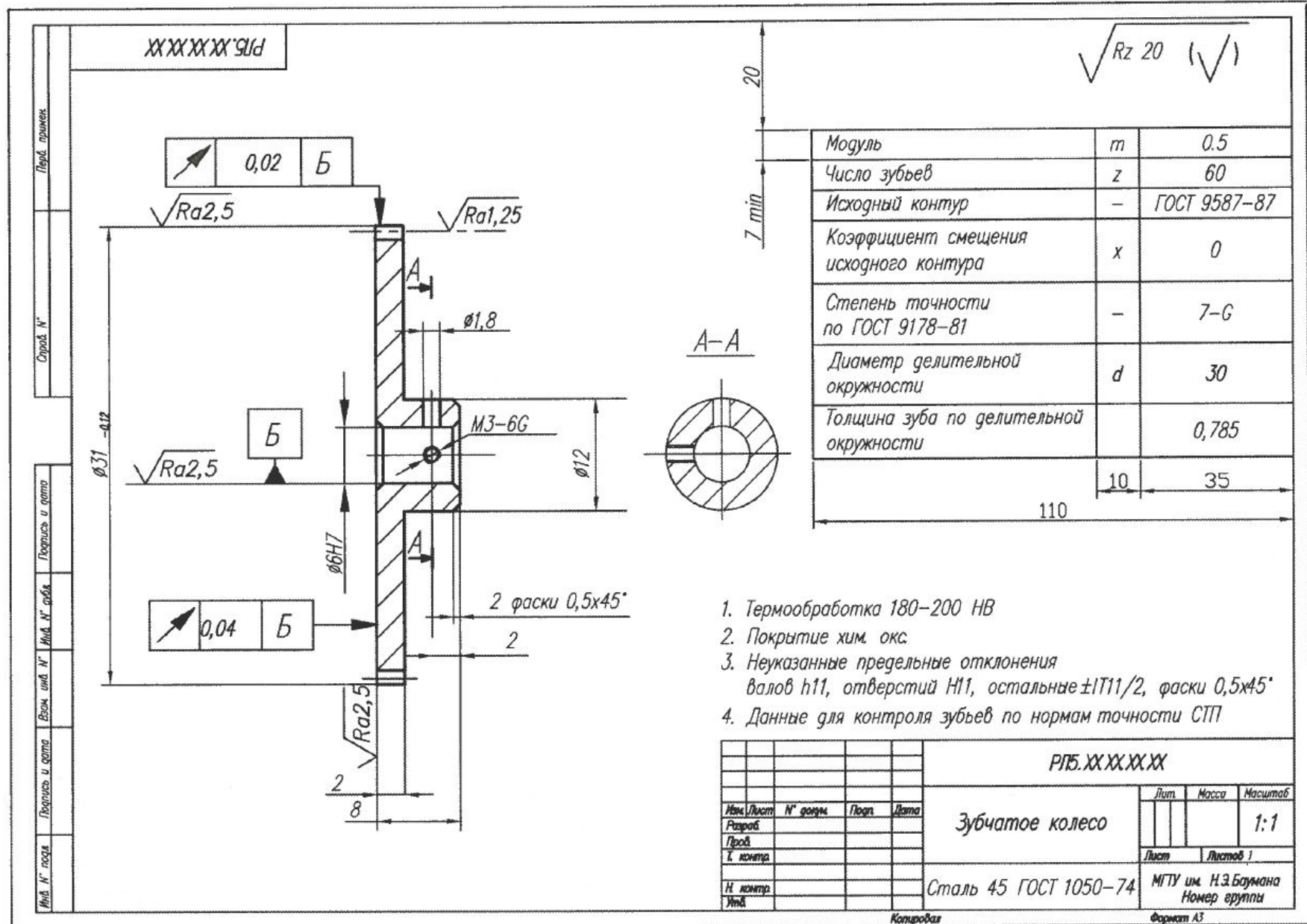
c^* – коэффициент радиального зазора (0.5 при $m \leq 0.5$; 0.35 при

Разработка СБ и чертежа детали

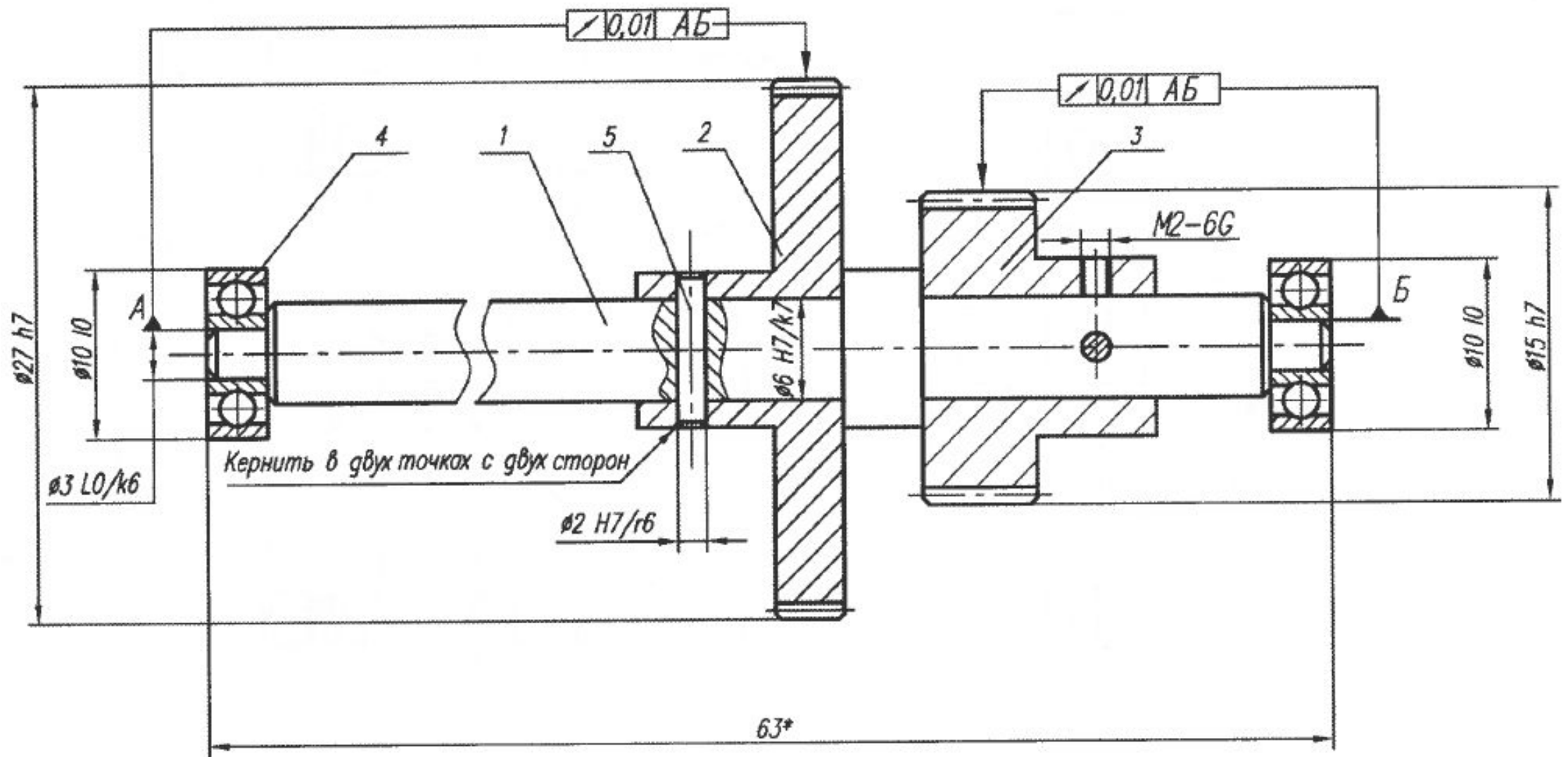
Типы колёс: дисковые (тип 1), с односторонней (тип 2) и двусторонней ступицами (тип 3)



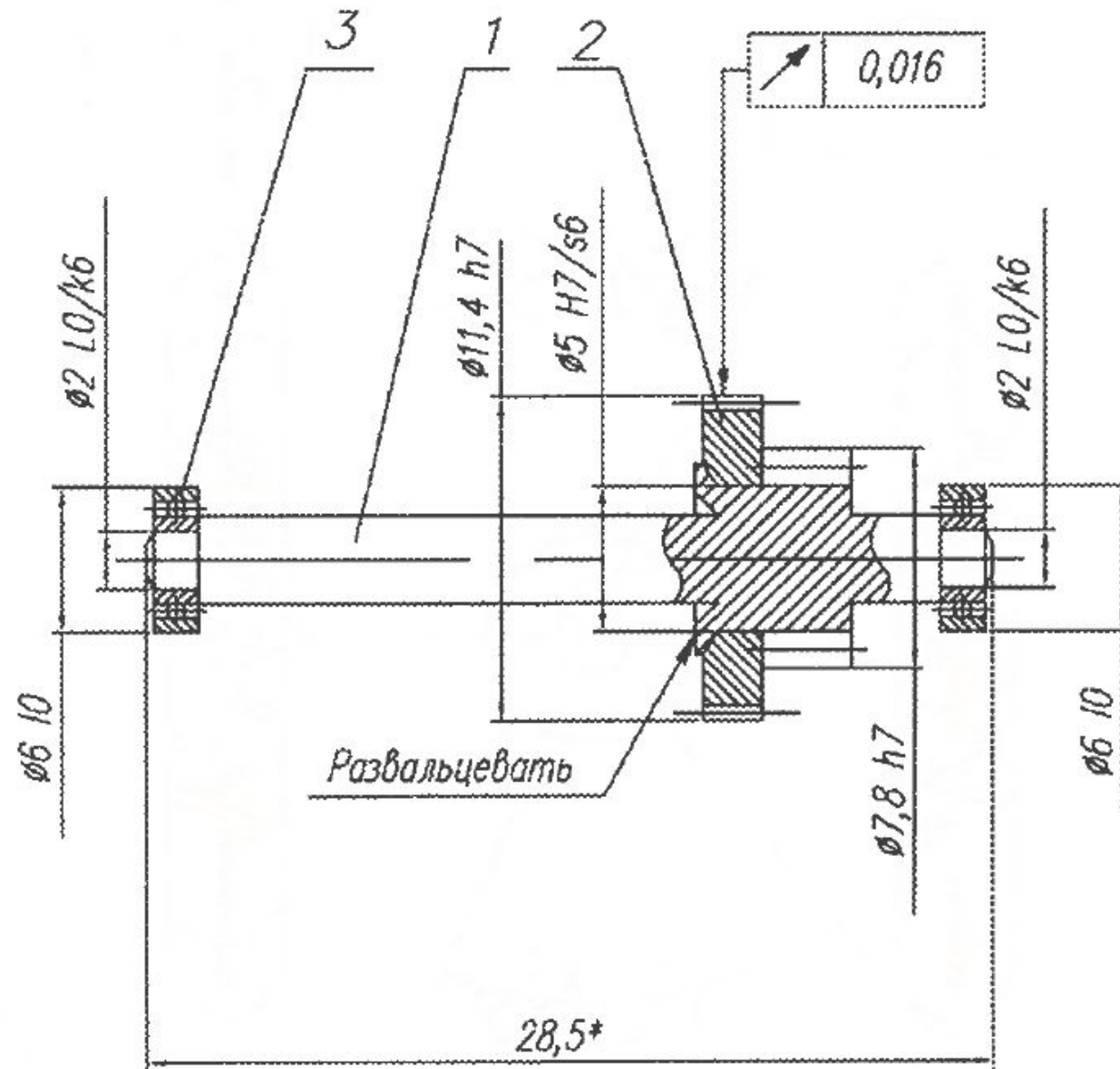
Разработка СБ и чертежа детали



Разработка СБ и чертежа детали



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