



2 ФАКУЛЬТЕТ
«ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ
АППАРАТОВ»



САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

Лекция 9

Шестеренные гидромашины

Шестеренные гидромашины

подразделяются на: внешнего зацепления



Плюсы:

- простота конструкции, малые габариты и вес

Минусы:

- нерегулируемые
- пульсации подачи;
- уровень шума.



внутреннего зацепления

Плюсы:

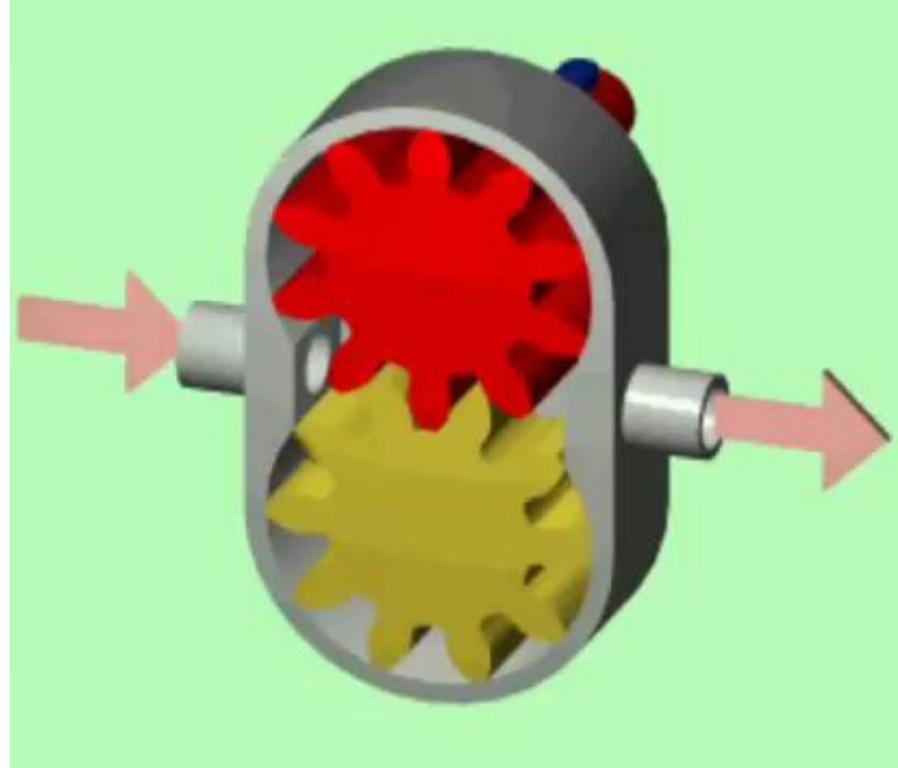
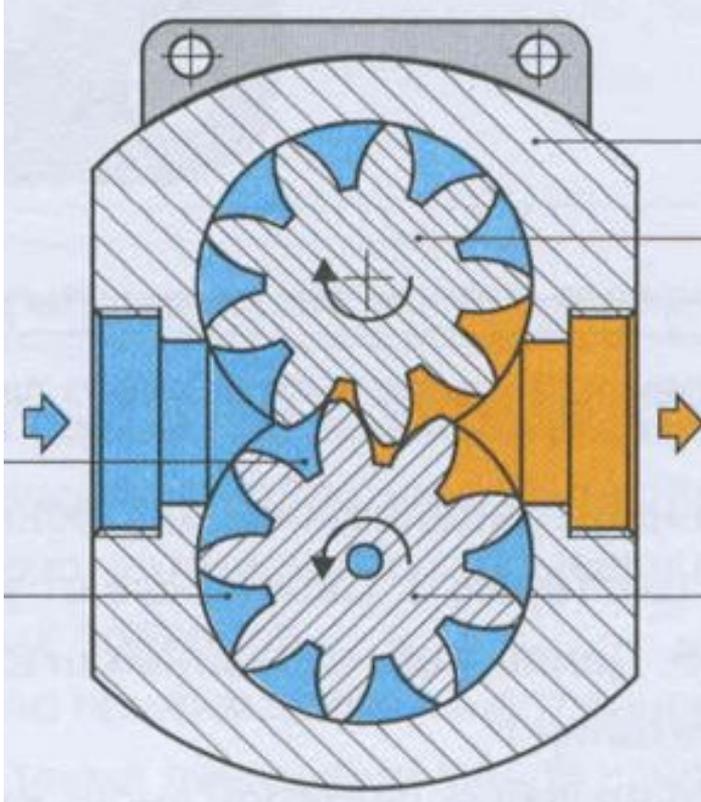
- пульсации подачи;
- низкий уровень шума.

Минусы:

- нерегулируемые
- сложнее конструкция

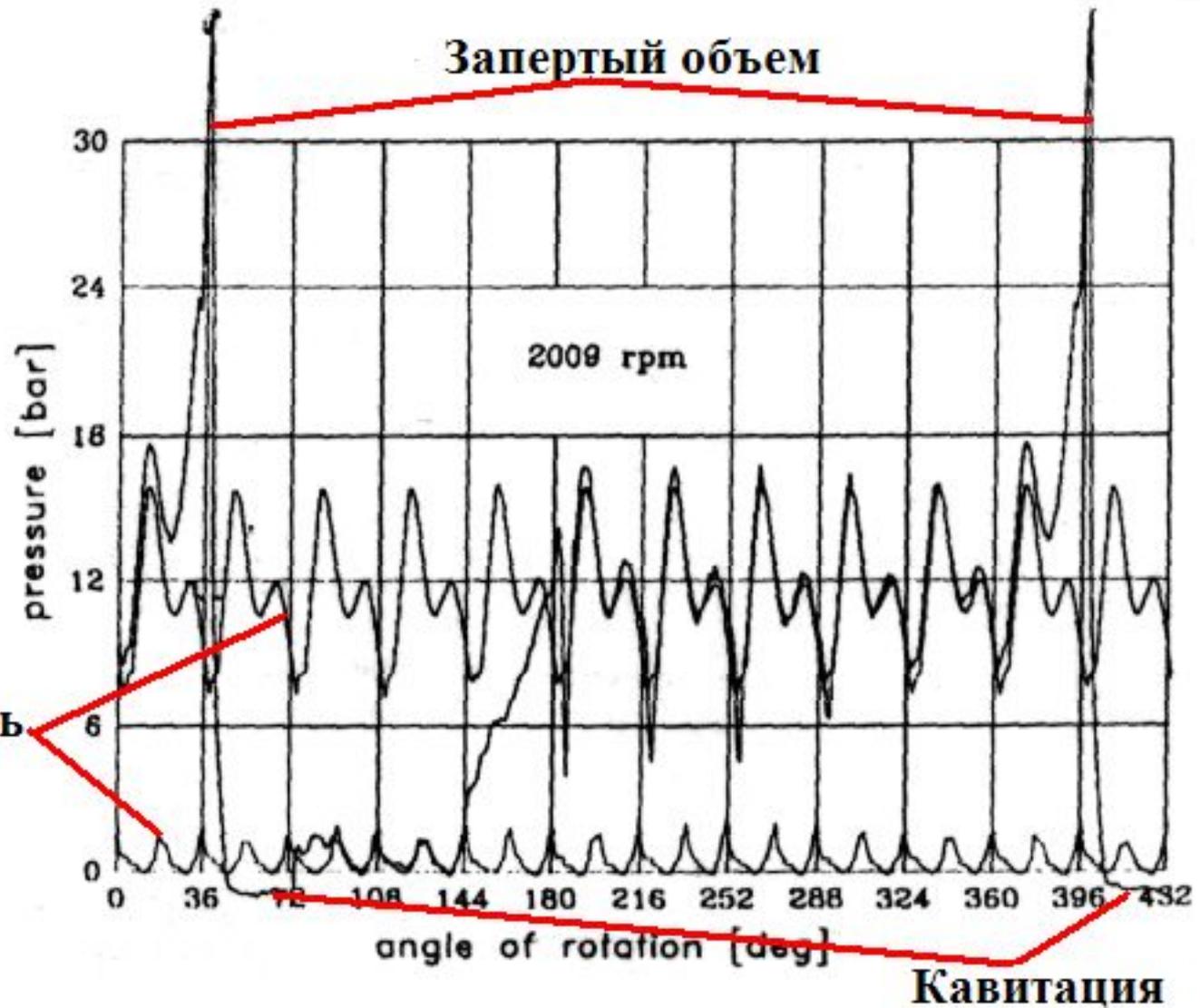
Шестеренные гидромашины внешнего зацепления:

- наиболее дешевы из всех роторных гидромашин;
- непосредственное соединение с приводом;
- способны устойчиво работать на загрязненных жидкостях, (тонкость фильтрации 0,2...0,3 мм);
- способны более надежно осуществлять подачу вязких жидкостей;
- технологичность конструкции благоприятствует их серийному производству.



- часть жидкости возвращается обратно в полость всасывания;
- при перемещении и вытеснении жидкости механическая энергия вала преобразуется в энергию потока жидкости;
- доля кинетической энергии потока составляет 0,5% по сравнению с потенциальной.

Причины выхода из строя шестеренного насоса



Общее число проанализированных после отказа агрегатов около 1500

Доля отказов, %	Причина отказа ШН
46,7	Пульсации рабочей жидкости
18,3	Износ торцевых уплотнений подпятников
15	Разрушение вала шестерни
11,7	Износ зубьев шестерен и подпятников

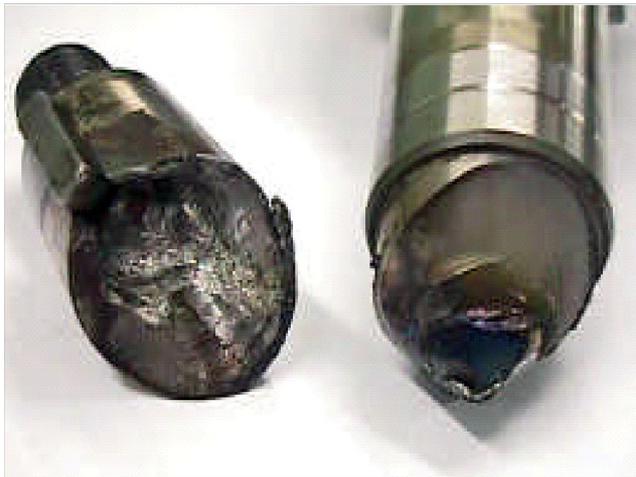
Виды повреждений в насосе



Разрушение корпуса насоса



Разрушение подпятников

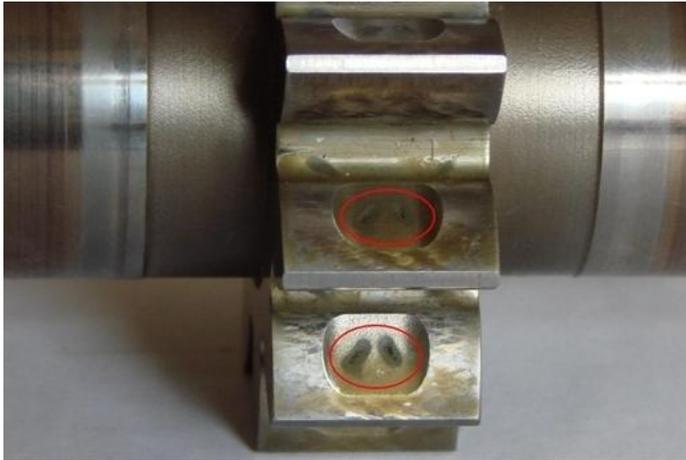


Разрушение вала



Задиры на подпятниках

Виды износа насоса вследствие кавитации



Прожиги на шестерне



Эрозионный износ подпятника



Разрушение уплотнения

Методы решения проблемы

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АГРЕГАТОВ

**Снижение
вибраакустической
нагруженности в
источнике**

**Ведет к
радикальному
решению проблемы**

**Метод частотной
отстройки**

**Сложно влиять на
все резонансные
частоты системы**

**Установка
гасителя
колебаний**

**Изменения в
конструкции
топливной
системы**

Мероприятия по снижению нагрузок шестеренного насоса

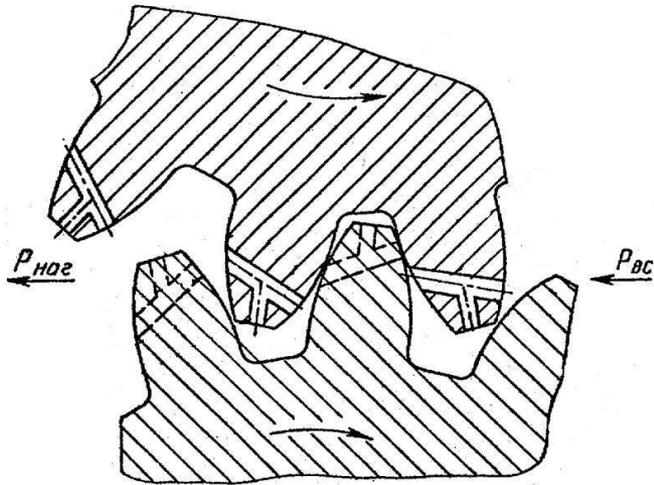


Схема выполнения разгрузочных каналов

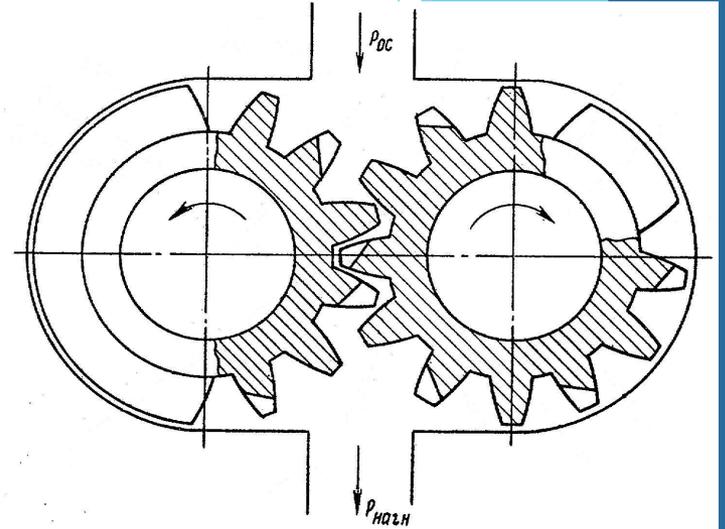


Схема выполнения сквозных пазов

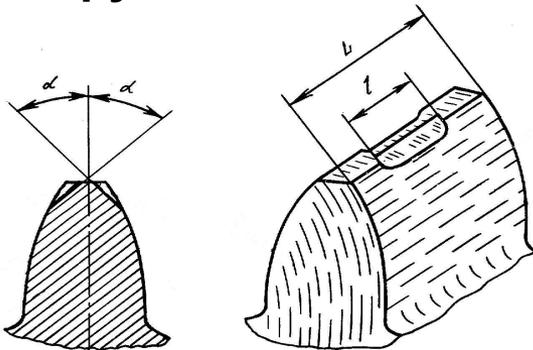


Схема выполнения лысок

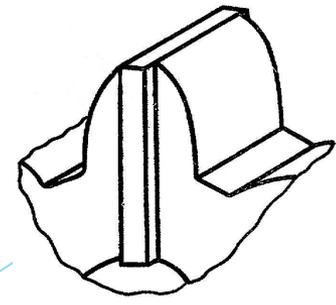


Схема выступов на торцах

Рассмотрим баланс энергий на двух шестернях гидромашины

$$p_H dV = (p_{2H} - p_{1H}) dV$$

где dV – объем, подаваемый насосом в напорную магистраль за время dt ;

p_{2H} , p_{1H} - давление нагнетания и всасывания соответственно;

p_H - давление насоса

Энергия сообщается жидкости в виде моментов

$$p_H dV = M_1 d\varphi_1 + M_2 d\varphi_2 = M_1 \omega_1 dt + M_2 \omega_2 dt$$

$$M_1 = p_n b \frac{R_{a1}^2 - \rho^2_1}{2} \quad M_2 = p_n b \frac{R_{a2}^2 - \rho^2_2}{2}$$

b – ширина шестерни;

R_a - радиус окружности вершин зубьев;

γ - угол поворота шестерни

Геометрическая подача $Q = \frac{dV}{dt}$

$$Q = \frac{1}{2} \omega_1 \left[k - f^2 \left(1 + \frac{R_{w1}}{R_{w2}} \right) \right]$$

Где R_w - радиус начальной окружности шестерен;
 f – расстояние от точки зацепления до полюса

$$k = \left(R_{a1}^2 + R_{a2}^2 \frac{R_{w1}}{R_{w2}} - R_{w1}^2 - R_{w1} \cdot R_{w2} \right) \quad \text{коэффициент, зависящий от геометрии шестерен}$$

Так как используются одинаковые шестерни

$$Q = b\omega[R_a^2 - R_w^2 - f^2].$$

При этом максимальная подача насоса будет при $f=0$

$$Q_{max} = b\omega[R_a^2 - R_w^2] = m^2 b\omega(1+x)(z+1)$$

где $R_a = \frac{1}{2}m[(z+2x)+2]$ $R_w = \frac{1}{2}m(z+2x)$

минимальная подача при $f = P_{bn} / 2$

где $P_{bn} = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$ - шаг зубьев по нормали;

α - угол зацепления исходного контура

$$Q_{min} = b\omega(R_a^2 - R_w^2 - \frac{P_{br}^2}{4}) = m^2 b\omega[(1+x)(1+z) - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{4}]$$

Коэффициент неравномерности подачи

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max}} = \frac{\pi^2 \cos \alpha}{4(x+1)(z+1)}$$

Среднюю (теоретическую) подачу насоса можно выразить через рабочий объём

$$Q_{T.H} = V_0 \cdot n = V_{шаг} \cdot z \cdot n,$$

где $V_{шаг}$ - объём рабочей жидкости, за шаговый угол

$$dV = b \omega (R_a^2 - R_w^2 - f^2) dt$$

$$V_{шаг} = \int_{t_2}^{t_1} dV = \frac{b}{R_b} \int_{t_2}^{t_1} (R_a^2 - R_w^2 - f^2) df$$

Когда продолжительность зацепления равна единице ($\varepsilon=1$)

$$f_1 = f_2 = \frac{P_{ba}}{2}$$

$$V_{шаз} = [(R_a^2 - R_w^2)P_{bn} - \frac{P_{bn}^3}{12}]$$

окончательное выражение для подачи насоса

$$Q_{Т.Н} = m^2 \omega b \left(z + 1 + 2x - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right)$$

$$\text{При } \varepsilon > 1 \quad f_1 = \frac{l}{2} \quad f_2 = P_{bn} - \frac{l}{2}$$

l - длина рабочего участка линии зацепления

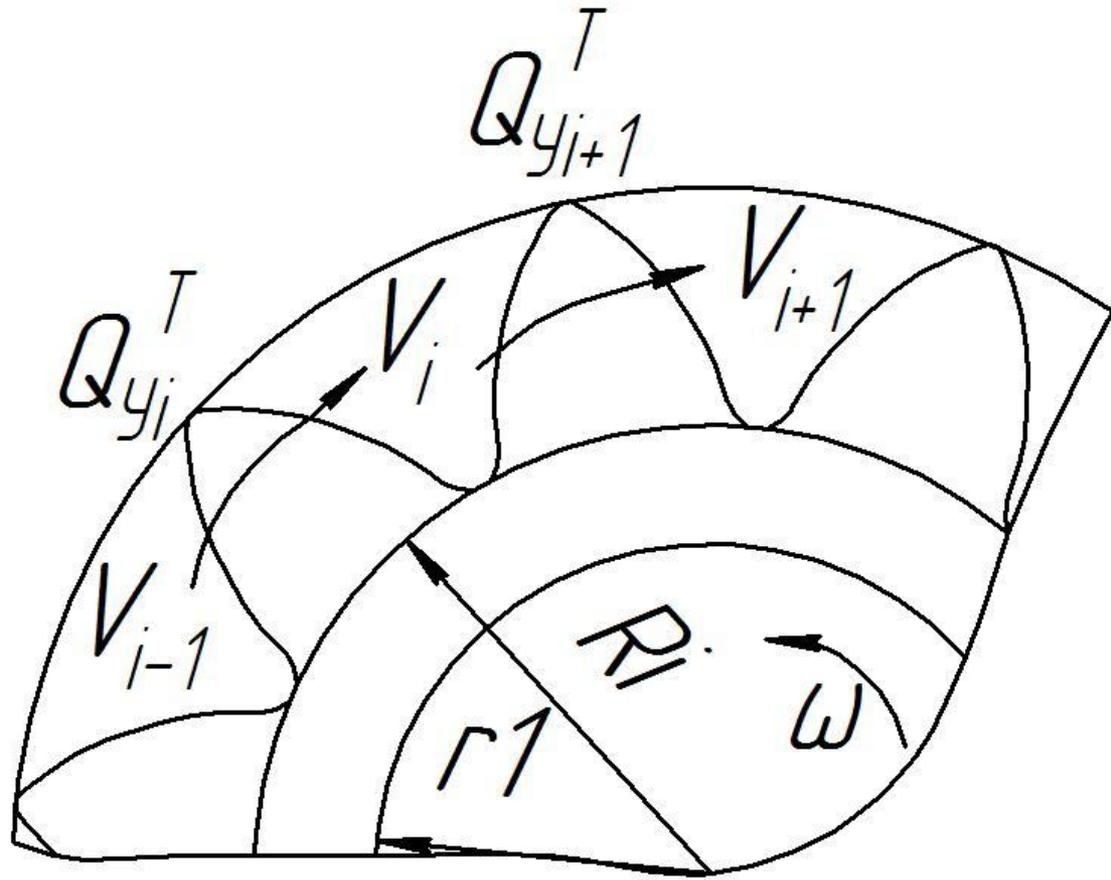
$$Q_{Т.Н} = m \omega^2 b \left(z + 1 + 2x - N \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \quad N = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$$

утечки в

насосе

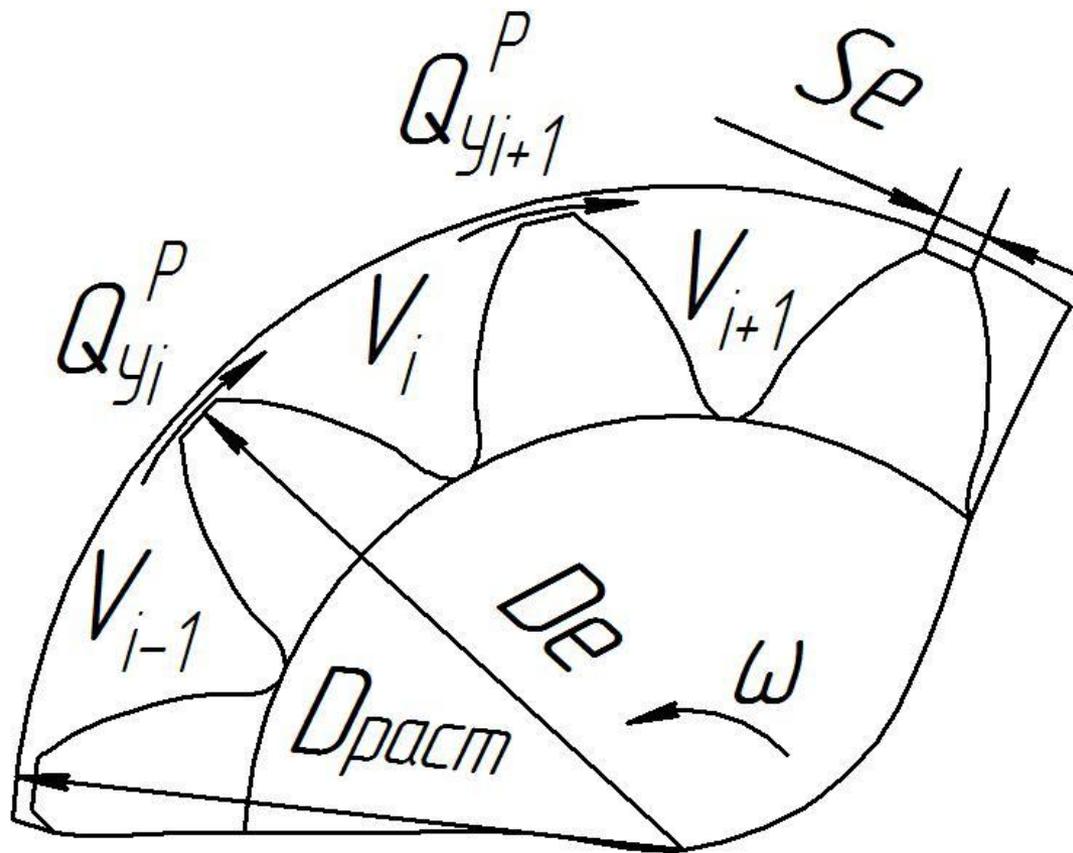
$$Q_D = Q_T - Q_Y$$

$$Q_Y = Q_Y^T + Q_Y^P + Q_Y^3$$

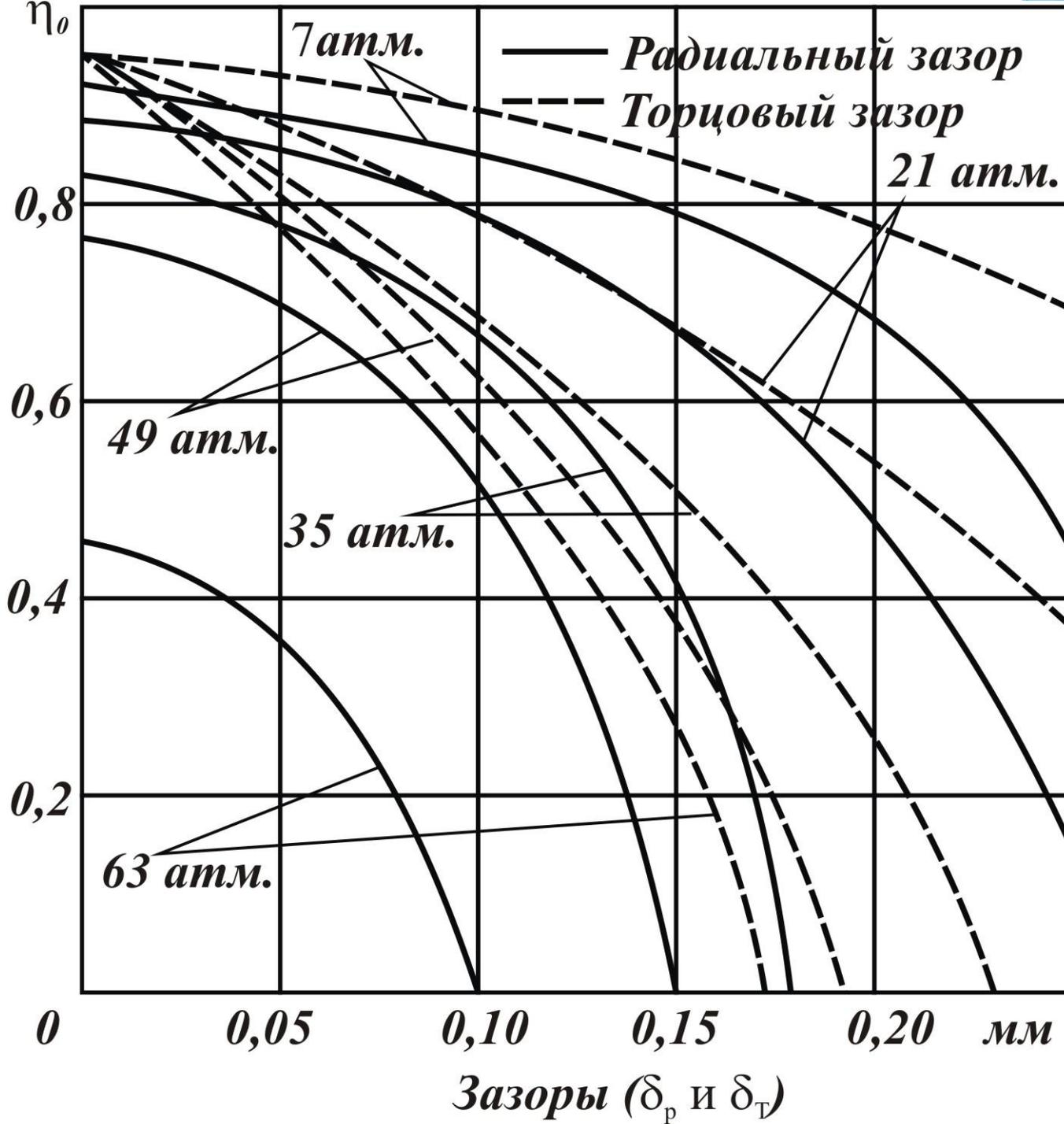


$$Q_Y^T = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\pi \delta_m^3 (\beta_{нз} + \beta_{вс})}{12 \pi \mu \ln \frac{R_i}{r_1}} = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\delta_m^3 (\beta_{нз} - \beta_{вс})}{12 \mu \cdot \ln \frac{R_i}{r_1}}$$

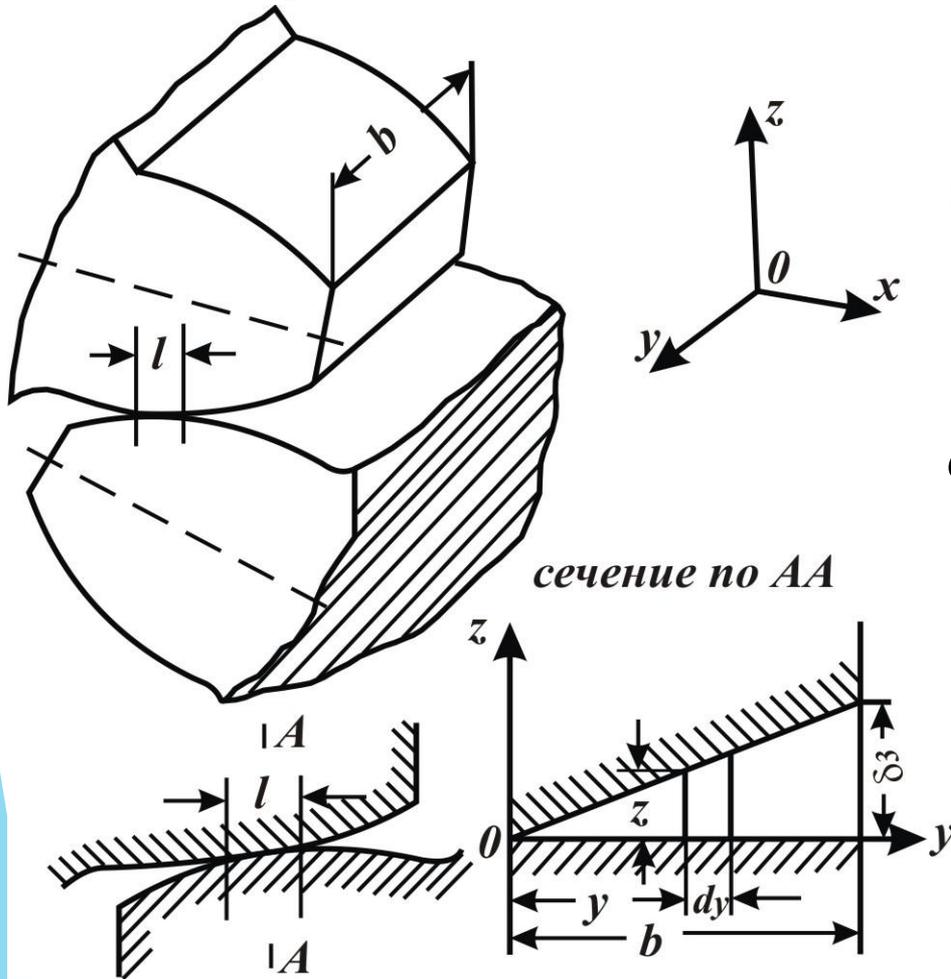
Утечки через радиальные зазоры



$$Q_Y^P = \left[(p_{нз} - p_{вс}) \frac{(D_{раст} - D_e)^3}{96 \mu \cdot S_e z_k} - \frac{\omega D_e}{8} (D_{раст} - D_e) \right] b$$



Утечки через неплотности межзубового контакта



$$Q_y^3 = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\delta_{(3)}^3 b}{48 \mu \cdot l}$$

$$\delta_{(3)} = 0,86(R_{z1} + R_{z2})$$

R_{z1}, R_{z2} параметры шероховатости

Расчёт геометрии зубчатой

передачи

Основные геометрические параметры колеса

Предварительное определение модуля

$$m = (0,24 \dots 0,44) \sqrt{Q_d}$$

где Q_d принимается в л/мин, а m – в мм.

при окружной скорости шестерни $m = 7 \dots 20$ /

отношении ширины шестерни $\frac{b}{m} = 6 \dots 9$

Согласно ГОСТ 9563-60 выбираем нормальный модуль, ближайший к полученному значению

Модулем зацепления называется отношение шага по любой концентрической окружности зубчатого колеса к π , то есть модуль - число миллиметров диаметра приходящееся на один зуб.

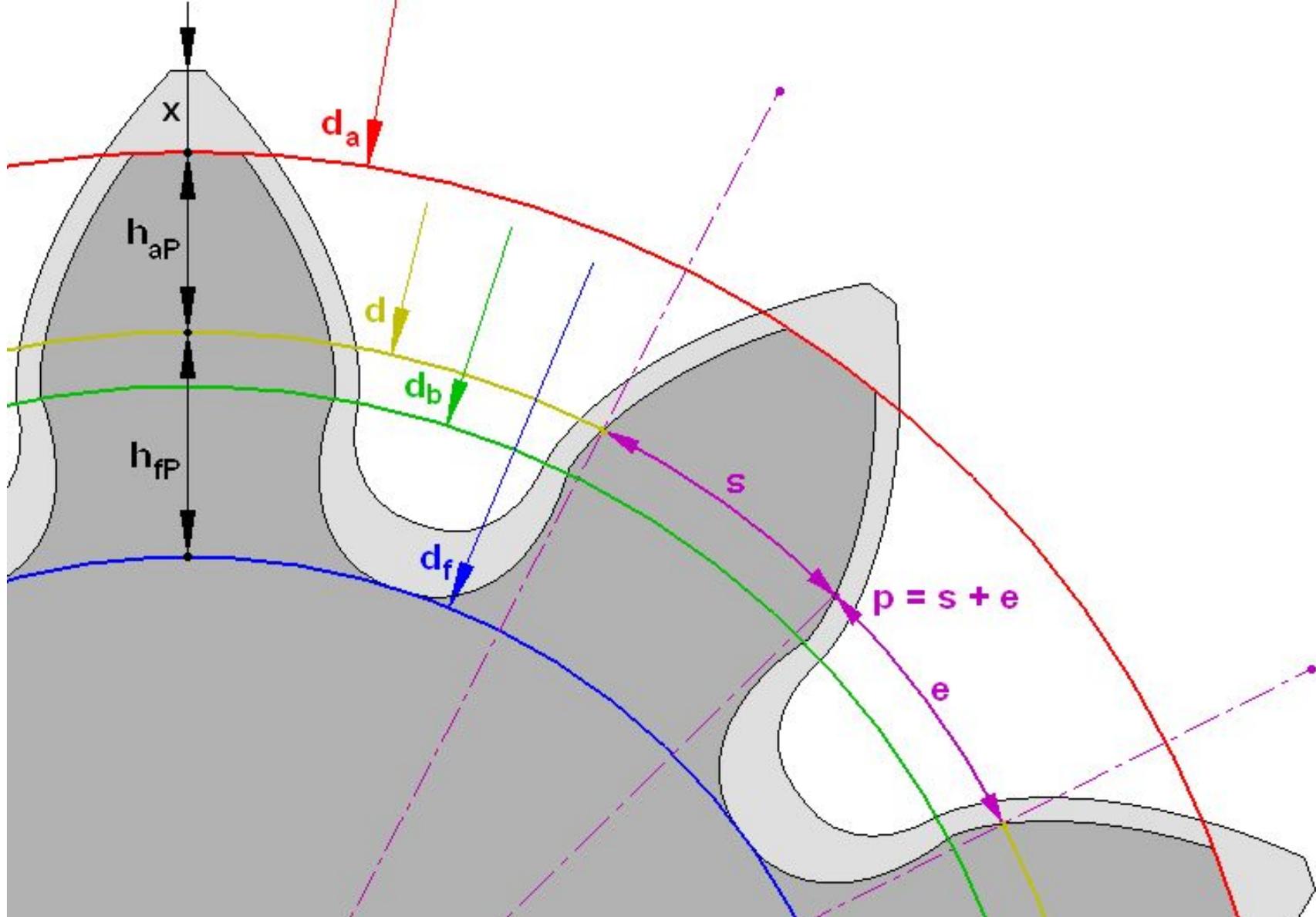
- самый главный параметр;
- стандартизирован;
- определяется из прочностного расчёта зубчатых передач (чем больше нагружена передача, тем выше значение модуля);
- через него выражаются все остальные параметры;
- измеряется в миллиметрах;
- вычисляется по формуле:

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi}$$

z — число зубьев колеса;

p — шаг зубьев;

d — диаметр делительной окружности



- d_a** — диаметр окружности вершин тёмного колеса
 d_b — диаметр основной окружности — эвольвенты
 d_f — диаметр окружности впадин тёмного колеса

Для уменьшения габаритов насоса:

- число зубьев желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно малым;
- а модуль – большим.

Однако:

- при уменьшении числа зубьев уменьшается прочность зубьев из-за подрезания их ножек;
- увеличивается неравномерность подачи.
- для устранения подрезания ножек зубьев производят коррекцию (корригирование) зацепления путём увеличения угла зацепления.

Производительность

В насосах (обычно $z=8\dots 14$).

При одной и той же производительности: шестерни с малым z и большим m имеют значительно меньший габарит, чем шестерни с большим z и малым m .

$$Q_m = 2\pi b n m^2 \left(z + 1 + \sin^2 \alpha \right)$$

где b – ширина зуба шестерни, мм;

n – частота вращения, об/мин;

m – модуль зацепления, мм;

z – количество зубьев;

α – угол зацепления основной рейки,

град.

Ширина шестерни обычно не превышает 9 модулей:

$$b = (6 \dots 9) m$$

Практикой установлено, что в насосах высоких давлений составляет:

- для насосов с подшипниками качения $\frac{b}{d} = 0,5 \dots 0,6$
- для насосов с подшипниками скольжения $\frac{b}{d} = 0,4 \dots 0,5$
- при меньших значениях объёмный КПД понижается;
- при больших – затрудняется герметизация места контакта сцепляющихся зубьев.

Зная m и d , определяем z

$$z = \frac{d}{m}$$

Выбор системы корригирования профиля зуба

Шестерни с малым z нежелательно применять в насосах с одинаковым числом зубьев, так как при стандартном угле зацепления основной рейки $\alpha_0 = 20^\circ$

Теоретическое $z=17$, а практическое $z=8...14$

Рациональнее применение положительной передачи (корригирование колёс с положительным смещением)
Зубья более надёжны с точки зрения сопротивлений смятию и износу

Степень перекрытия положительной передачи меньше, чем нулевой (при одинаковых углах зацепления передачи).

Большая продолжительность зацепления приводит к резкому усилению вредного влияния запираемой во впадинах зубьев жидкости.

Вытесняемый защемлённый объём $q_e = \frac{b}{r_b} \cdot \frac{p_{bt}^3}{4} (\varepsilon_\gamma - 1)^2$

r_b – радиус основной окружности зубчатого колеса, *мм*.

p_{bt} – основной шаг, *мм*.

Максимальная мгновенная подача жидкости из З.О.

$$\left(\frac{dq_e}{dt} \right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1)$$

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость зубчатого колеса, *рад/с*.

Действительное межосевое расстояние

$$a_w = m(z + 1)$$

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos 0^\circ} = d = mz$$

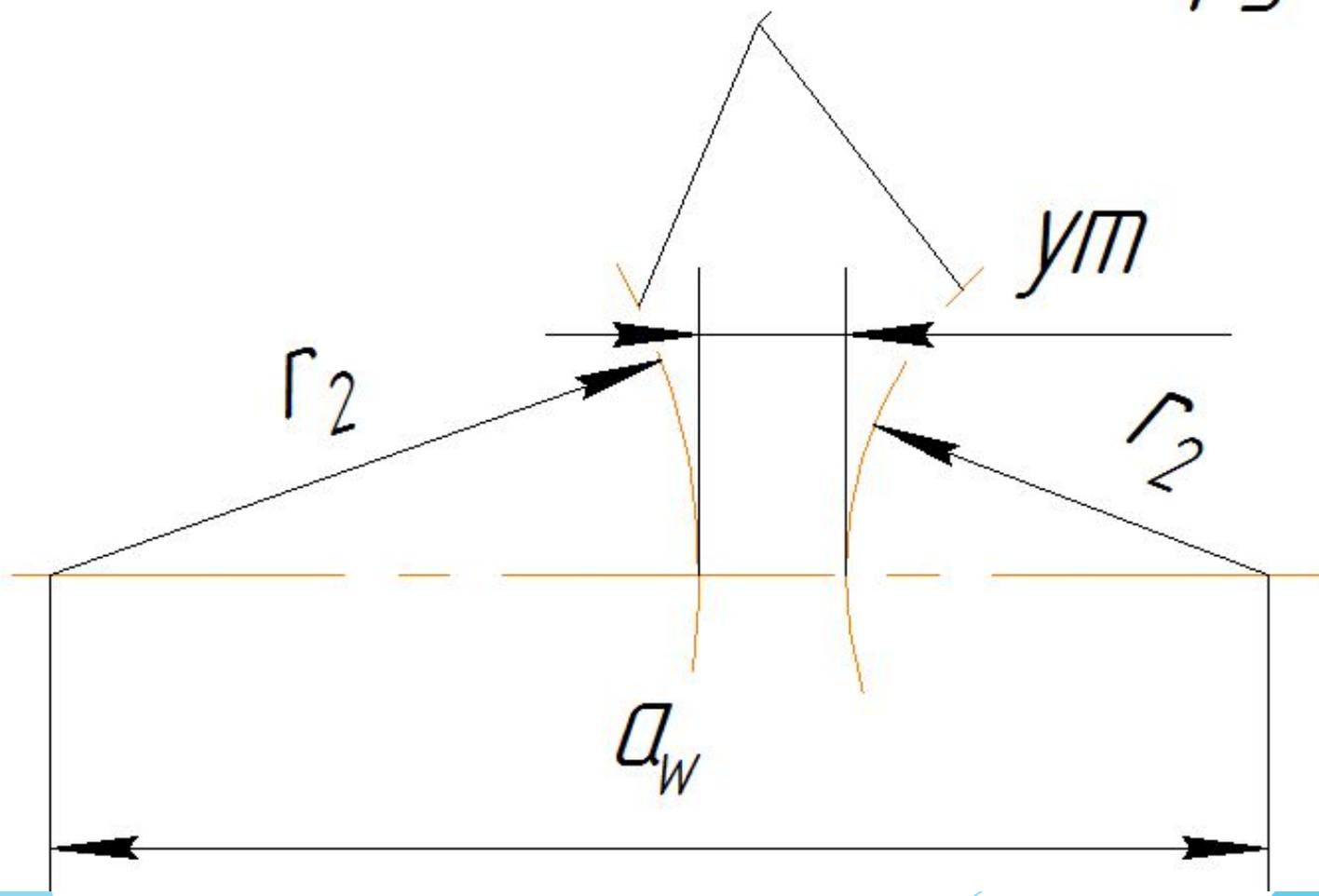
где β – угол наклона линии зуба рейки, град.

Суммарный коэффициент воспринимаемого смещения передачи y

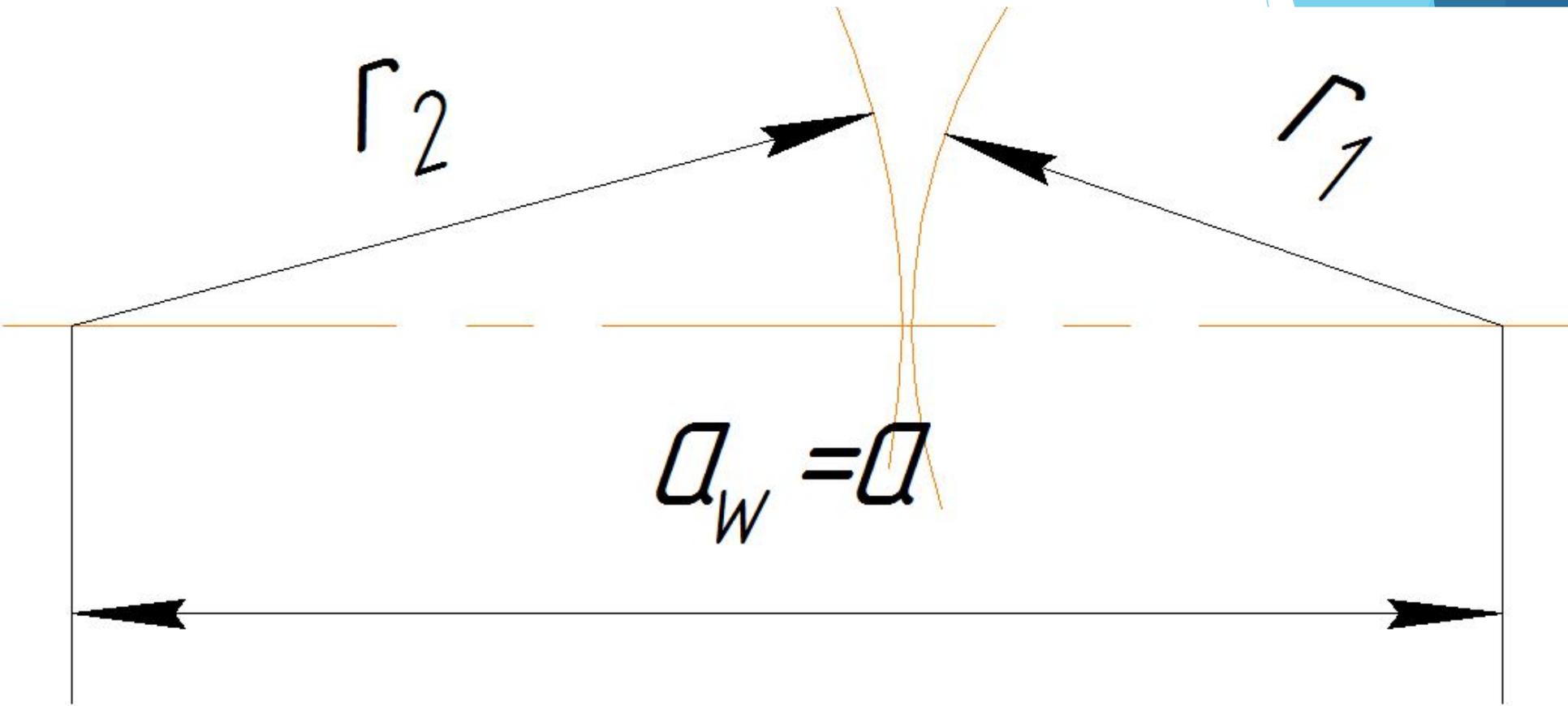
$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{m(z + 1) - mz}{m} = 1$$

Типы передач Положительная передача

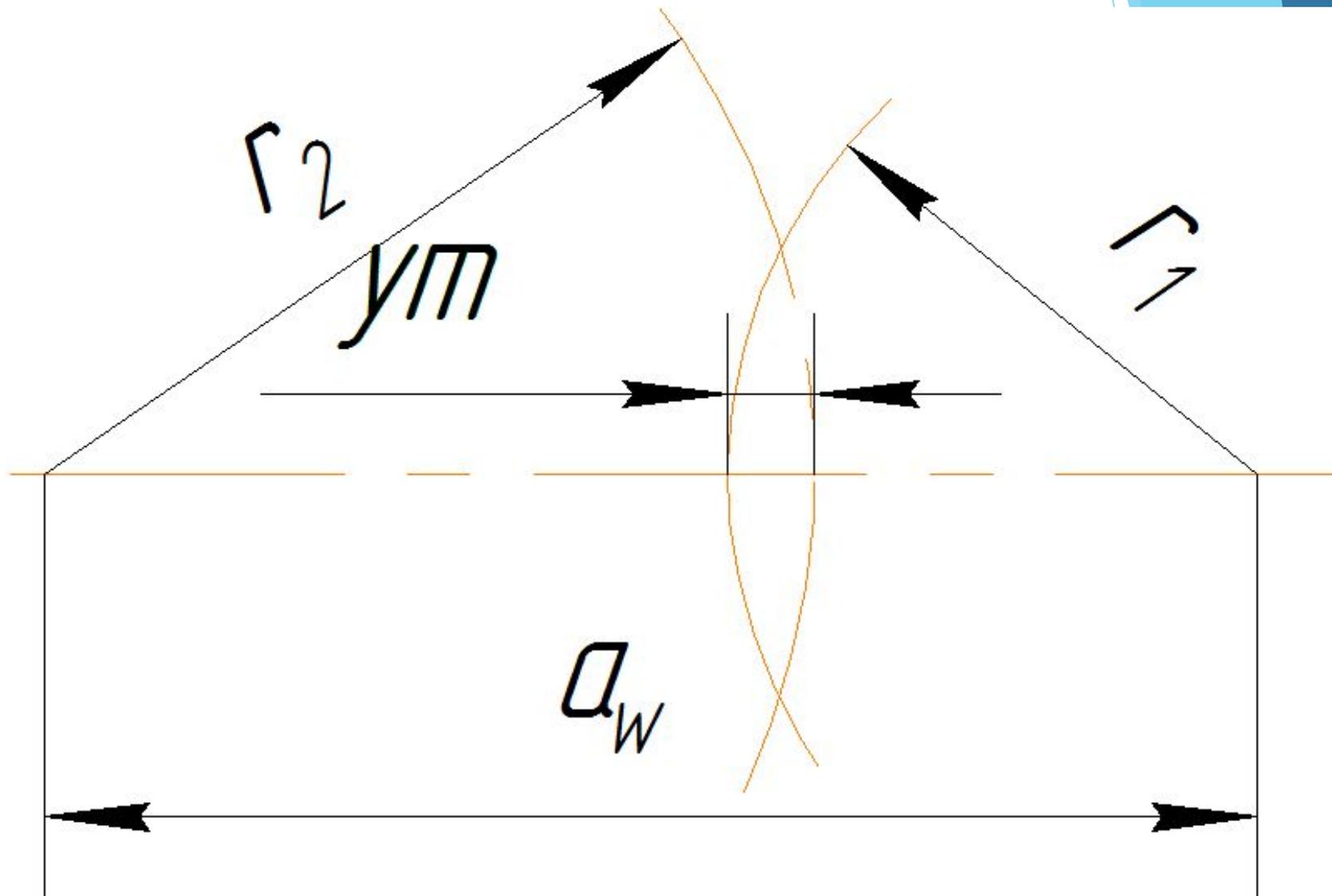
Делительные окружности



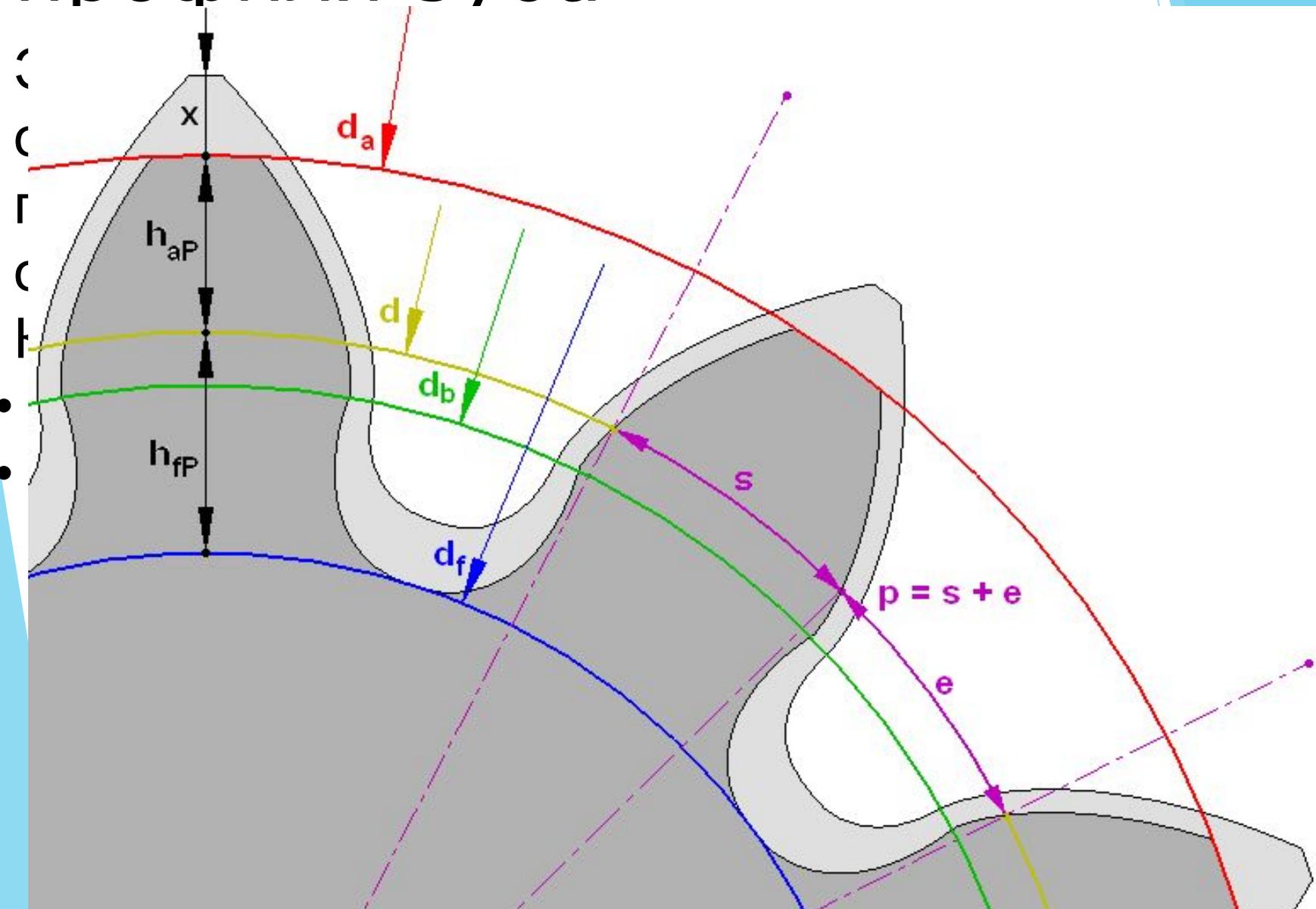
Нулевая передача



Отрицательная передача



Построение эвольвентного профиля зуба



НОЙ
И
ТОЙ

Угол зацепления передачи $\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t\right)$

Коэффициент суммы смещений выразим из следующего уравнения:

$$\text{inv } \alpha_{tw} = \frac{2x_{\Sigma} \cdot \text{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_t$$

$$x_{\Sigma} = \frac{(\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg}\alpha}$$

Коэффициенты смещений исходных контуров колёс

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 2x_1 = 2x_2 \quad x_1 = x_2 = \frac{x_{\Sigma}}{2} = x$$

Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y$$

Начальный диаметр

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 1$$

$$d_w = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2a_w}{2} = a_w$$

где u – передаточное число зубчатой передачи.

Диаметр основной окружности, развёртка которой и будет составлять эвольвенту

$$d_b = mz \cdot \cos \alpha_t$$

Общая формула для определения диаметра вершин зубьев

$$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)m$$

h_a^* – коэффициент высоты головки

Диаметр окружности впадин

$$d_f = m \left[z - 2 \left(h_a^* + c^* - x \right) \right]$$

c^* радиальный зазор

Полная высота зуба

$$h = m \left[2,25 - (x - 0,5) \right] = m (2,75 - x)$$

Шаг по нормали между двумя профилями зубьев остаётся постоянным по любой нормали

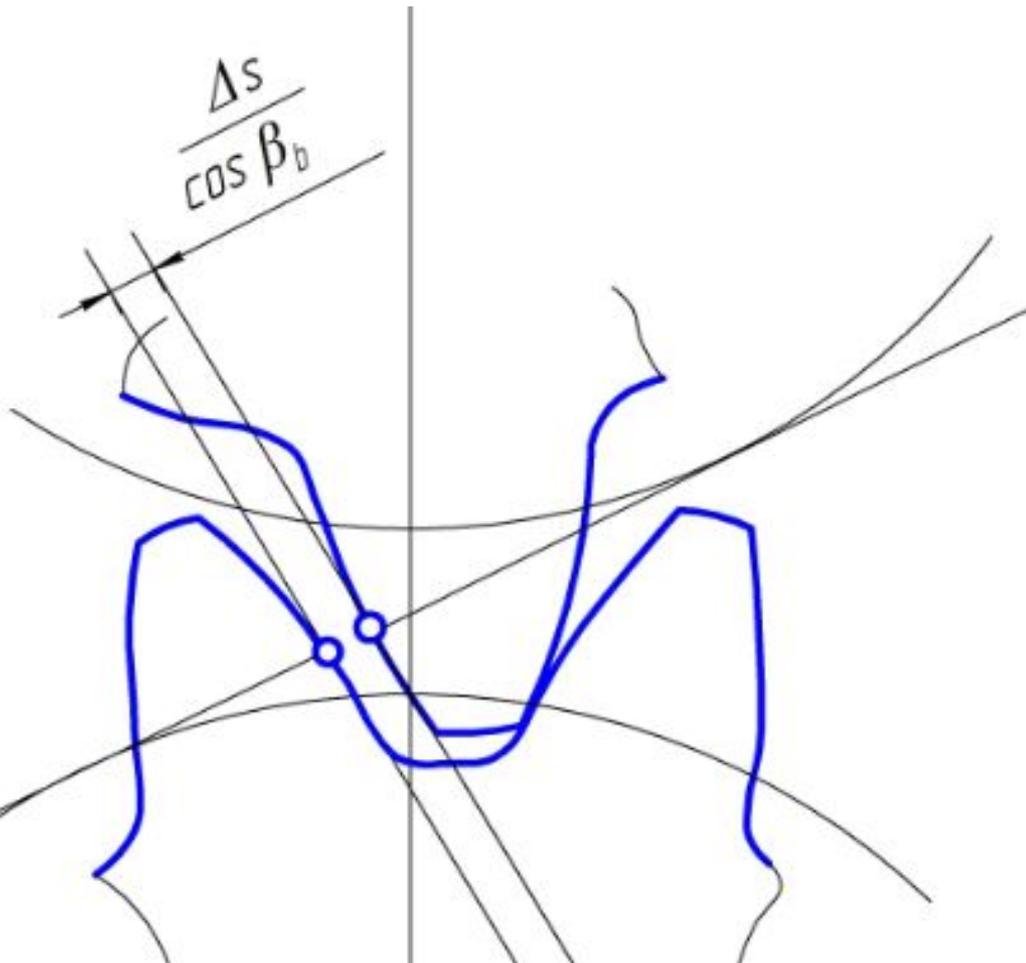
$$p_{bt} = \frac{2\pi r_b}{z}$$

Коэффициент перекрытия зубчатой передачи

$$\varepsilon_\gamma = \frac{2\sqrt{r_a^2 - r_b^2} - a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{p_{bt}} \quad \text{при } z_1 = z_2 = z$$

Боковой зазор между профилями зубьев выбирается из условий:

- компенсации неточностей изготовления и сборки;
- расширения при нагревании.



$$\Delta s = 0,08m$$

Центральный угол $\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{2r_o}$

Толщина зуба по дуге радиуса r_x

$$s_x = r_x \cdot \varphi_x = r_x \left(\frac{s}{r} + 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_{tw} - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_x \right)$$

где s – известная толщина зуба на известном радиусе r ;

$\operatorname{inv} \alpha_x$ – инволюта угла эвольвенты на радиусе r_x

Тогда толщина зуба по делительной окружности

$$s = d \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t \right)$$

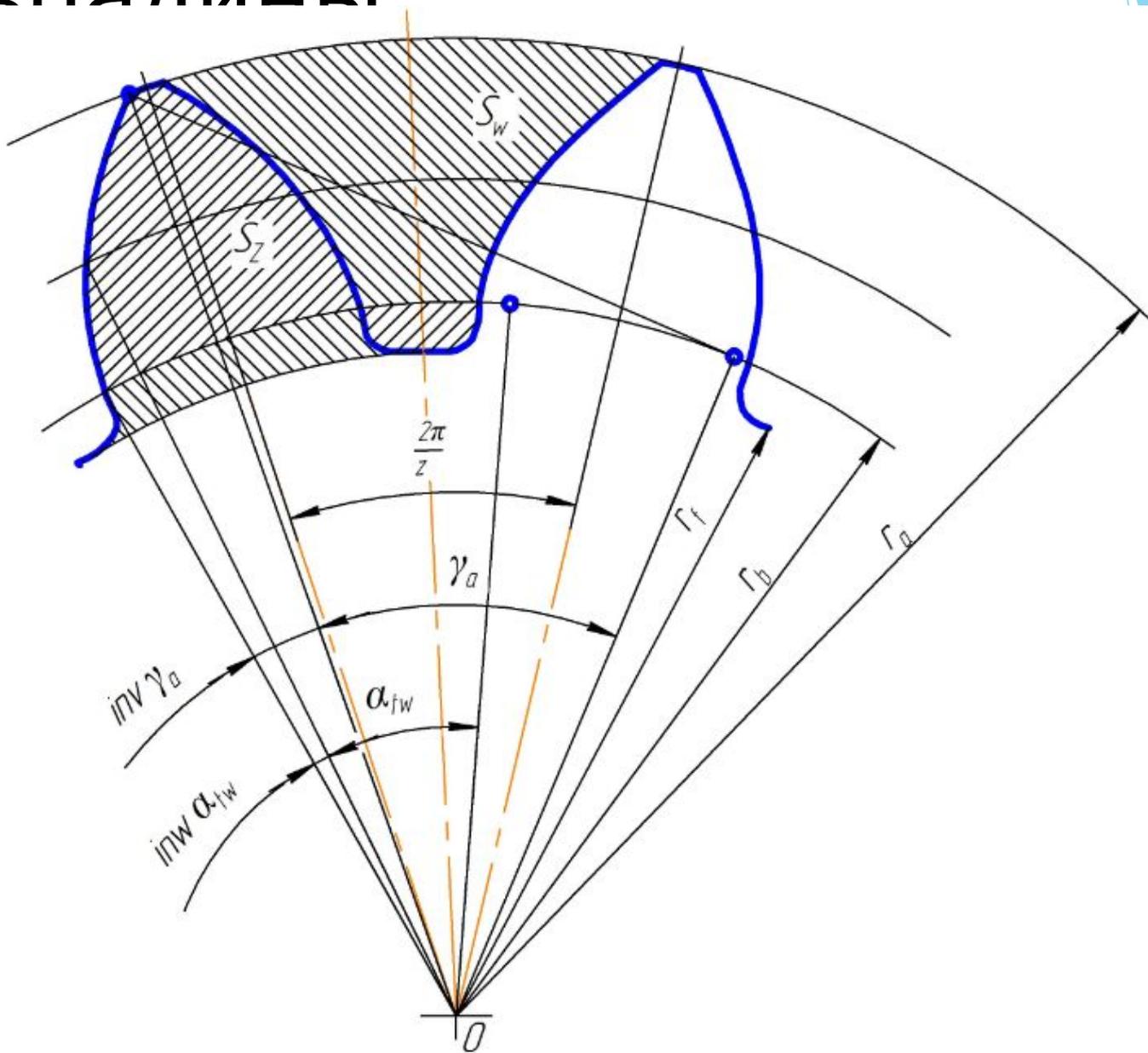
Толщина зуба по начальной окружности

$$s_w = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}$$

Толщина зуба у вершины

$$s_a = d_a \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \gamma_a \right)$$

Площадь зуба и впадины



Площадь зуба, ограниченная эвольвентным профилем и основной окружностью

$$S_z = r_b^2 \left[\frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] + r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right)$$

Полная площадь зуба $S'_z = S_z + \Delta S_z$

$$\Delta S_z = (r_b^2 - r_f^2) \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right)$$

В результате получим

$$S'_z = r_b^2 \cdot \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) - r_f^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right)$$

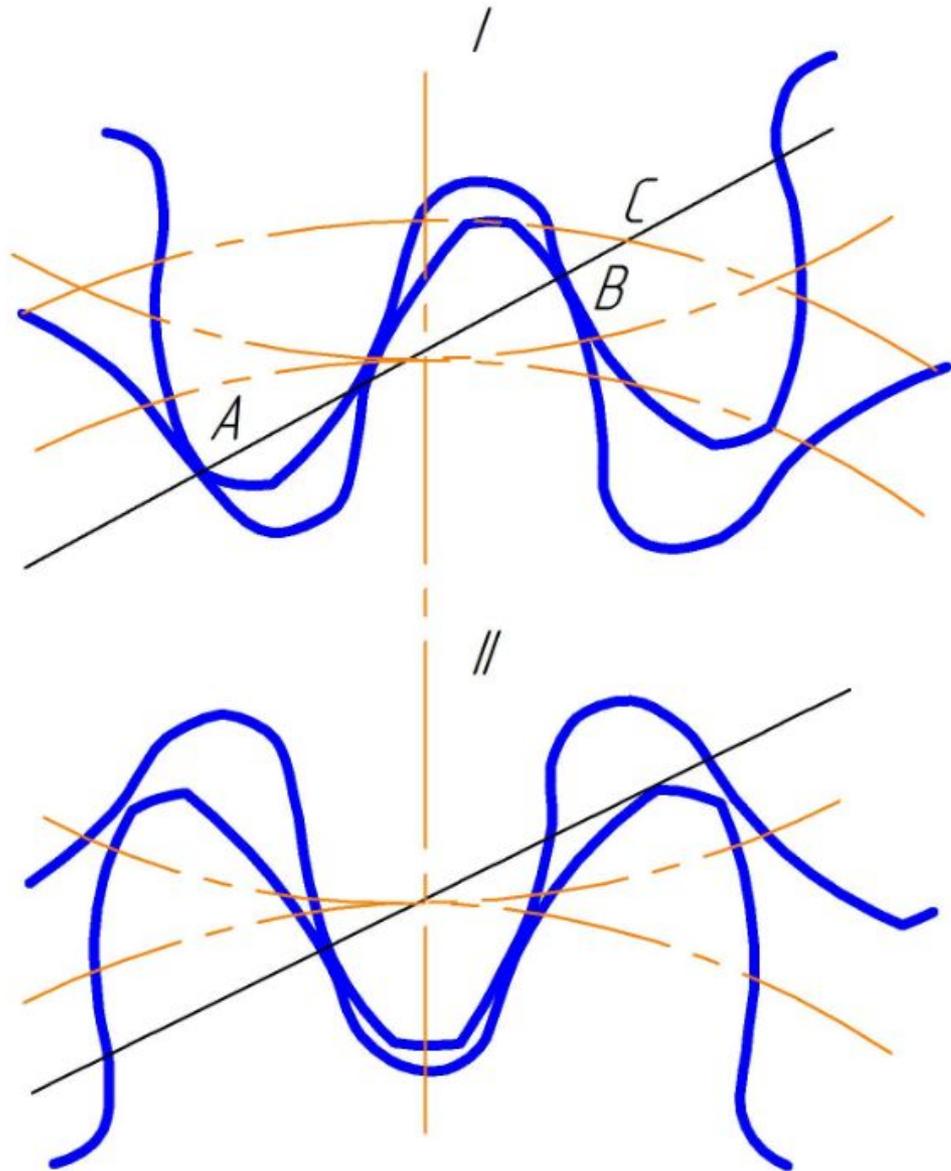
Площадь впадины

$$S_w = r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \left[\frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right]$$

Полная площадь впадины, включая вредное пространство

$$S'_w = r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - r_f^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right]$$

Защелённый объект



Минимальное значение полного запертого объёма

$$V'_{\min} = 2b \left\{ r_b^2 \left[\frac{\pi}{z} \left(\operatorname{tg}^2 \alpha_{tw} + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{(\gamma_a + \operatorname{inv} \gamma_a)^3}{3} \right] - r_a^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \gamma_a \right) - r_f^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} \right) \right] \right\}$$

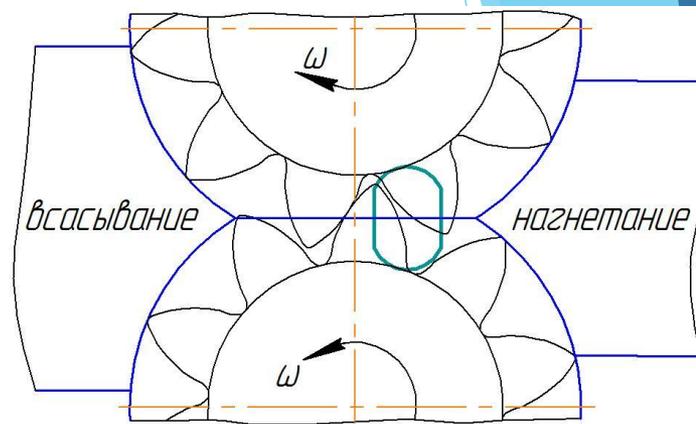
Максимальный мгновенный расход жидкости из запертого объёма

$$\left(\frac{dq_e}{dt} \right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1)$$

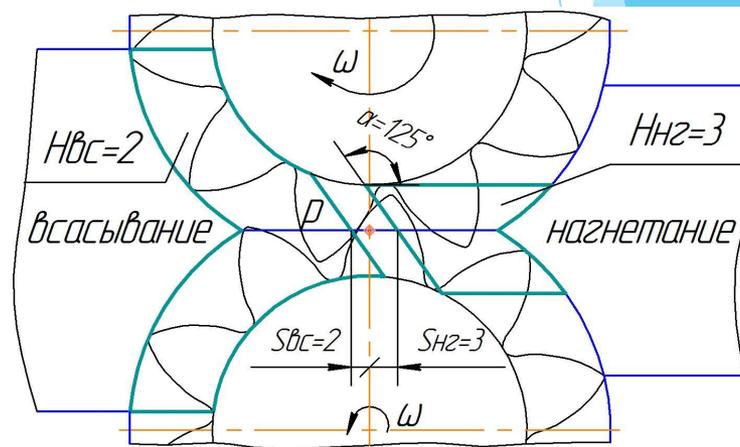
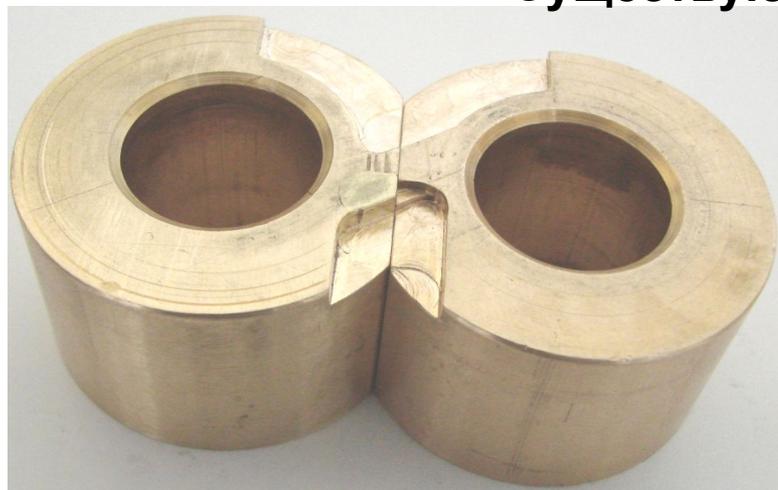
Изменение запертого объема



Разгрузочные канавки

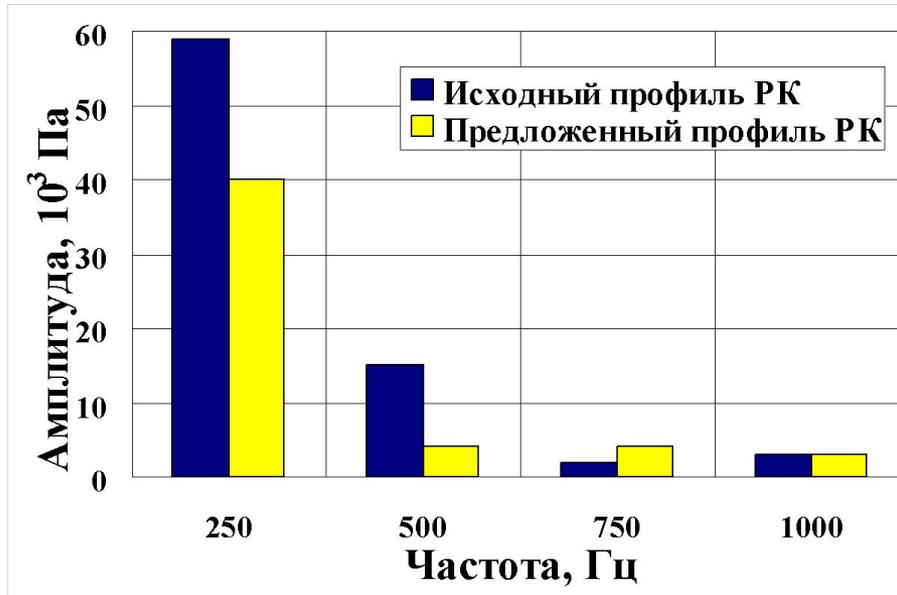


Существующая конфигурация



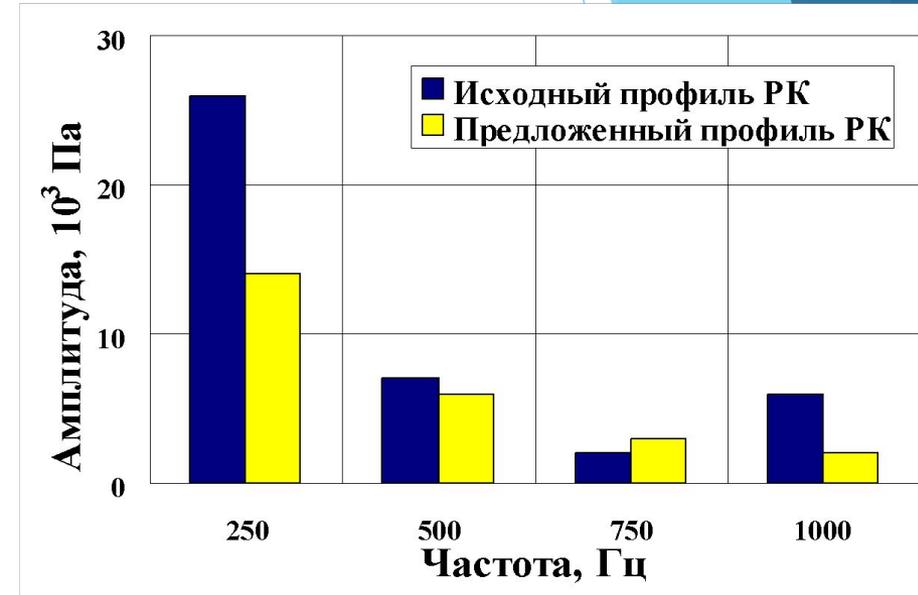
Предложенная конфигурация

Спектр пульсаций давления до и после мероприятия



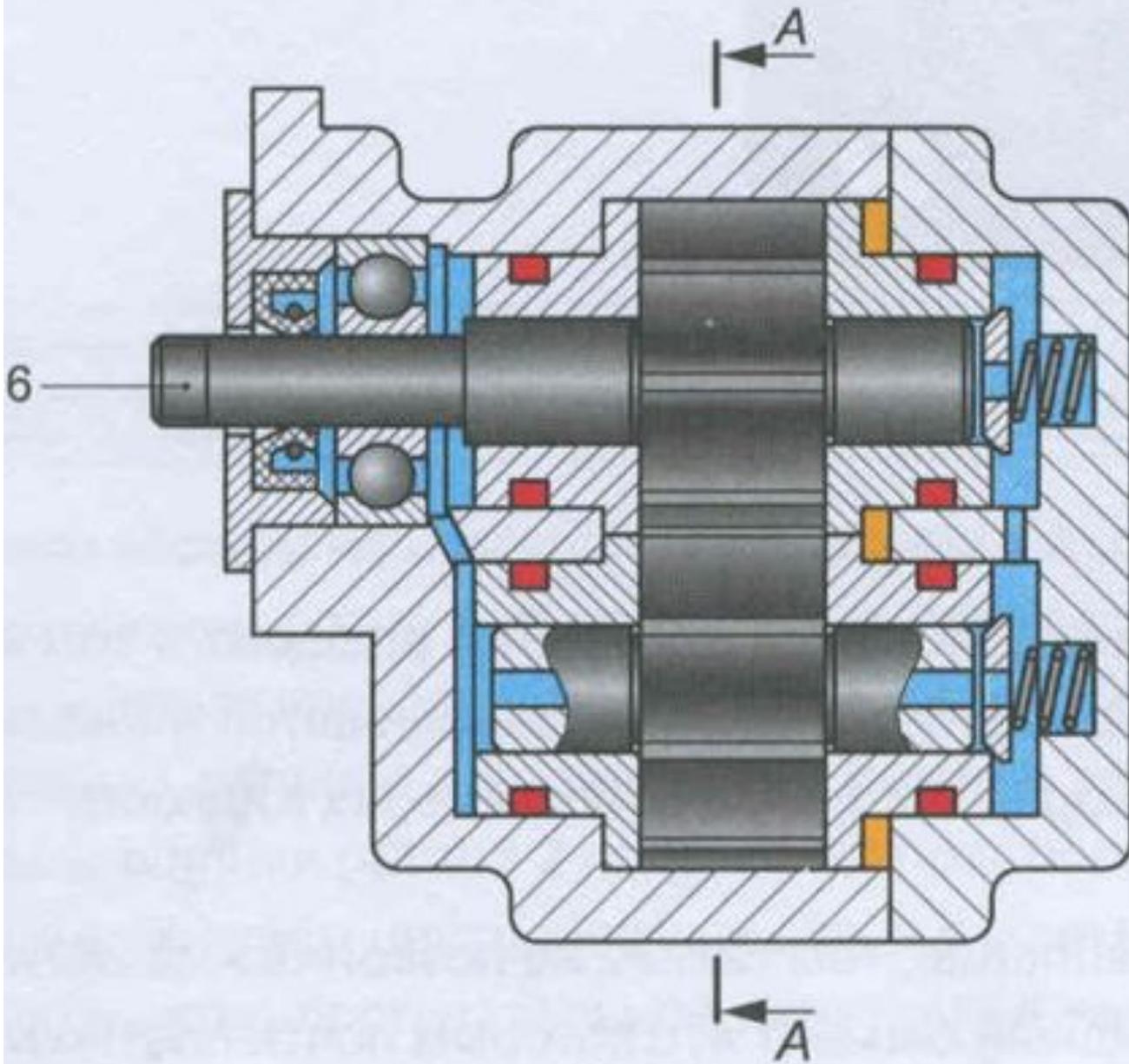
На выходе из насоса

Амплитуда пульсаций давления по СКЗ снижена до 66,4% .



На входе в насос

Амплитуда пульсаций давления по СКЗ снижена до 56,6% .



ВЫВОДЫ

- Классификация насосов;
- Плюсы, минусы;
- Регулируемость;
- Вредные факторы;
- Уровень шума.