



2 ФАКУЛЬТЕТ  
«ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ  
АППАРАТОВ»

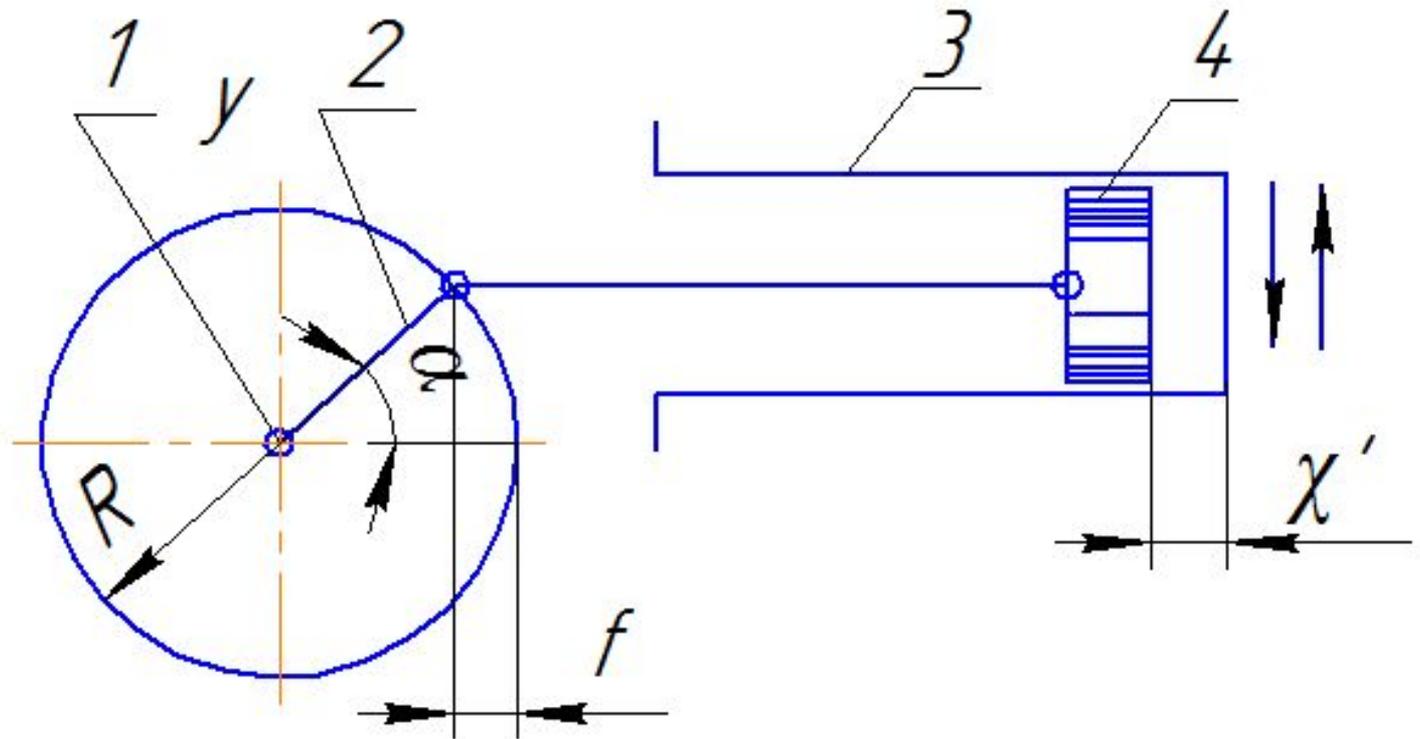


САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

# Лекция 7

Аксиально-поршневые гидромашины

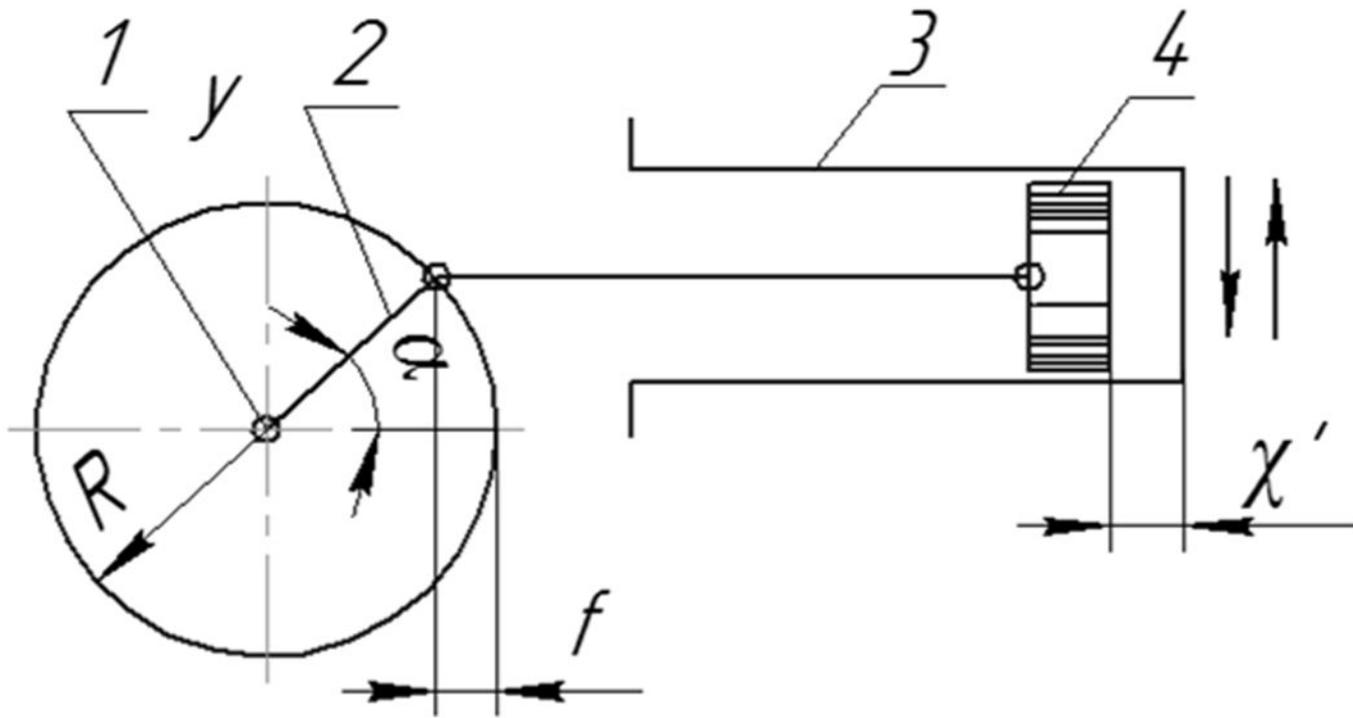
Кинематической основой этих машин является видоизменённый кривошипно-шатунный механизм



1 – ось; 2 – кривошип; 3 – цилиндр; 4 – поршень

$$x' = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha),$$

полное перемещение поршня  $x' = 2R$        $\alpha = \pi$



плоскость вращения поворачиваем вокруг оси  $Y$ ;  
 схема превращается в пространственную;  
 для сохранения кинематики поршня цилиндр должен  
 перемещаться в пространстве по эллипсу.

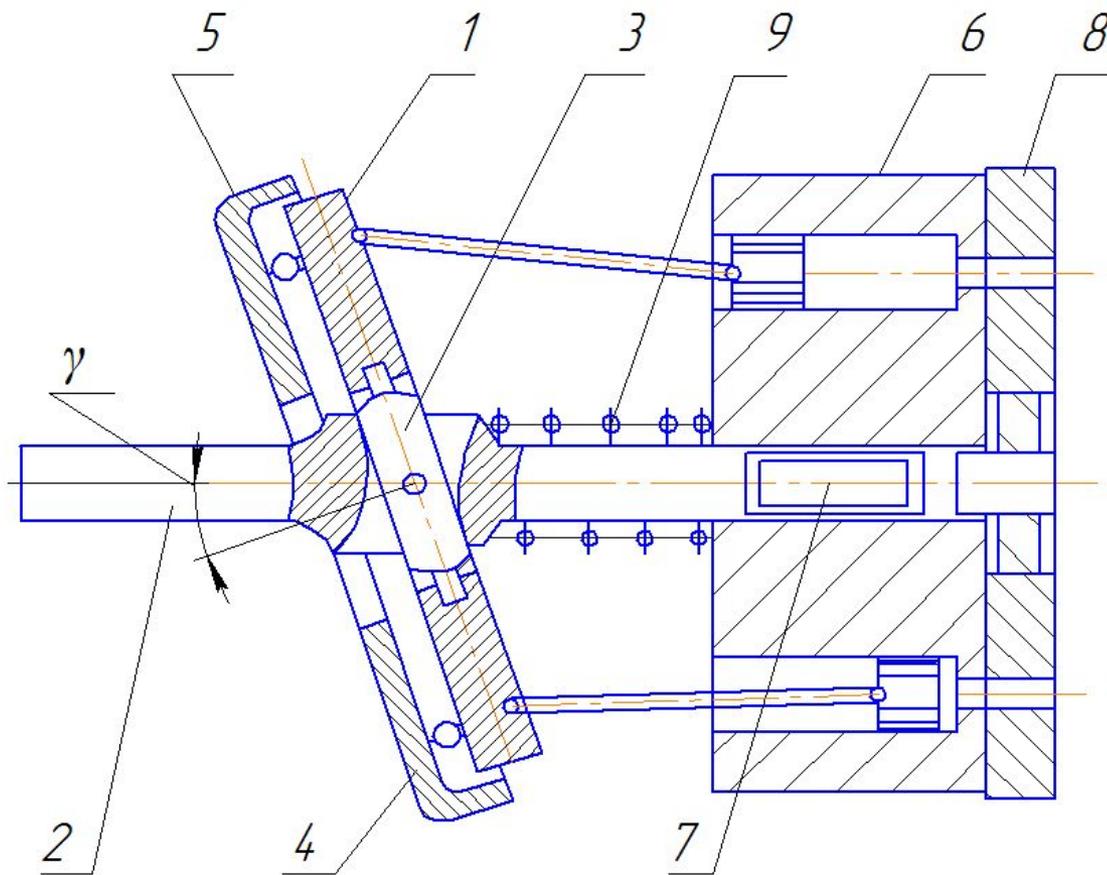
перемещение поршня будет равно  

$$x = x' \cdot \cos \beta = R(1 - \cos \alpha) \cos \beta.$$

## Наиболее типичные конструкторские разновидности АПГ:

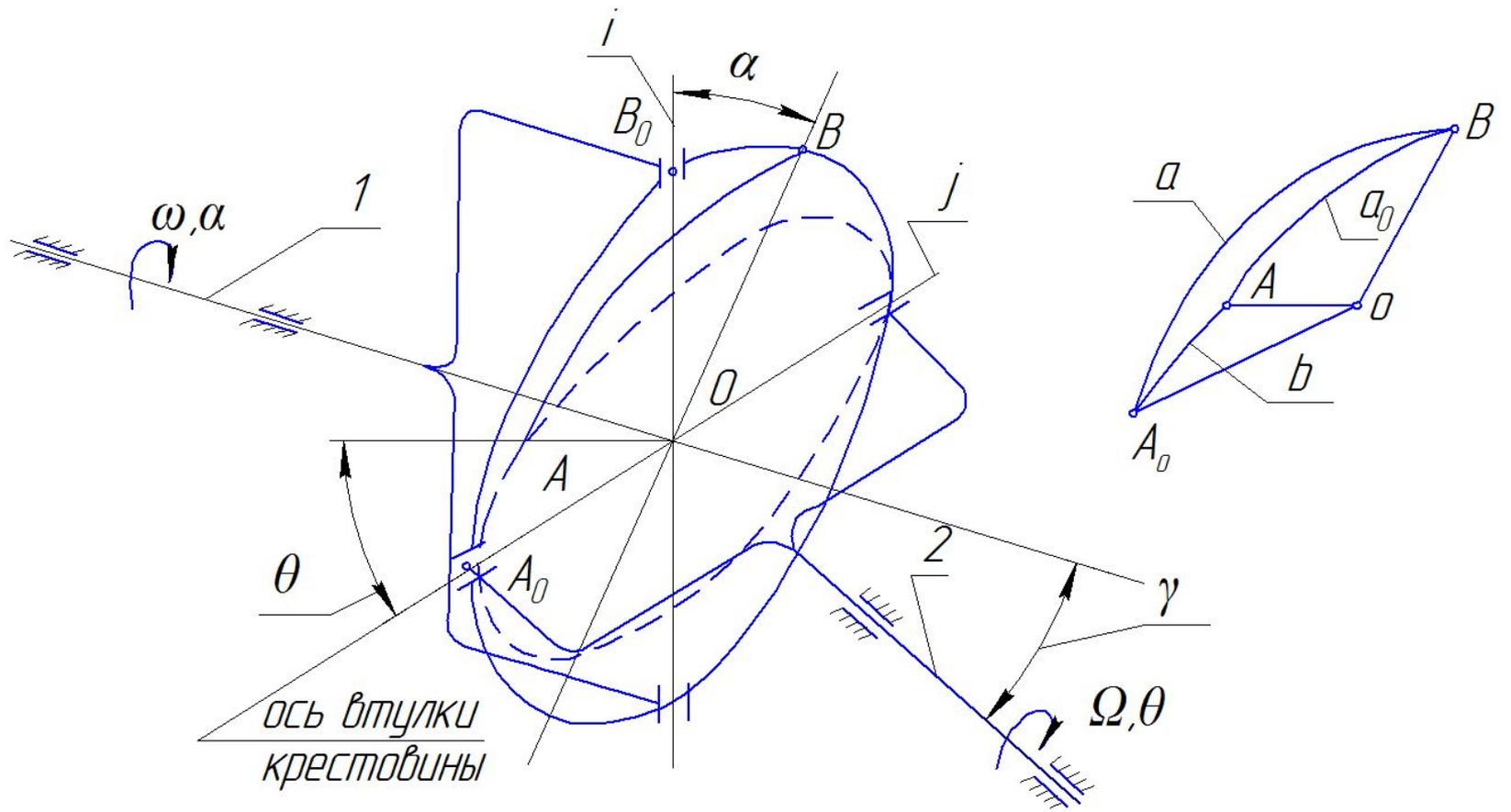
- с шатунным приводом и силовым карданом;
- с шатунным приводом и двойным не силовым карданом;
- с шатунным приводом бескарданного типа;
- с бесшатунным приводом и точечным контактом сферических торцов поршней с наклонной шайбой;
- с бесшатунным приводом и кольцевыми гидростатическими опорами.

# АПГ с силовым карданом



упорный диск 1; вал 2; асинхронный полный кардан 3;  
цилиндрический блок 6; грибовидные шпонки 7;  
распределитель 8; пружина 9.

# Кинематика силового кардана

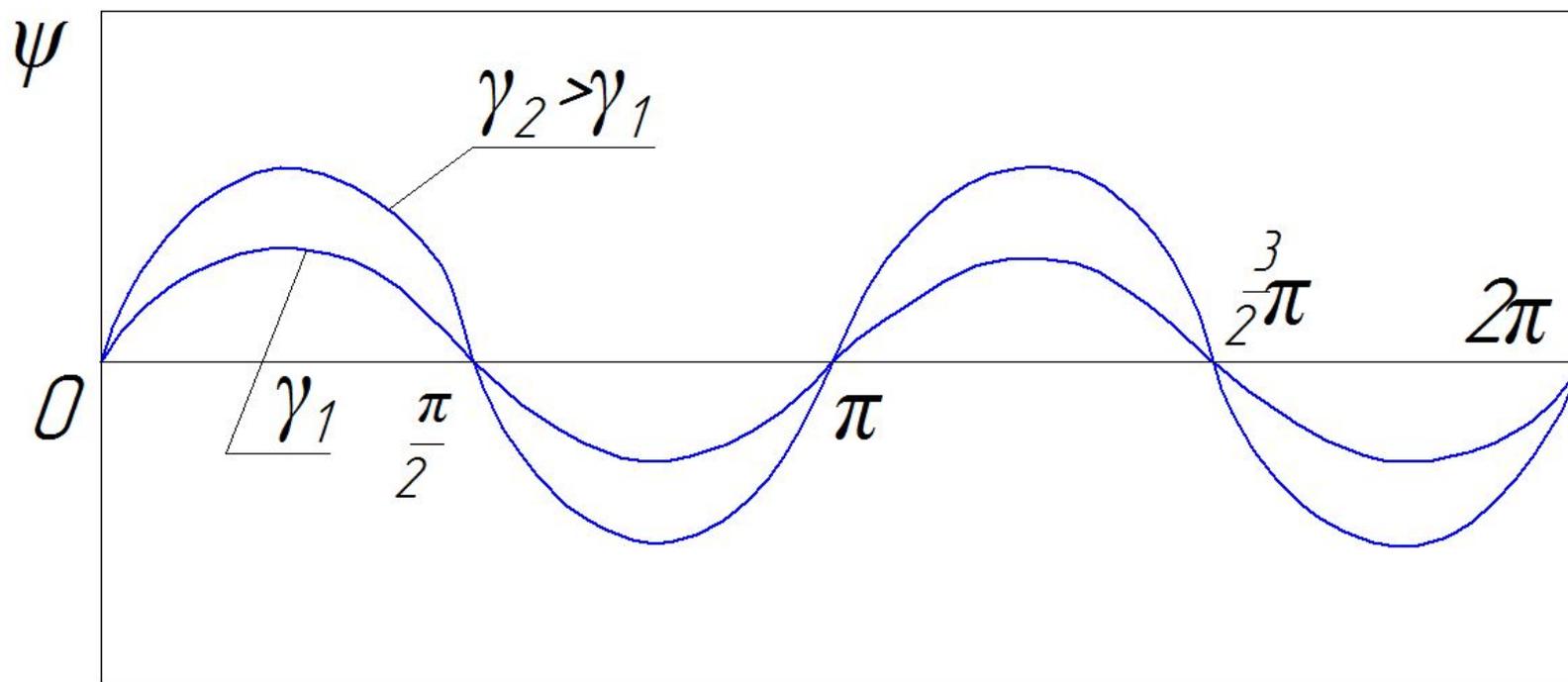


$$\theta = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\gamma}\right)$$

за один оборот приводного вала упорный диск дважды будет обгонять вал и дважды отставать от него

Угловая асинхронность

$$\psi = \theta - \alpha$$



$\gamma = 20$  угловая асинхронность  $\psi \approx 2^\circ$

уменьшается с уменьшением угла

$\gamma$

Зависимость между скоростями вращения ведущего вала и ведомого валов:

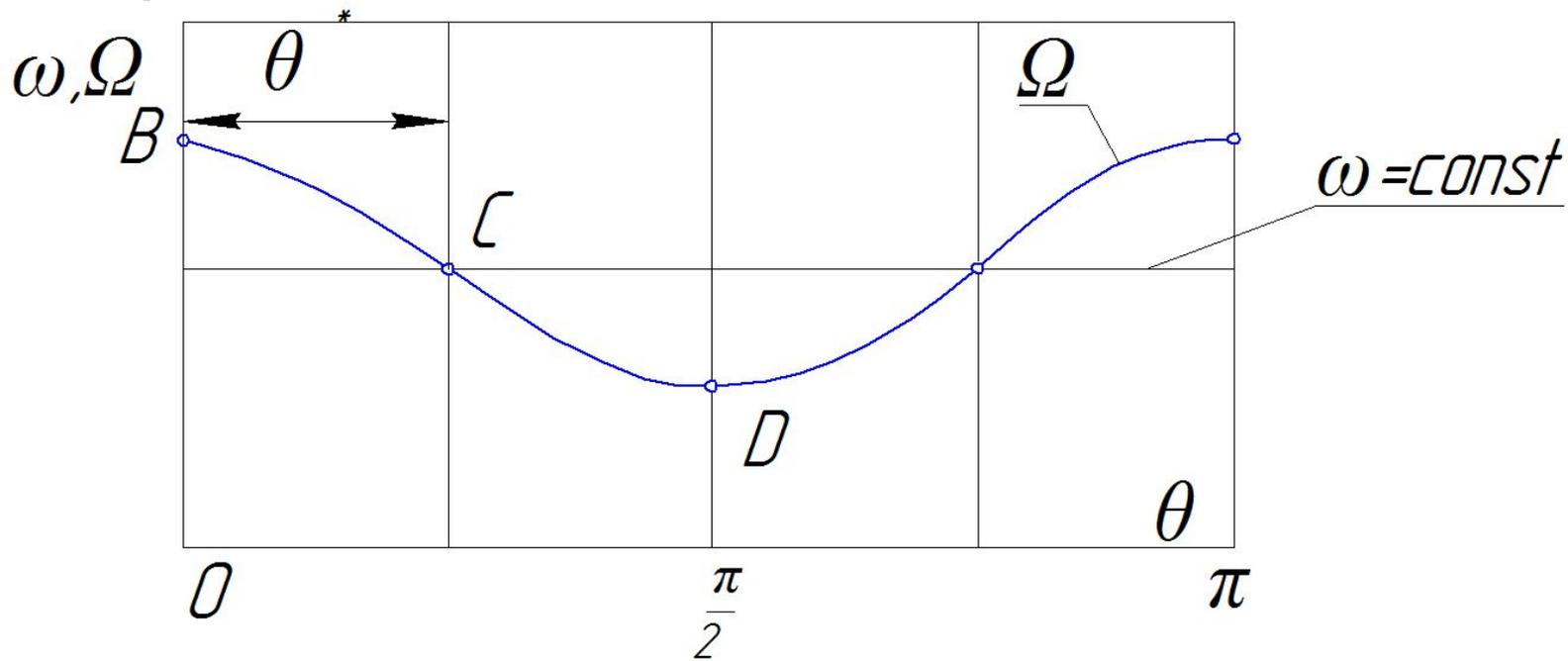
$$\Omega = \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \cos \gamma}{\cos^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \omega = \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \theta \cos \gamma}{\cos \gamma (1 + \operatorname{tg}^2 \theta)} \cdot \omega.$$

скорость вращения ведущего вала – const;

скорость вращения ведомого вала – var по углу поворота;

неравномерность тем больше, чем больше угол между валами.

# Скоростная асинхронность кардана



$$\Omega_{MAX} = \frac{\omega}{\cos \gamma};$$

$$\Omega_{MIN} = \omega \cdot \cos \gamma$$

$$\beta = 0, \pi \dots n\pi$$

$$\beta = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \dots$$

коэффициент неравномерности угловой скорости  $\sigma_{\omega} = 1 - \frac{\omega}{\Omega}$

возрастает с увеличением угла  $\gamma$

Неравномерность угловой скорости вращения упорного диска приводит:

- к возникновению больших угловых ускорений;
- к возникновению больших дополнительных нагрузок.

При  $\omega = const$  угловое ускорение  $\Omega \approx \omega^2$

Поэтому в рассматриваемых гидромашинах обычно

$$\gamma_{MAX} = 20^{\boxtimes} \quad n_{MAX} = 8 \text{ с}^{-1}$$

# Кинематика относительного движения поршня

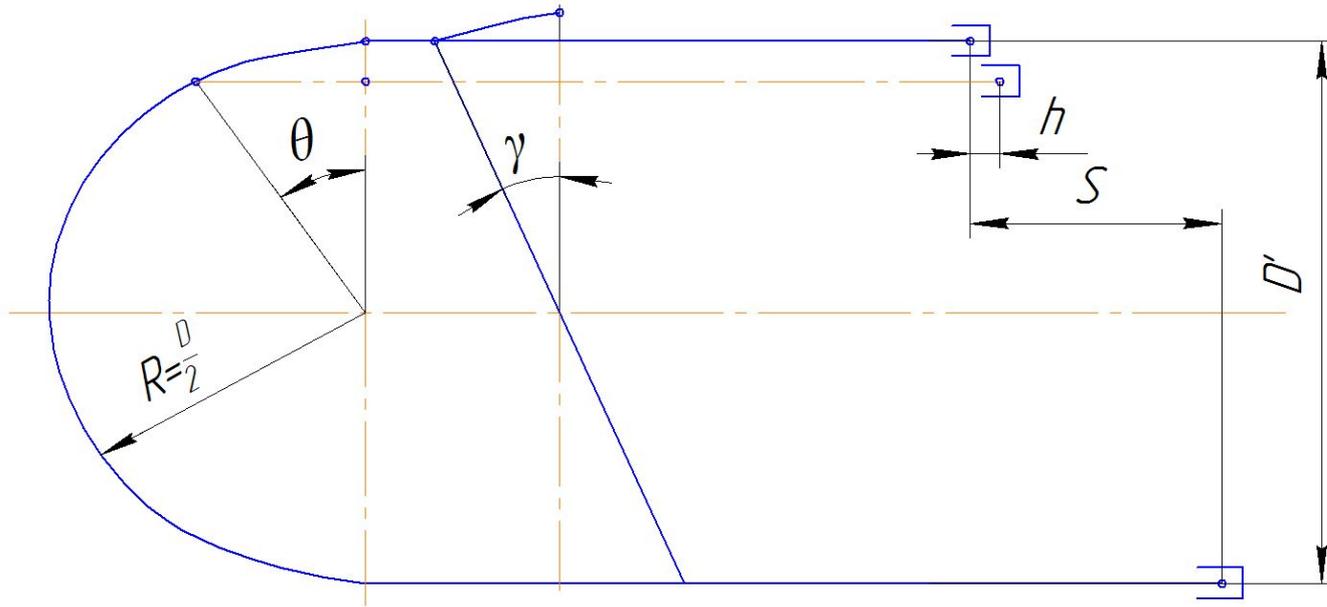
$$K_D = \frac{D}{D'} \quad \text{дезаксиал}$$

$D'$  Диаметр разности осей цилиндров в цилиндровом блоке

$D$  - диаметр разности осей крепления головок шатунов в упорном диске

$$K_D = \frac{2}{1 + \cos \gamma_{MAX}}$$

# Без учета длины шатуна и дезаксиала



$$h = R(1 - \cos \theta) \sin \gamma;$$

$$\dot{h} = R \sin \theta \sin \gamma \frac{d\theta}{dt} = R \sin \theta \sin \gamma \Omega;$$

$$\ddot{h} = \Omega^* R \sin \gamma \cos \theta.$$

$$S = D \sin \gamma. \text{ Ход поршня}$$

Рабочий объем гидромашины определяется выражением

$$V_0 = F \cdot D \sin \gamma \cdot z$$

Где  $F$  – площадь сечения поршня;  
 $Z$  – число поршней

Средняя или теоретическая подача насоса

$$Q_{TH} = V_0 n = \frac{DF\omega z}{2\pi} \sin \gamma$$

Мгновенная подача насоса

$$Q = \sum_H F h \dot{\theta} = F\Omega \frac{D}{2} \sin \gamma \sum_H \sin \theta$$

# Конструктивные приемы выравнивания подачи

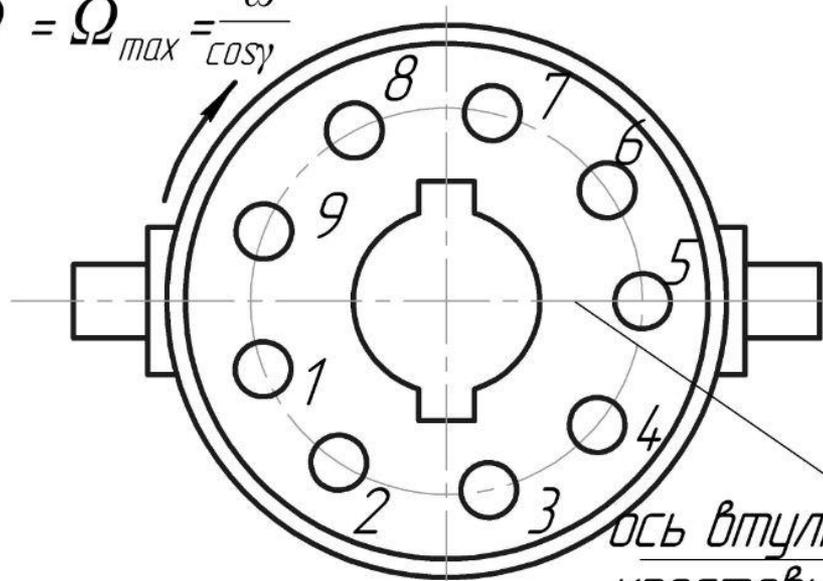
$$Q = \sin \gamma \sum_H F \frac{D}{2} \Omega \sin \theta$$

в момент, когда  $\Omega$

имеет наибольшее значение. увеличение подачи

$$\theta = 0$$

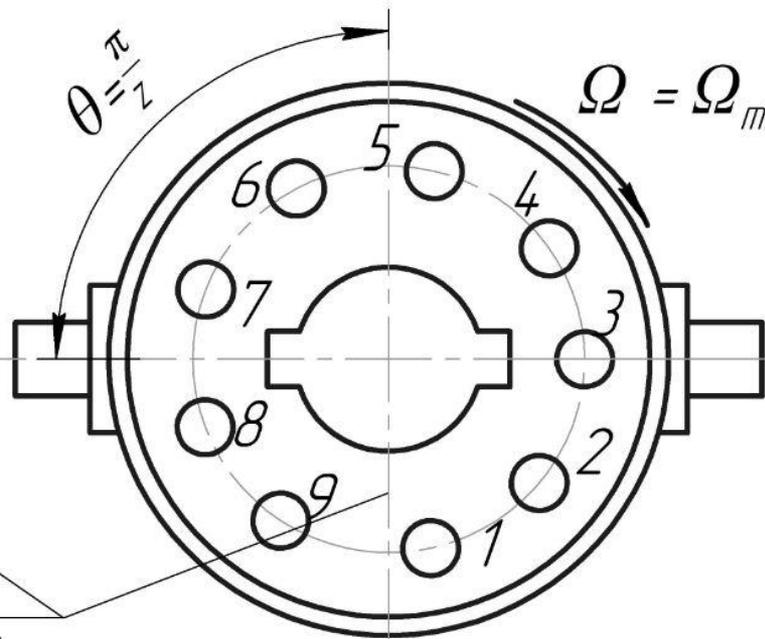
$$\Omega = \Omega_{max} = \frac{\omega}{\cos \gamma}$$



ось втулки  
крестовины

$$\theta = \frac{\pi}{2}$$

$$\Omega = \Omega_{min} = \omega \cos \gamma$$



# Расчет геометрии гидромашины

Диаметр поршней  $d$ ;

наружный диаметр цилиндрического блока  $D_H$

выбираются так, чтобы деформация цилиндров  $\Delta$  не превышала 6...7 мк для бронзовых блоков цилиндров и 8 мк – для стальных блоков цилиндров, а напряжения не превышали определённых пределов:

$[\sigma] = 150\text{МПа}$  – для стали

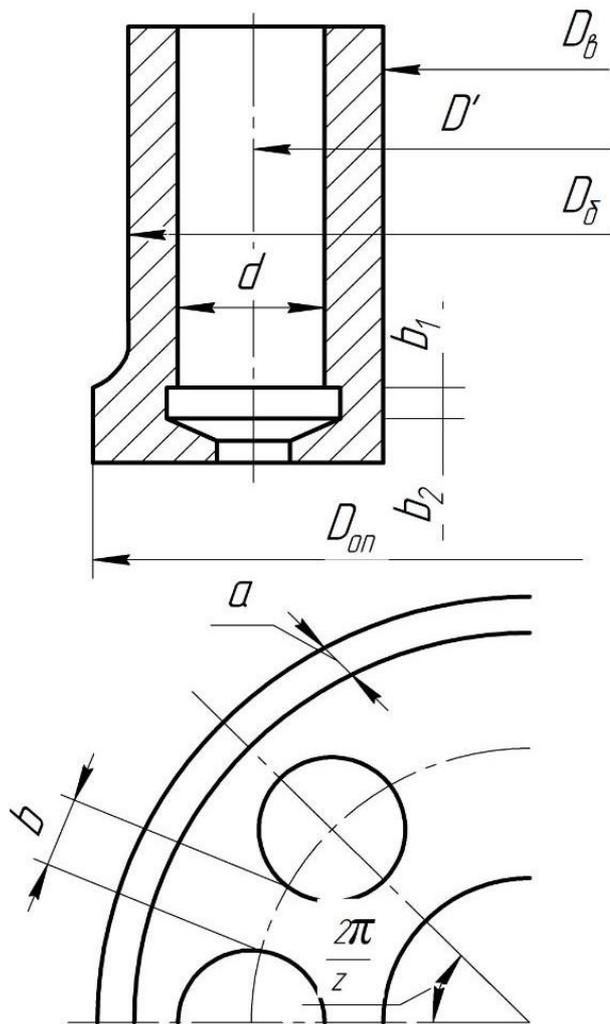
$[\sigma] = 60\text{МПа}$  – для бронзы

Напряжения и деформации цилиндров подсчитываются для условной толстостенной трубы с наружным диаметром

$$Ad = d + 2a$$

$d$  – диаметр поршня

$a$  – толщина стенки



Окружность диаметром  $Ad$   
 не должна выходить за пределы  
 тела цилиндрического блока и  
 перерезаться пазом шпонки  
 Деформация стенки условной трубы

$$\Delta = \frac{d}{E} \left( \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) P_p \leq [\Delta]$$

напряжения

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} P_p \leq [\sigma]$$

$\mu$  – коэффициент Пуассона;

$E$  – объемный модуль упругости материала блока цилиндров;

$P_p$  – расчетное давление, превышающее максимальное давление в гидромашине на 50-80%

Исходя из условий прочности, размер перемычки между двумя соседними цилиндрами принимают равным

$$b = ca$$

$$c = \begin{cases} 1.3 - \text{для стального блока цилиндров;} \\ 1.6 - \text{для бронзового блока цилиндров;} \end{cases}$$

В результате преобразований

$$\sqrt{\frac{\sigma + P_p}{\sigma - P_p}} \leq A \leq \sqrt{\frac{\Delta \cdot E + dP_p(1 - \mu)}{\Delta \cdot E - dP_p(1 + \mu)}}$$

$A = 1.32 \dots 1.43$  для стальных цилиндрических блоков

$A = 1.55 \dots 1.68$  для бронзовых цилиндрических блоков

Для аксиально-поршневых гидромашин с силовым карданом

$$p = 8...12 \text{ МПа};$$

$$\gamma_{MAX} = 20^\circ \text{ (реже } 23^\circ \text{)};$$

$$n = n_{MAX} = 8.3 \text{ с}^{-1}$$

$$n = 7...6.2 \text{ с}^{-1} \quad \text{для мощных машин}$$

Средние значения КПД:

$$\eta_0 = 0.95...0.97;$$
$$\eta_m = 0.92...0.94; z = 9 \text{ (} z \text{ - реже } 13 \text{)}$$

Рабочий объем гидромашин

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2R \sin \gamma_{MAX} \cdot z = \frac{\pi d^2}{2} \sin \gamma_{MAX} \sum_{i=1}^z R_i;$$

$$B = S + (0.8...1.0) \boxtimes + b_1 + b_2 \text{ высота блока цилиндров } \boxtimes = (1.4...1.8)d$$

$$D_s = D' - Ad - \text{диаметр внутренней расточки}$$

# Силовой расчет АПГ с силовым карданом

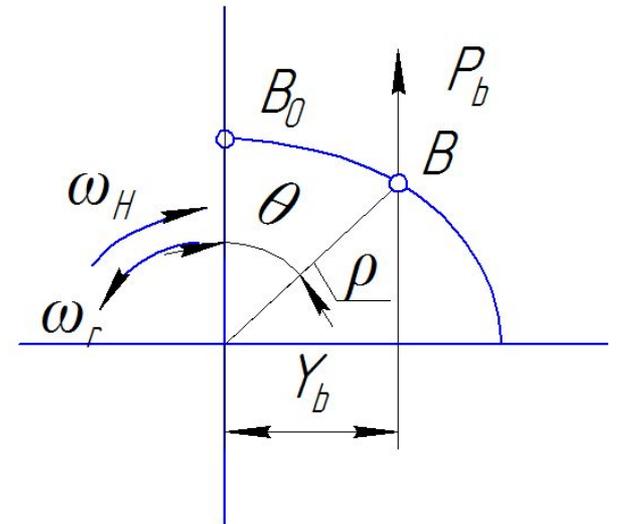
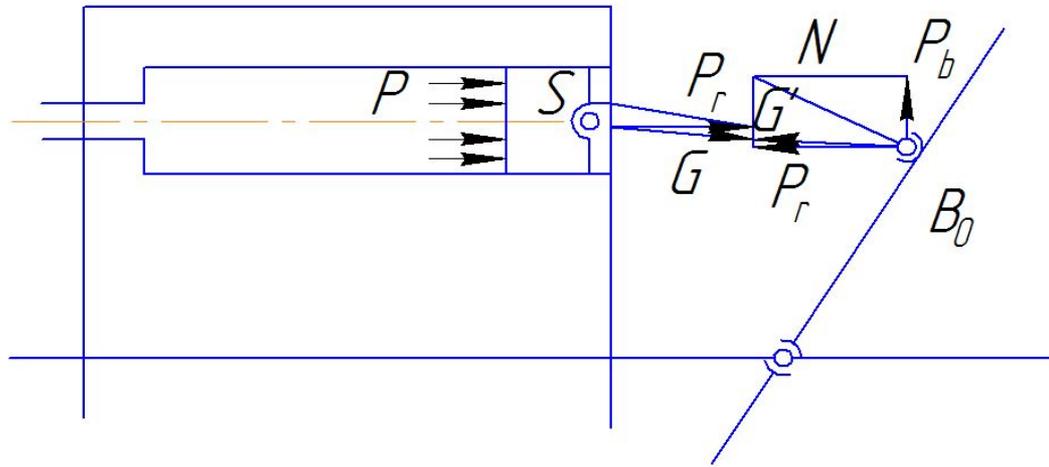
Рассматриваемая гидромашина отличается:

- большими нагрузками на кардане, нагруженном почти полным моментом гидромашины;
- значительными инерционными нагрузками (изменения угловых скоростей упорного диска).

Большие усилия со стороны штоков поршней на упорный диск приводят к затруднениям при выборе упорного подшипника.

Упорный подшипник делают либо специальным, либо применяют гидродинамические опоры.

# Схема силовой связи между наклонной шайбой и поршнем гидромашины



$$G = \frac{P_r}{\cos \delta}; \quad S = P_r * \operatorname{tg} \delta,$$

Где угол  $\delta$  – угол между осью поршня и осью шатуна.  $\delta \leq 4^\circ$

обычно  $\frac{R'}{\lambda_{ш}} = 0.5 \dots 0.75$  где  $\lambda_{ш}$  длина шатуна

$S$  весьма мала, что является преимуществом гидромашин шатунным приводом

Сила  $G$  передаваемая шатуном в точку В,  
уравновешивается составляющей  $G'$

реакции  $N$

$$N = \frac{P_r}{\cos \gamma} = \frac{PF}{\cos \gamma}$$

Другая составляющая реакции сила  $P_b$

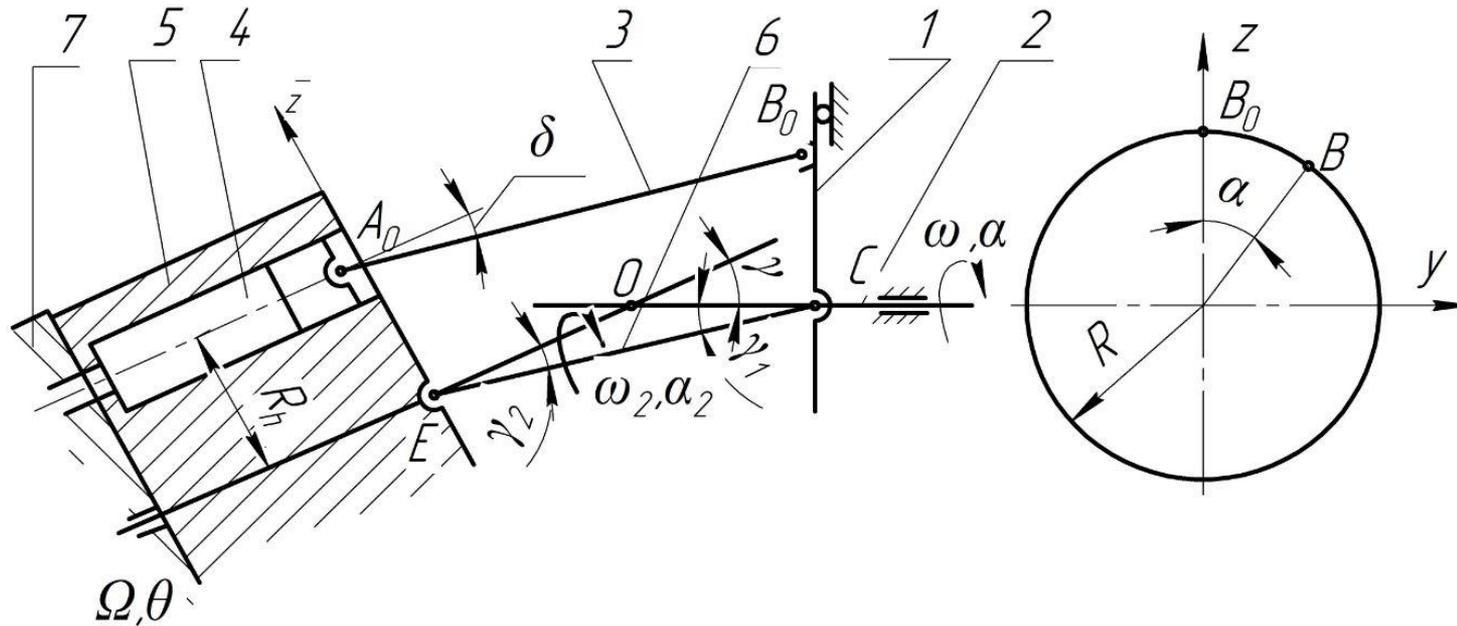
для насоса является нагрузкой, создающей тормозной момент, а для гидромотора является силой, создающей момент на выходном валу

Суммарный крутящий момент на упорном диске

$$M_{\delta} = pF \sin \gamma \sum_H R_i \sin \theta$$

# АПГ с двойным несилловым карданом

наиболее распространены в автоматических приводах больших мощностей

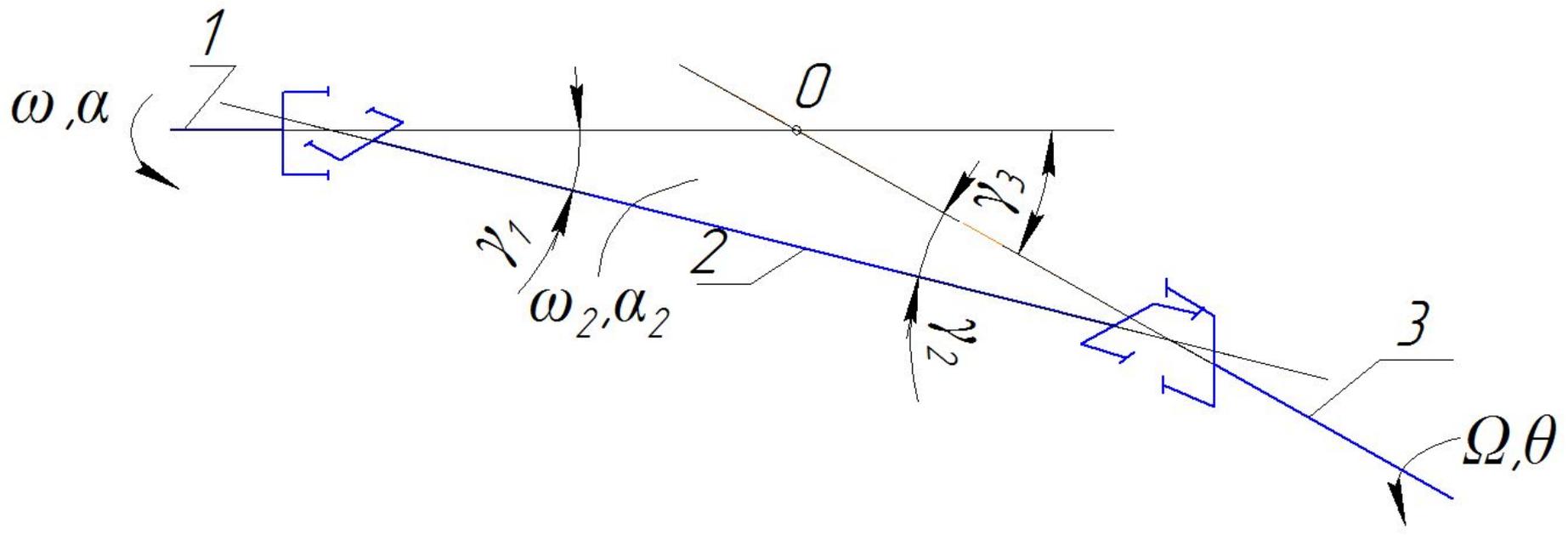


Упорный диск 1; вал 2; шатуны 3; поршни 4; блок цилиндров 5; двойной кардан 6; торцевой распределитель 7

Среднее значение подачи  $Q_{cp} = V_0 n = F 2R \sin \gamma \cdot z n$

Мгновенное значение подачи  $Q = \sum Fh = F \omega R \sin \gamma \sum_H \sin \alpha$

# Кинематика двойного кардана



левый кардан  $\operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \alpha_2$

правый кардан  $\operatorname{tg} \theta = \cos \gamma_2 \operatorname{tg} \alpha_2$        $\operatorname{tg} \theta = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \alpha$

сдвоенный кардан эквивалентен асинхронному кардану, соединяющему валы 1 и 3 под углом  $\gamma_3$

$$\gamma_3 = \arccos \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2}$$

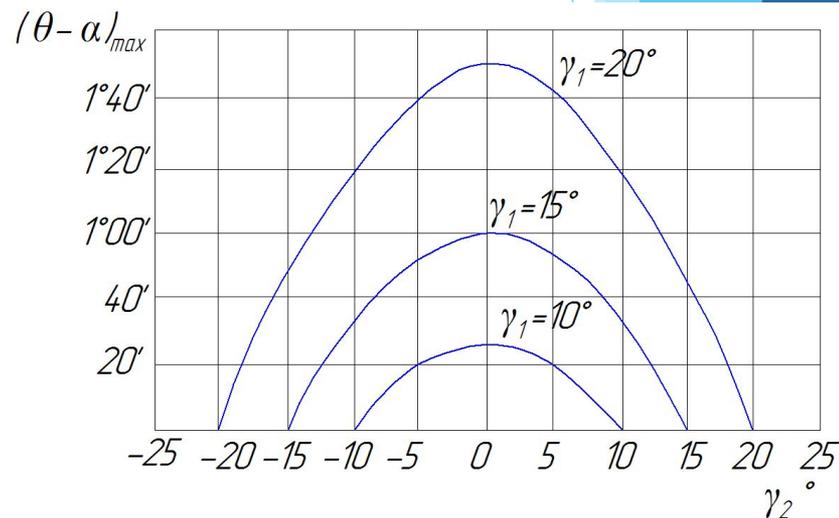
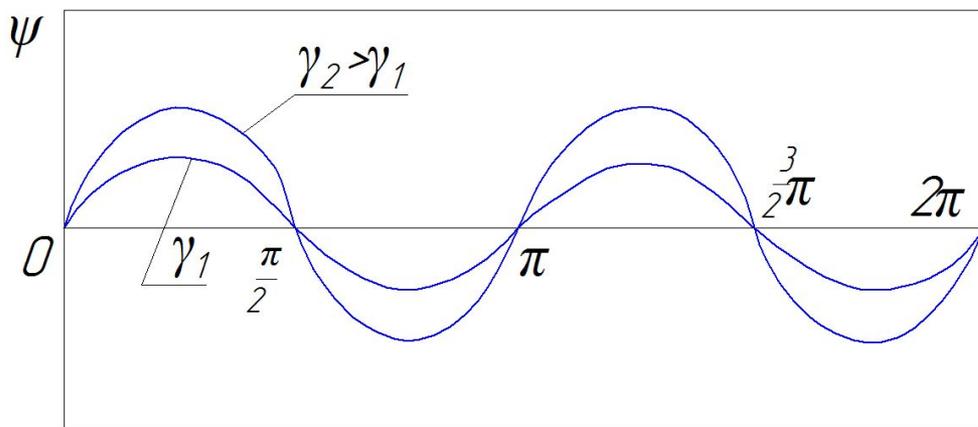
Для получения синхронности вращения

$$\gamma_1 = \gamma_2$$

При уменьшении угла  $\gamma$  происходит рассогласование углов и кардан становится асинхронным с угловой асинхронностью

$$(\theta - \alpha)$$

наибольшее угловое смещение валов асинхронного кардана имеет место при  $\alpha$  близком к  $\frac{\pi}{4}$





Применяя теорему синусов к  $\Delta OEC$

$$K = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \gamma}$$

Для регулируемых гидромашин конструктивные размеры карданного узла выбираются такими, чтобы при максимальном угле  $\gamma_{MAX}$  наклона блока цилиндров  $\gamma_1 = \gamma_2$

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 \quad \text{то} \quad \gamma_1 = \gamma_2 = \frac{\gamma_{MAX}}{2}$$

$$K = \frac{\sin \frac{\gamma_{MAX}}{2}}{\gamma_{MAX}} = \frac{1}{2 \cos \frac{\gamma_{MAX}}{2}}$$

При уменьшении угла  $\gamma$  кардан становится асинхронным. Небольшие изменения значения  $K$ , осуществляемые установкой калиброванных прокладок в гнезде сферической опоры  $E$ , могут существенно изменить угловую асинхронность кардана и сделать его синхронным.

# Размеры поршневой группы и цилиндрического блока АПГ с двойным не силовым карданом

Размеры определяются по  $V_0$  как и для АПГ с силовым карданом. Центральные углы между осями двух соседних цилиндров и между осями соседних сферических головок шатунов на упорном диске одинаковы. Радиусы размещения поршней в блоке цилиндров (упорном диске) одинаковы.

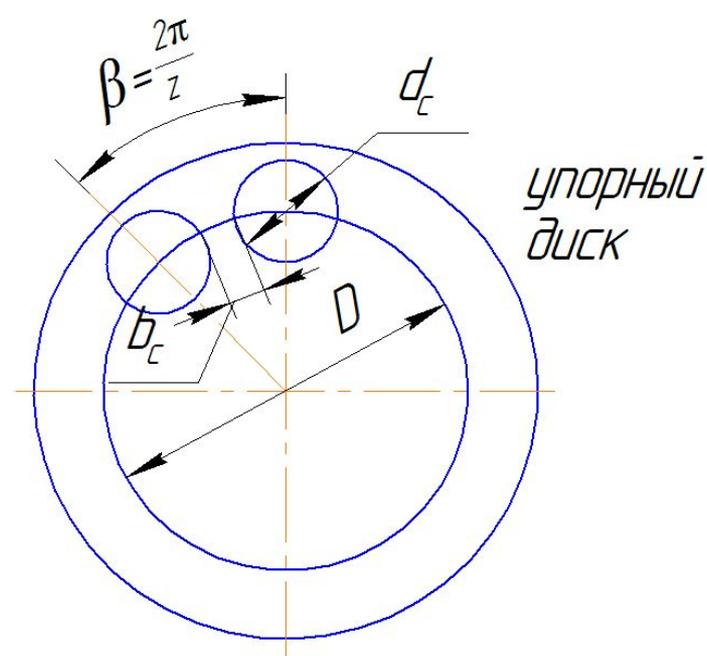
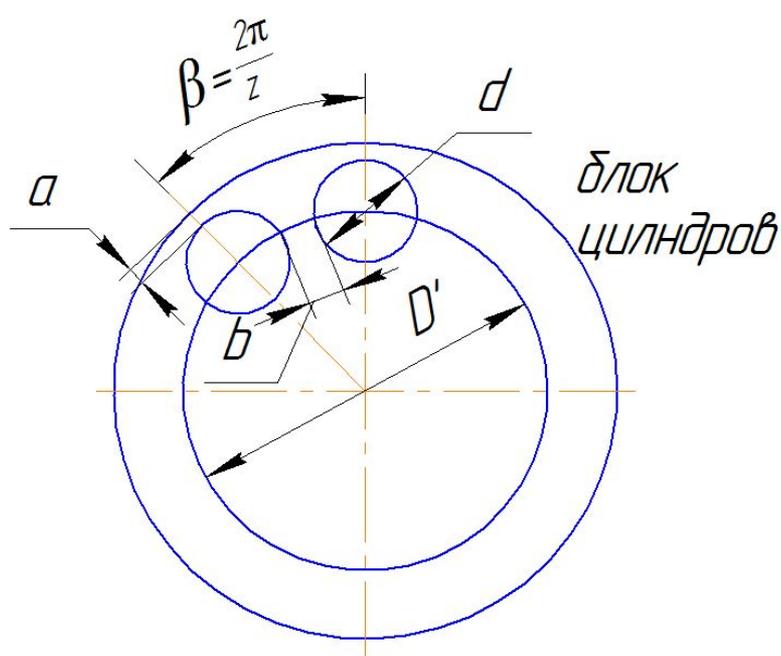
$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} zD \sin \gamma = \frac{\pi d^2}{4} zD' K_D \sin \gamma$$

$$D' = \frac{b+d}{\sin \frac{\pi}{2}} \quad b = ca = c \frac{d}{2} (A-1)$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{V_0 \sin \frac{\pi}{2}}{\pi \cdot z \cdot K_D [2 + c(A-1)] \sin \gamma}}$$

диаметр поршня

Выражения  $a$  и  $b$  для цилиндрического блока те же, что и в машине с силовым карданом.



Размер разности центров сфер шатунов на упорном диске

$$D = K_D D'$$

размер перемычки между соседними сферическими опорами

$$b_c = D \sin \frac{\pi}{2} - d_c \approx (0.25 \dots 0.45) d \geq 2 \text{ мм}$$

$d_c = d_w + 2Cp$  диаметр сферического вкладыша

$d_w = (1 \dots 1.06) d$  диаметр сферической головки шатуна

$Cp$  выбирается из технологических возможностей изготовления надежного вкладыша

Расчет шатуна и его опор проводится по максимальному давлению в магистрали

$$P_{MAX} = \frac{1}{\cos \delta_{MAX}} (Fp_{MAX} = P_j)$$

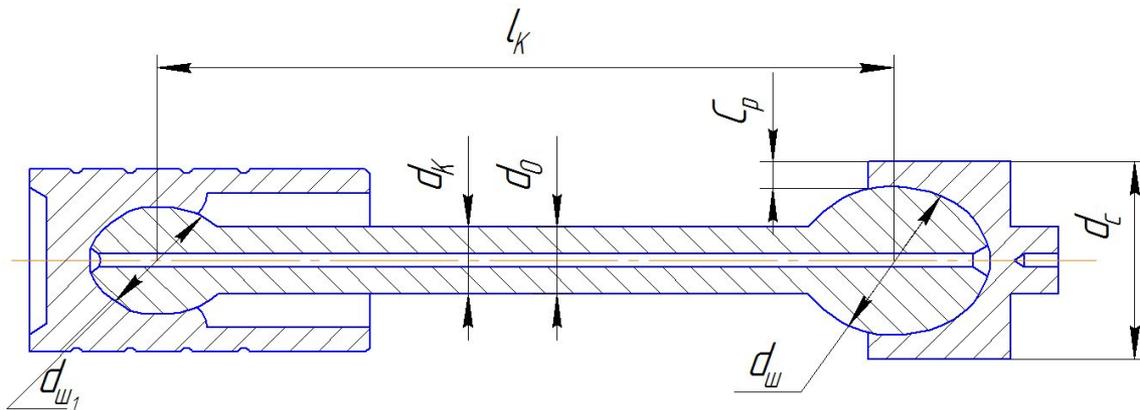
$\delta_{MAX}$  максимальный угол наклона шатуна относительно оси поршня;

$P_j$  усилие от инерционной нагрузки

на шатун действует изгибающий момент

$$M = \frac{1}{2} P_{MAX} Ffd_u$$

$d_u$  диаметр сферической головки шатуна в поршне;



## Основные силовые нагрузки АПГ с наклонным блоком

- силы давления на поршни, передающиеся на упорный диск вала, создающие момент на валу и реакции в подшипниках;
- силы давления в направлении оси блока цилиндров, прижимающие блок цилиндров к распределителю и действующие через распределитель на корпус гидромотора или насоса: дополнительно к этим силам действует пружина блока, уравнивающая силы, открывающие блок цилиндров от распределителя при низком давлении;
- силы трения блока по распределителю, создающие момент трения, воспринимаемый карданным механизмом;
- силы трения поршней по цилиндрам и головок шатунов в опорах поршней и упорного диска, создающие силы, опрокидывающие блок цилиндров относительно распределителя;
- силы трения в подшипниках вала.

Момент, на валу создается силами давления на поршни, которые через шатуны воздействуют на упорный диск.

Проекция силы давления, создающая момент на валу от одного поршня

$$P_i = P_{НАГ} F \sin \gamma$$

момент, создаваемый на валу одним поршнем, находящимся в области нагнетания

$$M_i = P_i y_i = P_{НАГ} F \sin \gamma \frac{D}{2} \sin \alpha_i$$

$y_i$  - плечо действия силы  $P_i$

среднее значение момента от действия поршней в области нагнетания

$$M_1 = \frac{P_{НАГ} V_0}{2\pi}$$

Результирующий момент на валу

$$M = M_1 - M_2 = \frac{P_{НАГ} - P_{вс}}{2\pi} V_0 = P_H \frac{V_0}{2\pi} = P_H W_0$$

# Реакции в подшипниках вала

Суммарное усилие на плоскость упорного диска от гидростатических сил давления на поршни в полости нагнетания

$$P_1 \cos \gamma = p_{\text{наг}} \cdot F \cdot \frac{z+1}{2} \cos \gamma$$

$z$  - число поршней, одновременно находящихся в полости нагнетания

$$\frac{z+1}{2} \quad 0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{z}$$
$$\frac{z-1}{2} \quad \frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \frac{2\pi}{z}$$

Аналогично для усилия от гидростатических сил давления на поршни в области всасывания  
Результирующая этих сил, воспринимаемая упорным подшипником

$$N = (P_1 + P_2) \cos \gamma = (p_{\text{наг}} + p_{\text{вс}}) F \cos \gamma \frac{z+1}{2},$$

Реакции в опорах А и В вала определяются

$$R_A = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BY}^2},$$

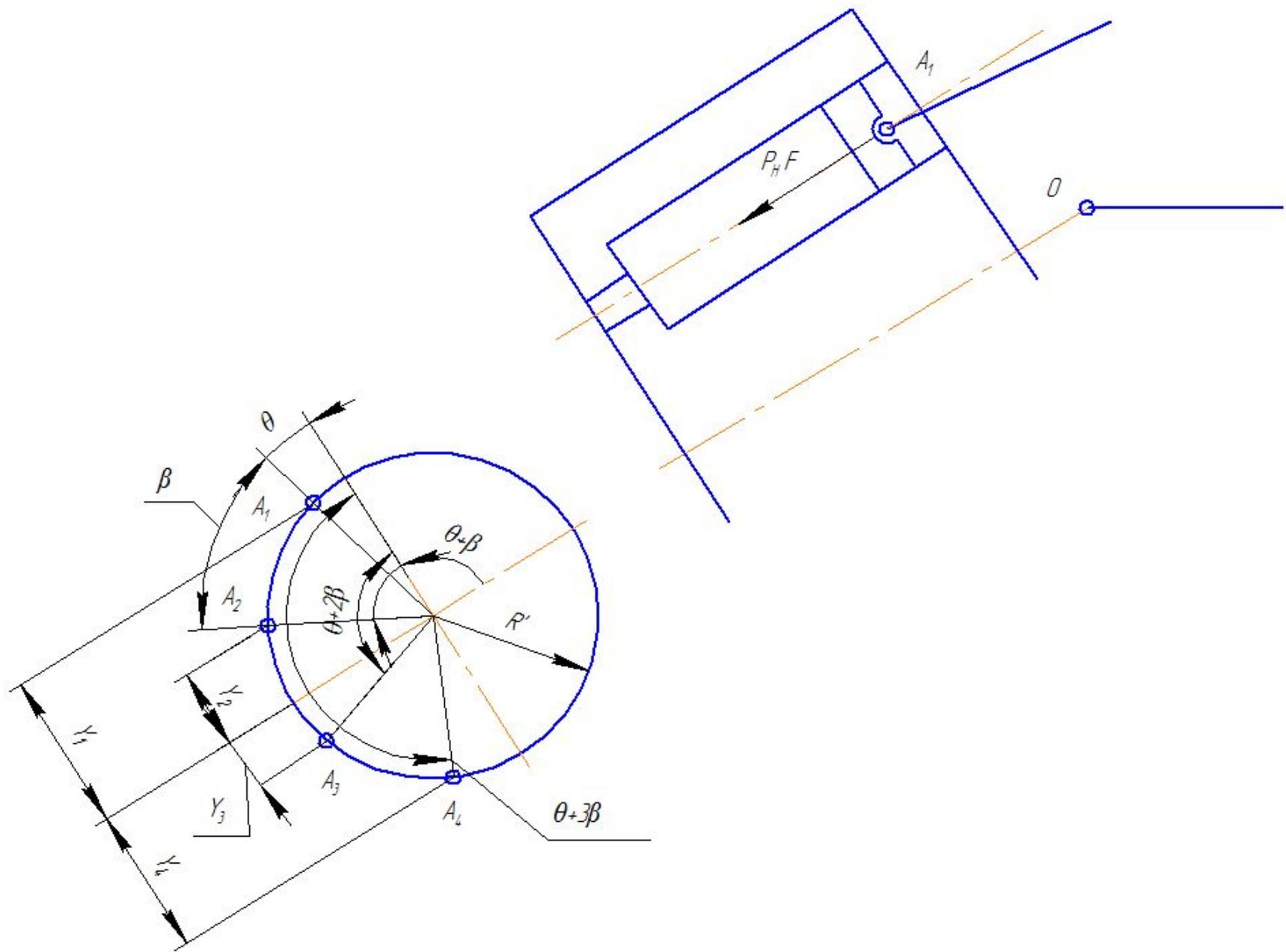
$R_{AZ}, R_{AY}, R_{BY}, R_{BZ}$ , - опорные реакции во взаимно перпендикулярных плоскостях:

пл. XOZ

$$\left. \begin{array}{l} M_A = 0 \\ \sum Z = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} R_{BZ} = (P_1 + P_2) \sin \gamma \frac{L+l}{L}; \\ R_{AZ} = (P_1 + P_2) \sin \gamma \frac{l}{L}; \end{array}$$

пл. XOY

$$\left. \begin{array}{l} M_A = 0 \\ \sum Z = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} R_{BZ} = (P_1 + P_2) \sin \gamma \frac{L+l}{L}; \\ R_{AZ} = (P_1 + P_2) \sin \gamma \frac{l}{L}; \end{array}$$



Помимо момента равнодействующей силы давления на регулирующий орган действует:

- момент трения в опорных подшипниках;
- момент трения в уплотнениях цапф;
- момент, вызванный моментом инерции люльки и присоединенных к ней деталей;
- момент трения цилиндрического блока о распределитель
- и другие

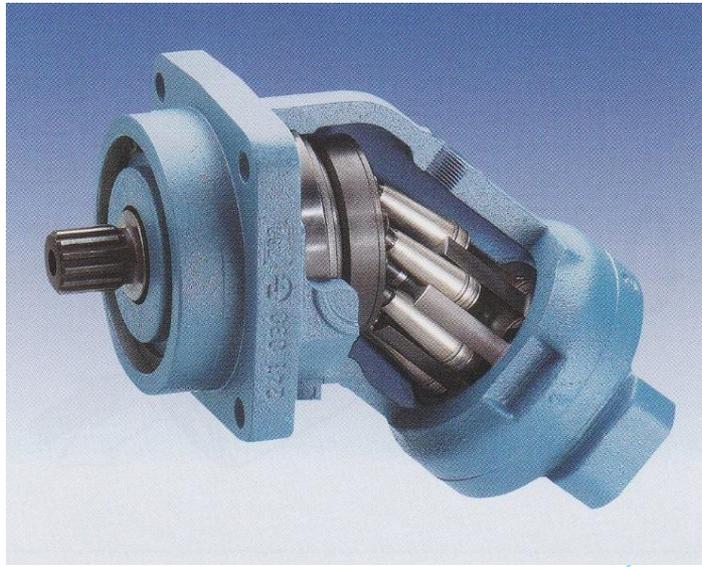
Полученную величину момента на регулирующем органе увеличиваются в 1,5...2 раза, поскольку остается ряд неучтенных обстоятельств

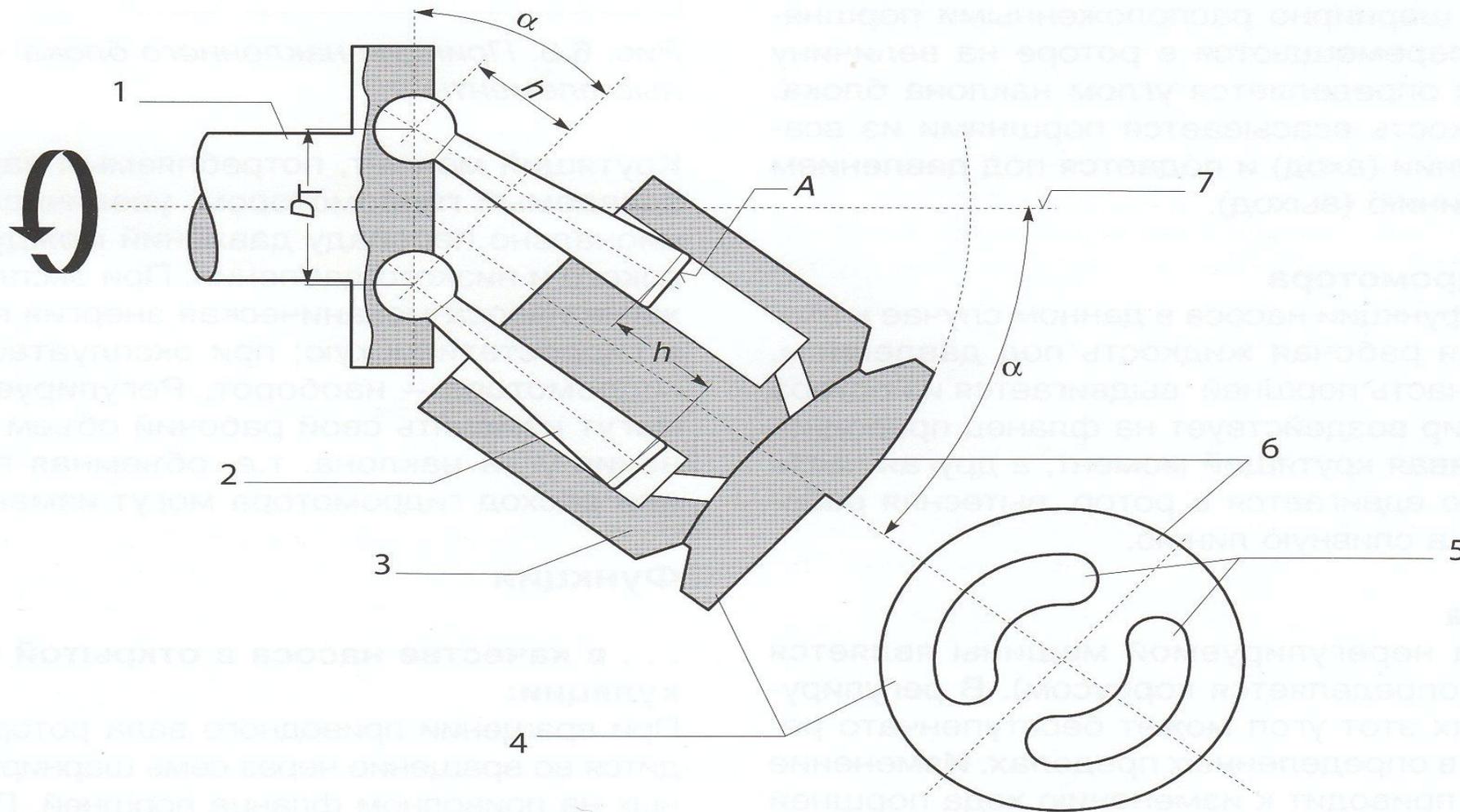
# Гидромашины с шатунным приводом бескарданного типа

Вращение ротора и передача крутящего момента обеспечивается за счет контакта шатунов с коническими поверхностями поршней.

По сравнению с карданными машинами:

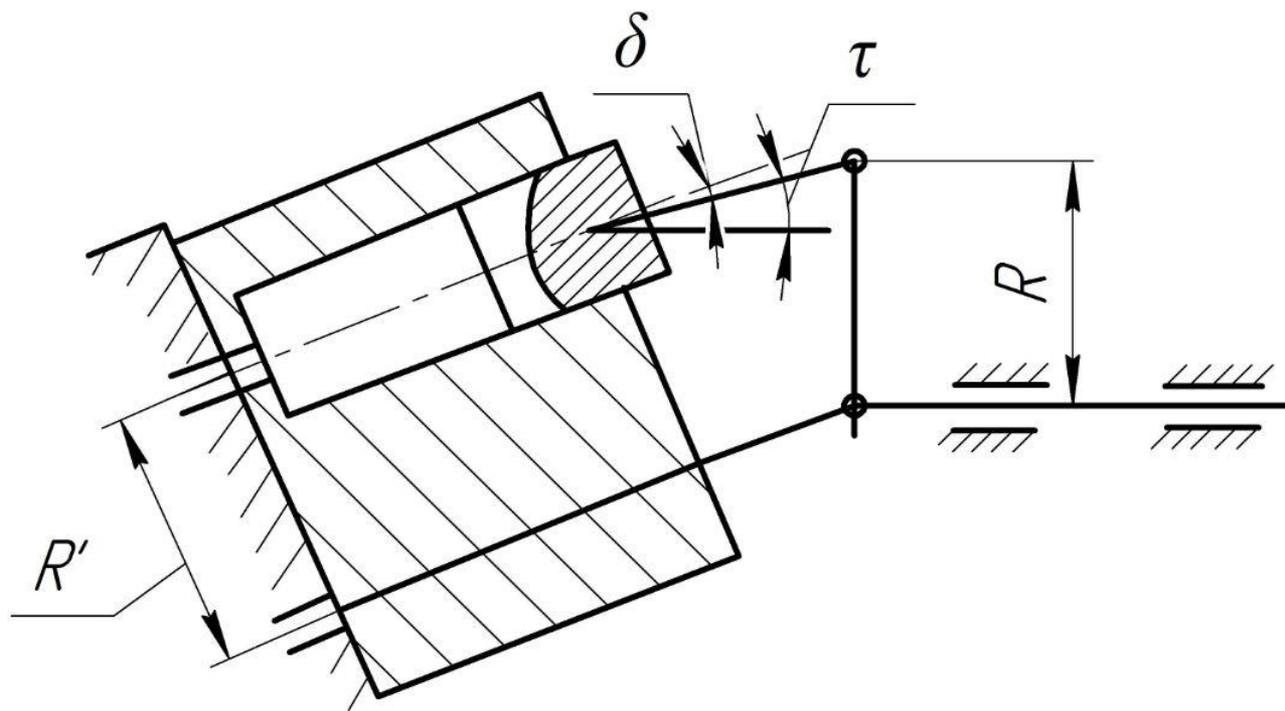
- упрощается конструкция;
- уменьшаются размеры ротора;
- уменьшается момент инерции;
- улучшается динамика разгона и торможения машины.





- 1 – Приводной вал
- 2 – Конусный поршень
- 3 – Наклонный блок (ротор)
- 4 – Распределительный диск (для  $\alpha = \text{const}$ )
- 5 – Серповидные пазы
- 6 – Распределительный диск (для  $\alpha = \text{var}$ )
- 7 – Нулевое положение

- $h$  – ход поршня
- $A$  – площадь поршня
- $D_T$  – диаметр размещения головок поршней
- $\alpha$  – угол наклона (например,  $25^\circ$ )
- $V_g$  – геометрический рабочий объем ( $\text{см}^3$ )
- $x$  – количество поршней (например, 7)
- $h = D_T \cdot \sin \alpha$
- $V_g = x \cdot A \cdot h$
- $V_g = x \cdot A \cdot D_T \cdot \sin \alpha$



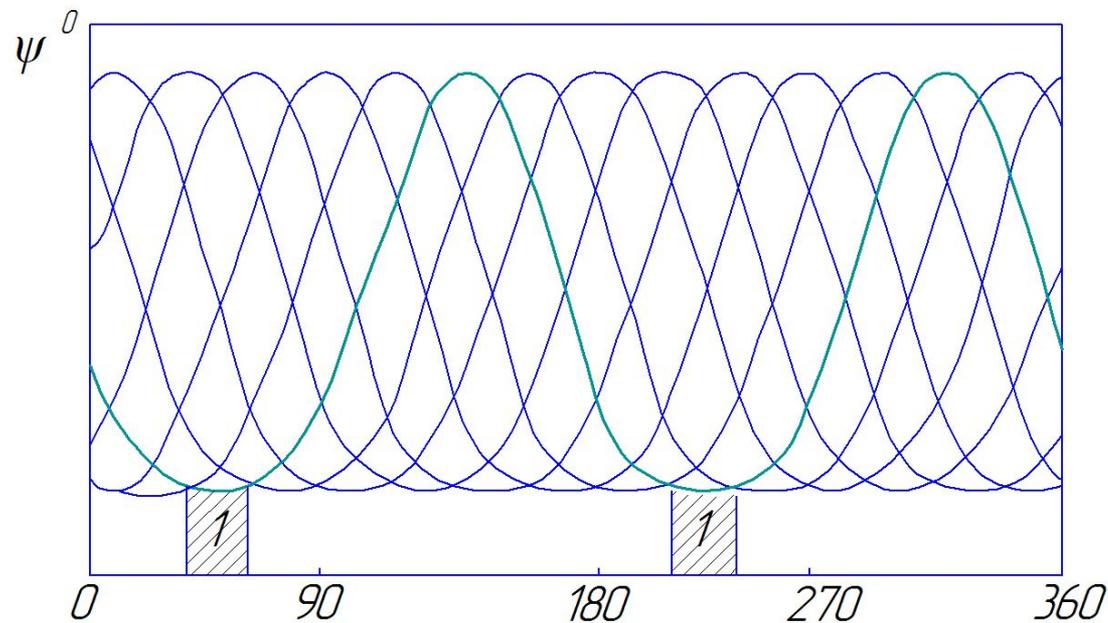
$\tau$  - угол наклона юбки (корпуса) поршня к его оси

$\delta$  - угол между осью поршня и осью шатуна

в режиме насоса цилиндрический блок (ротор) будет ведомым при помощи шатуна того поршня, для которого угловая асинхронность  $\psi$  будет наименьшей

$\delta = \tau$  Для ведущего поршня

каждый шатун ведет цилиндрический блок за каждый оборот дважды в диапазоне углов



$$-\beta + \frac{\pi}{4} \leq \alpha \leq \beta + \frac{\pi}{4} \quad -\beta + \frac{5\pi}{4} \leq \alpha \leq \beta + \frac{5\pi}{4}$$

$\alpha$  рабочие значения в указанных диапазонах

Аксиально-поршневые реверсивные гидродвигатели бескарданного типа выполняются нерегулируемыми. Люфты шатуна в юбке при реверсе будут приводить к ударам и, как следствием, к разрушениям машины.

Для исключения ударов при реверсе гидродвигателя шатуны каждого поршня должны всегда касаться конической поверхности юбки поршня.

Для этого  $\tau = \delta = const$

будет в случае  $K_D = \frac{2}{1 + \cos \gamma}$

При этом  $\psi = \alpha - \theta = 0$

углы поворота приводного вала и вала блока цилиндров

Угол наклона оси шатуна к оси поршня  $\sin \delta^* = p(1 - K_D^* \cos \gamma^*)$ ,

$P = \frac{D}{2lK_D}$   $\delta^*, K_D^*$  - величины для максимального угла  $\gamma = \gamma^*$

# Особенности расчета АПГ бескарданного типа

на первых стадиях не отличается от расчета гидромашин с шатунным приводом

- определяется рабочий объем  $V_0$ ;
- определяется диаметр поршня  $d$ ;
- дезаксиал  $K_d$  при  $\gamma_{max}$
- диаметр разности осей цилиндров в цилиндрической блоке  $D'$ ;
- диаметр разности головок шатунов в упорном диске  $D = K_D \cdot D'$

$$K_D = \frac{2}{1 + \cos \gamma_{MAX}}$$

# Особенности расчета АПГ бескарданного типа

$D$  и  $D'$  могут быть уменьшены, так как вместо карданного сочленения размещен центрирующий валик.

За счет этого удастся:

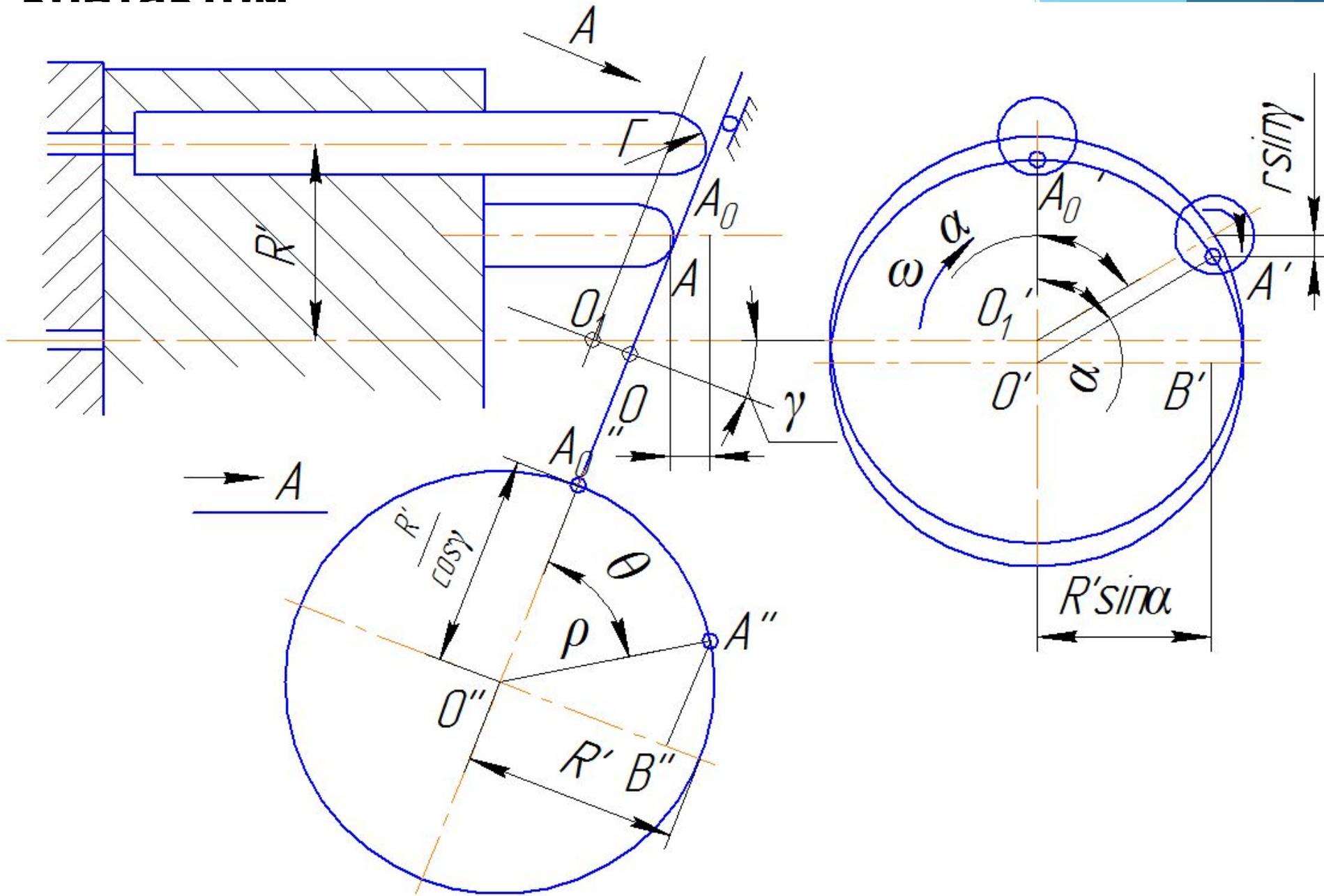
- уменьшить момент инерции вращающихся деталей;
- уменьшить вес гидромашин.

Длина шатуна выбирается обычно равной  $D$

$$l = D$$

Расчет остальных узлов отличается иной схемой нагружения шатуна и неравномерными нагрузками на валик, центрирующий цилиндрический блок.

# Аксиально-плунжерные ГМ с точечным контактом



Перемещение поршня определится уравнением

$$S = \frac{D'}{2} \operatorname{tg} \gamma (1 - \cos \alpha),$$

$\gamma$  - угол наклона упорного диска;

$D'$  - диаметр окружности ротора, на котором расположены оси поршней.

Скорость поршня относительно ротора:

$$\dot{S} = \omega \frac{D'}{2} \operatorname{tg} \gamma \sin \alpha,$$

$\omega = \frac{d\alpha}{dt}$  - угловая скорость вращения приводного вала

Ускорение поршня  $\ddot{S} = \omega^2 \frac{D'}{2} \operatorname{tg} \gamma \cos \alpha,$

Подача одного поршня насоса

$$Q_i = S \cdot F = \frac{\omega D'}{2} \operatorname{tg} \gamma \sin \alpha_i \cdot F$$

Мгновенная подача насоса  $Q = \sum_H Q_i = \omega \frac{D'}{2} \cdot F \operatorname{tg} \gamma \sum_H \sin \alpha_i$ ,

$\sum_H \sin \alpha_i = \frac{\cos\left(\frac{\beta}{4} - \alpha_i\right)}{\sin \frac{\beta}{4}}$  - для нечетного числа поршней;

$\sum_H \sin \alpha_i = \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} - \alpha_i\right)}{\sin \frac{\beta}{2}}$  - для четного числа поршней;

$\beta = \frac{2\pi}{z}$  - угол между осями двух соседних цилиндров в блоке;

$\alpha_i$  - угол поворота последнего вступившего в область нагнетания поршня

Средняя величина теоретической подачи насоса

$$Q_{\text{т.н.}} = V_0 \cdot n = F \cdot h \cdot n = F \cdot \frac{D'}{2} \operatorname{tg} \gamma \cdot n,$$

$h = \frac{D'}{2} \operatorname{tg} \gamma$  - максимальный ход поршня при угле наклона упорного диска.  $\gamma$

Усилия, действующие на поршни гидромашины, и давление подпитки определяют с учетом массы толкателей и сил трения толкателей в направляющих.

Подпиточный насос должен:

- обеспечить давление всасывания которое с учетом потерь в окнах цилиндрического блока

$$\Delta P_0 = P_{вс} - P_0$$

- создать гидростатическое усилие на поршне, способное преодолеть: - силу трения  $P_t$ ;

- силу инерции  $P_j$ ;

- создать гарантированный прижим головки поршня к поверхности упорной шайбы  $P_r$

$$P_{вс} = \Delta P_0 + \frac{P_r + P_j + P_r}{F} = \Delta P_0 + \frac{P_\Sigma}{F} + \frac{P_r}{F}$$

$$\Delta P_0 = \left( \frac{1}{2} \omega D' t g \gamma \cdot \frac{F}{F_0} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \mu^2}$$

Максимальная величина силы инерции относительно движения поршня массой  $m$  составит

$$P_{imax} = m \cdot (\ddot{S})_{max} = \frac{1}{2} m \omega^2 D' t g \gamma,$$

Если насос должен работать на самовсасывании, то поршень, находящийся в зоне всасывания, прижимается к упорному диску пружиной.

Она должна иметь высокую усталостную прочность

В момент, когда поршни находятся в зоне нагнетания, в месте контакта головки поршня и упорной шайбы возникают большие напряжения

$$\delta = 0,388 \sqrt[3]{N \frac{E^2}{r^2}},$$

$$N = P \cdot \frac{F}{\cos \gamma_{max}} \quad - \text{ нормальное усилие;}$$

E - модуль упругости

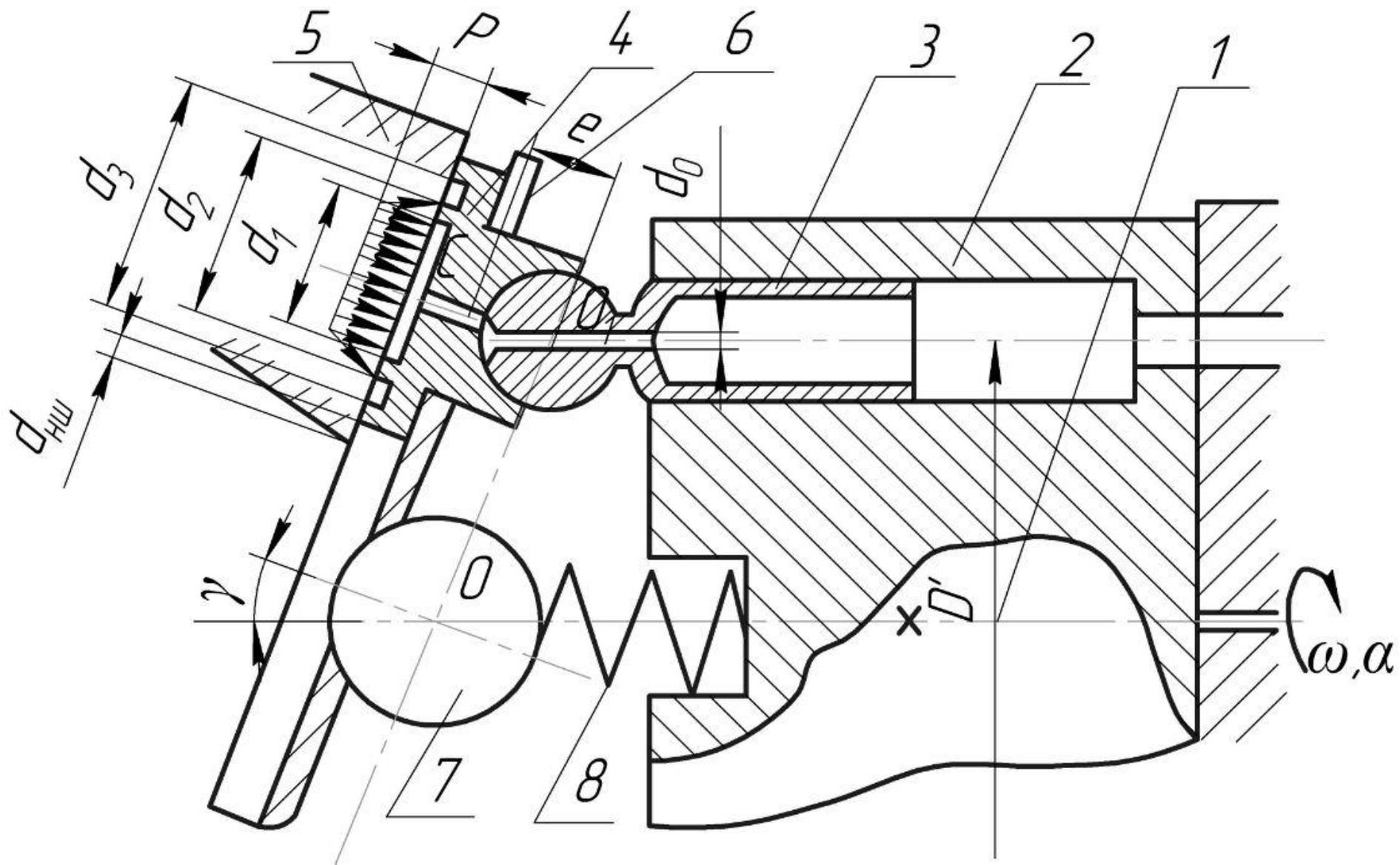
r - радиус сферической головки поршня,

$$r \leq \frac{d}{2} \sin \gamma_{max};$$

Упорный подшипник подбирается по усилию

$$\sum N = \frac{p \cdot F}{\cos \gamma} \cdot \frac{z+1}{2}$$

# Аксиально-плунжерные гидромашины с кольцевыми гидростатическими опорами



В статических условиях кольцевые опоры находятся в равновесии под действием следующих сил:

1. Усилия гидравлического прижима  $N$ , противоположного реакции наклонной шайбы:

$$N = \frac{p \cdot F}{\cos \gamma}$$

где  $p$  и  $F$  - давление рабочей жидкости и площадь плунжера соответственно;

$\gamma$  - угол между осями наклонной шайбы и блока цилиндров

Усилие пружины приходящееся на одну опору:

$$P_{\text{пр1}} = \frac{P_{\text{пр}}}{2 \cos \gamma}$$

$P_{\text{пр}}$  - усилие пружины

$z$  - число плунжеров

## 2. Усилия отжима $P_0$

возникающего на поверхности выточки  $d_1$ , опоры и в зазоре опорного пояска между диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ .

В выточке опоры на площади диаметром  $d_1$  действует полное давление  $P$ ;

на кольцевой поверхности между диаметрами  $d_1$  и  $d_2$

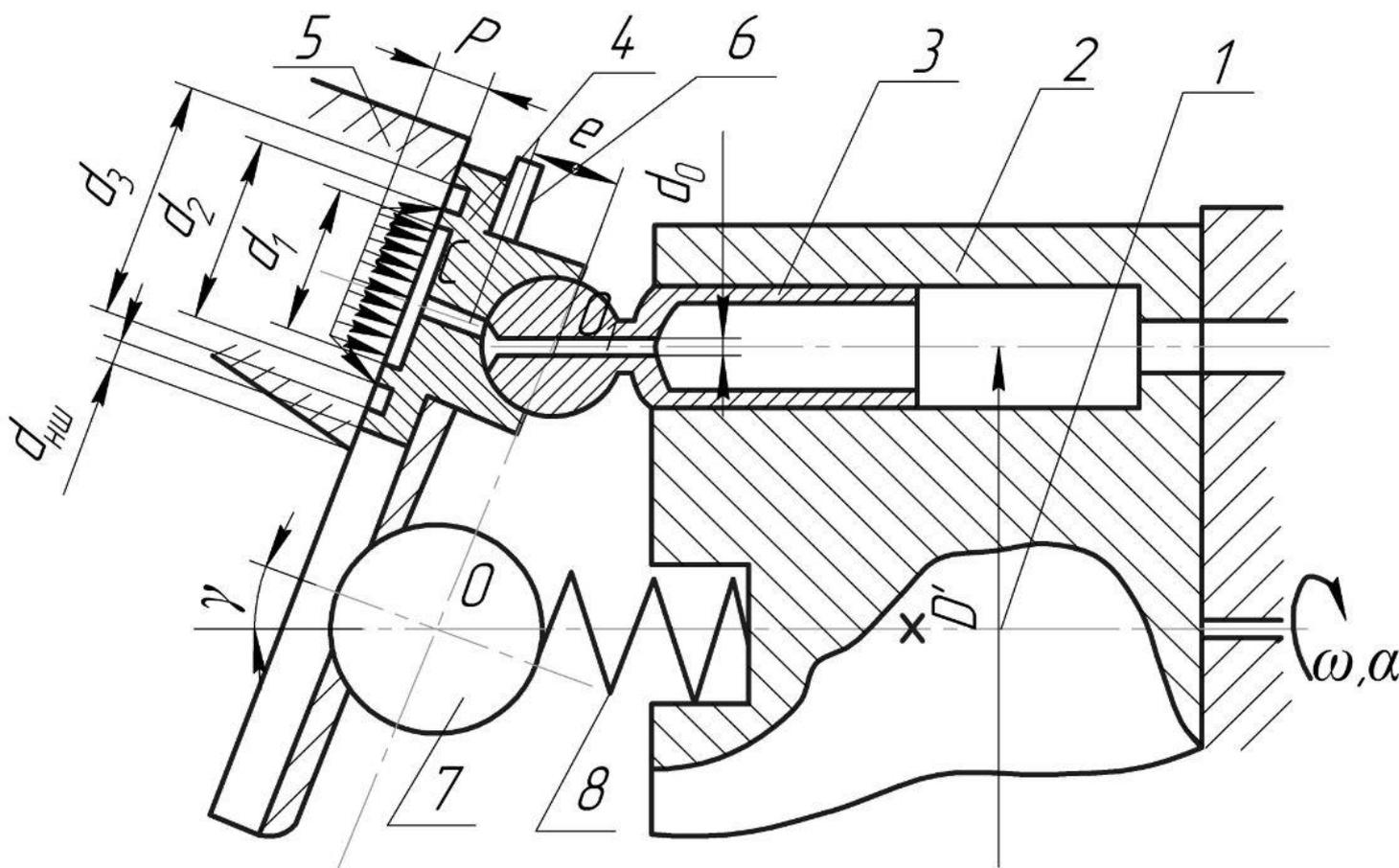
давление  $\rho$

$$P_0 = \frac{\pi p}{12} ($$

$$\text{где } F_0 = \frac{1}{1}$$

чтобы пра  
кольцевой

$$\frac{F}{F_0} = 1,12$$



При выборе диаметров  $d_1, d_2, d_3, d_4$

следует определять удельное давление  $\sigma$   
на торцевой поверхности кольцевой опоры при ходе  
нагнетания поршня

$$\sigma = \frac{N + P_{\text{пр1}} - P_0 + P_i}{F_1}$$

где  $P_i$  - силы инерции кольцевой опоры и поршня;

$F_1$  - площадь кольцевых поверхностей опоры, через  
которую передаются усилия прижима;

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_3^2 + d_2^2 - d_1^2)$$

для бронзовой опоры, скользящей по стальной закаленной  
поверхности, рекомендуется принимать

$$\sigma = 2,5 \dots 3 \text{ МПа}$$

Усилие пружины  $P_{пр}$  должно обеспечивать прижим кольцевых опор к плоскости наклонной шайбы:

$$P_{пр} = \sum P_{i_{max}} + \sum P_1 + \sum P_2 + \sum P_3 + \sum P_4,$$

где  $P_i$  - сила инерции поршня и кольцевой опоры;

$P_1$  - усилие прижима кольцевой опоры;

$P_2$  - усилие, необходимое для перемещения поршня при ходе всасывания (разряжение под поршнем);

$P_3$  - усилие, создающее уплотнение между торцом кольцевой опоры и плоскостью наклонной шайбы, а также между торцами ротора и распределительного диска при минимальном давлении насоса;

$P_4$  - усилие, обусловленное трением поршня.

# $P_i$ - сила инерции поршня и кольцевой

$$P_i = \omega^2 m_n \frac{D}{2} t g \gamma \cos \alpha$$

где  $m_n$  - масса поршня и кольцевой опоры

Суммарная сила инерции, действующая на поршни

$$\sum P_i = \omega^2 m_n \frac{D}{2} t g \gamma [\cos \alpha + \cos(\alpha + \beta) + \cos(\alpha + 2\beta) + \dots + \cos(\beta - \alpha) + \cos(2\beta - \alpha) + \cos(3\beta - \alpha) + \dots]$$

Максимальные значения  $\sum P_i$  достигаются при

$$\alpha = 0; \frac{\beta}{2}; \beta \quad \text{и т.д., когда}$$

$$\cos \alpha + \cos(\alpha + \beta) + \cos(\alpha + 2\beta) + \dots + \cos(\beta - \alpha) + \cos(2\beta - \alpha) + \cos(3\beta - \alpha) + \dots = \xi$$

С учетом последнего уравнения

$$\sum P_{i \max} = \xi \omega^2 m_n \frac{D}{2} \operatorname{tg} \gamma,$$

где  $\xi$  - коэффициент, зависящий от числа поршней

z	5	7	9	11	13	15
$\xi$	1,62	2,24	2,88	3,50	4,14	4,78





Тогда радиус эллипса в полярных координатах

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2} = \frac{D'}{2} \sqrt{1 + \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}$$

Угол между этим радиусом и большой осью эллипса

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{x}{y} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma,$$

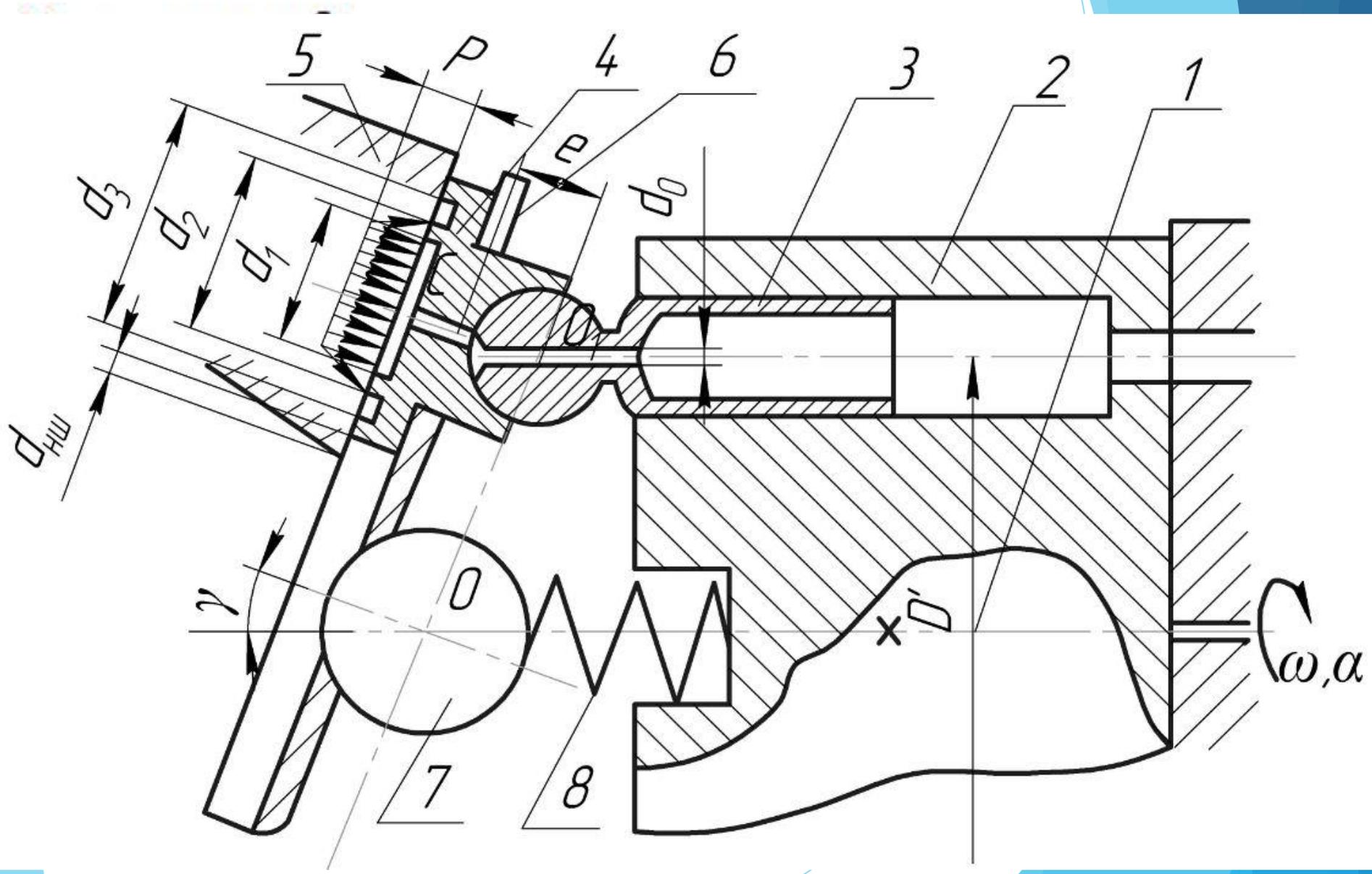
откуда

$$\theta = \operatorname{arctg} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma$$

Из этого уравнения получим угловую скорость ц.т. кольцевой опоры

$$\omega_0 = \frac{d\theta}{dt} = \frac{\omega \cdot \cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \sin^2 \alpha}$$

# Центробежная сила инерции $P_c$ , создает момент



откуда для  $P_1$  получаем

$$P_1 \geq \frac{2 m_0 \rho \omega_0^2 l \cos \gamma}{d_4}$$

Максимальное значение  $\omega_0$  будет при  $\rho = \frac{D'}{2}$

Тогда 
$$P_1 = \frac{m_0 D' \omega^2 l}{d_4 \cos \gamma}$$

Суммарное усилие  $\Sigma P_1$

прижимающее кольцевые опоры  $\frac{z+1}{2}$  поршней,

соединенных с полостью всасывания

$$\Sigma P_1 = \frac{2 m_0 D' \omega^2 l}{d_4 \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{z+1}{2}$$

суммарное усилие  $\Sigma P_2$

необходимое для перемещения  $\frac{z+1}{2}$  поршней,

соединенных с полостью всасывания  $\Sigma P_2 = P_{1H} F \frac{z+1}{2}$

где  $P_{1H}$  - разряжение во всасывающей патрубке насоса

Усилие  $P_3$ , необходимое для создания уплотнение между полостями кольцевой опоры и наклонной

шайбы  $P_3 = F_1 \sigma_B \cos \gamma$

где  $\sigma_B$  - удельное давление на поверхности скольжения, при котором создается уплотнение, препятствующее засасыванию воздуха через стык;

при расчете принимается  $\sigma_B \approx 0,08 \dots 0,1$  МПа

Суммарное усилие, необходимое для уплотнения  $\frac{z+1}{2}$  поршней, соединенных с полостью всасывания

$$\sum P_3 = F_1 \sigma_B \cos \gamma \cdot \frac{z+1}{2}$$

Суммарное усилие трения  $\frac{z+1}{2}$  поршней, совершающих ход всасывания, определяется

$$\sum P_4 = \mu \left( P_3 \operatorname{tg} \gamma_{\max} + m_n \frac{D'}{2} - \omega^2 \right) \frac{z+1}{2}$$

где  $\mu$  - коэффициент трения

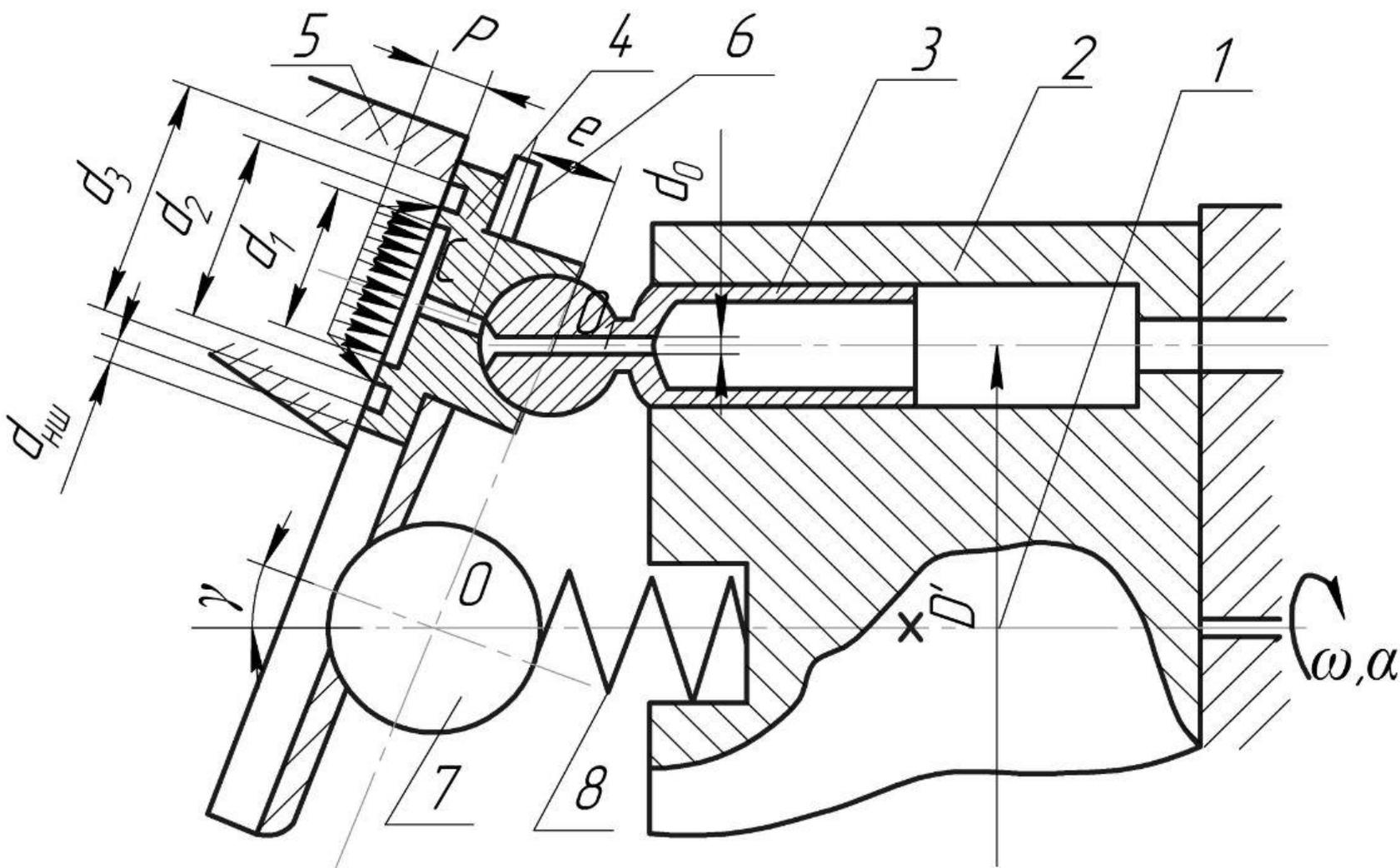
при работе пары сталь-бронза равен 0,15

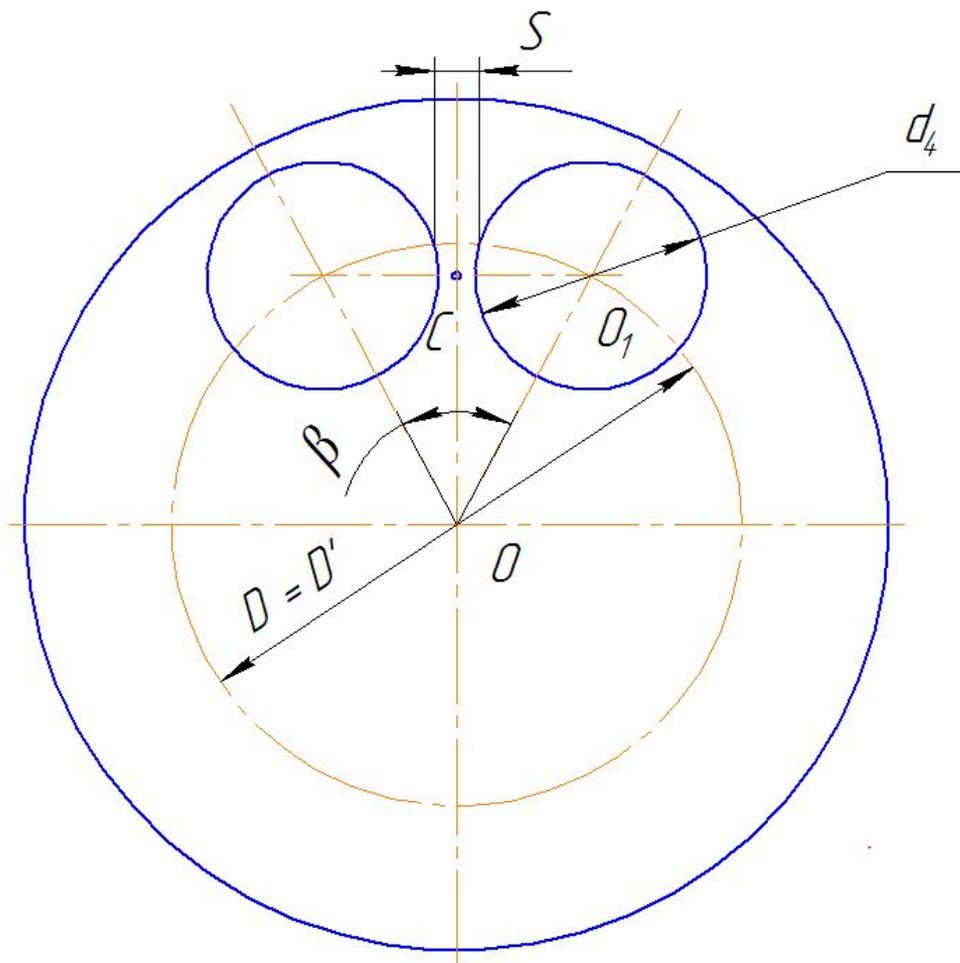
при расчетах к  $P_{пр}$  следует прибавить:

$$\Delta P_{пр} = 0,15 (\sum i_{\max} + \sum P_2 + \sum P_4),$$

# Геометрия размещения кольцевых опор на наклонной шайбе

Центр сферической поверхности совпадает с плоскостью, проведенной через центры сферических головок поршней.





При угле наклона  $\gamma = 0$  кольцевые опоры будут размещаться на плоскости наклонной шайбы на диаметре  $D=D'$  - диаметре размещения поршней в блоке цилиндров

Диаметр  $d_4$  самих опор

$$\text{Из } \triangle O O_1 C \quad \frac{D}{2} = \frac{d_4 + S}{2 \sin \frac{\beta}{2}}$$

$$\text{Откуда } d_4 = D \sin \frac{\beta}{2} - S,$$

где  $S$  - расстояние между опорами,  $S=1,5...2,5$  мм

Диаметр  $D_{ц}$ , на котором расположены центры отверстий под кольцевые опоры в прижимной диске:

$$D_{ц} = \frac{D' / \cos \gamma_{max} + D'}{2} = \frac{D'}{2} \cdot \frac{1 + \cos \gamma_{max}}{\cos \gamma_{max}},$$

Смещение центра кольцевой опоры относительно центра отверстия в прижимном диске:

$$E_{ц} = \rho - \frac{D_{ц}}{2} = \frac{D'}{2} \left( \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_{max} \cos^2 \alpha} \right) - \frac{1 + \cos \gamma_{max}}{2 \cos \gamma_{max}}$$

Из уравнения видно, что  $E_{max}$  будет при углах

$$\alpha = 0; \frac{\pi}{2}; \pi; \frac{3}{2}\pi; 2\pi$$

$$E_{max} = \pm \frac{D'}{2} \cdot \frac{1 - \cos \gamma_{max}}{2 \cos \gamma_{max}}$$

Диаметр отверстия в прижимном диске:

$$d_5 = d_{\text{ш}} + 2E_{\text{max}} + 2\delta_{\text{min}}$$

$d_{\text{ш}}$  - диаметр шейки кольцевой опоры;

$\delta_{\text{min}}$  - минимальный зазор между отверстием в прижимном диске и шейкой кольцевой опоры;

$$\delta_{\text{min}} = 0,5 \dots 1,5 \text{ мм.}$$

Минимальное перекрытие  $b_{\text{min}}$  отверстия в прижимной диске кольцевой опорой определяется из условия, что

$$d_4 = d_5 + 2(E_{\text{max}} + b_{\text{min}})$$

откуда

$$b_{\text{min}} = d_4 - d_5 - 2E_{\text{max}} \approx 1,5 \dots 2,5 \text{ мм}$$

Наружный диаметр прижимного диска:

$$D_g = D' / \cos \gamma_{max} + d_4 + 2C_{min}$$

где  $C_{min}$  - минимальное расстояние от края кольцевой опоры до края прижимного диска,  $C_{min}=0,5 \dots 1,5$  мм.

Наружный диаметр наклонной шайбы можно принять

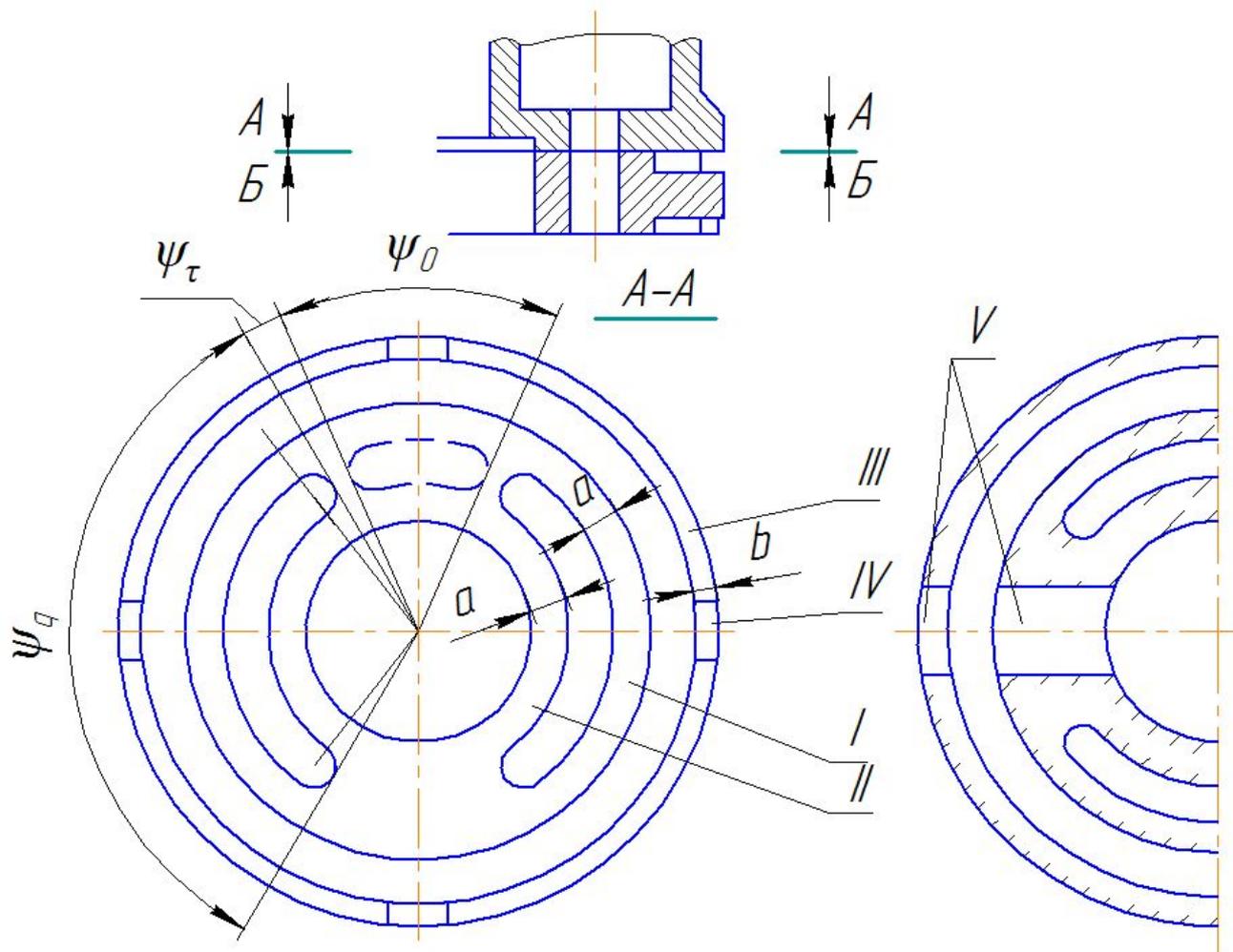
$$D_{н.ш.} \approx D_g$$

Диаметр отверстия в наклонной шайбе

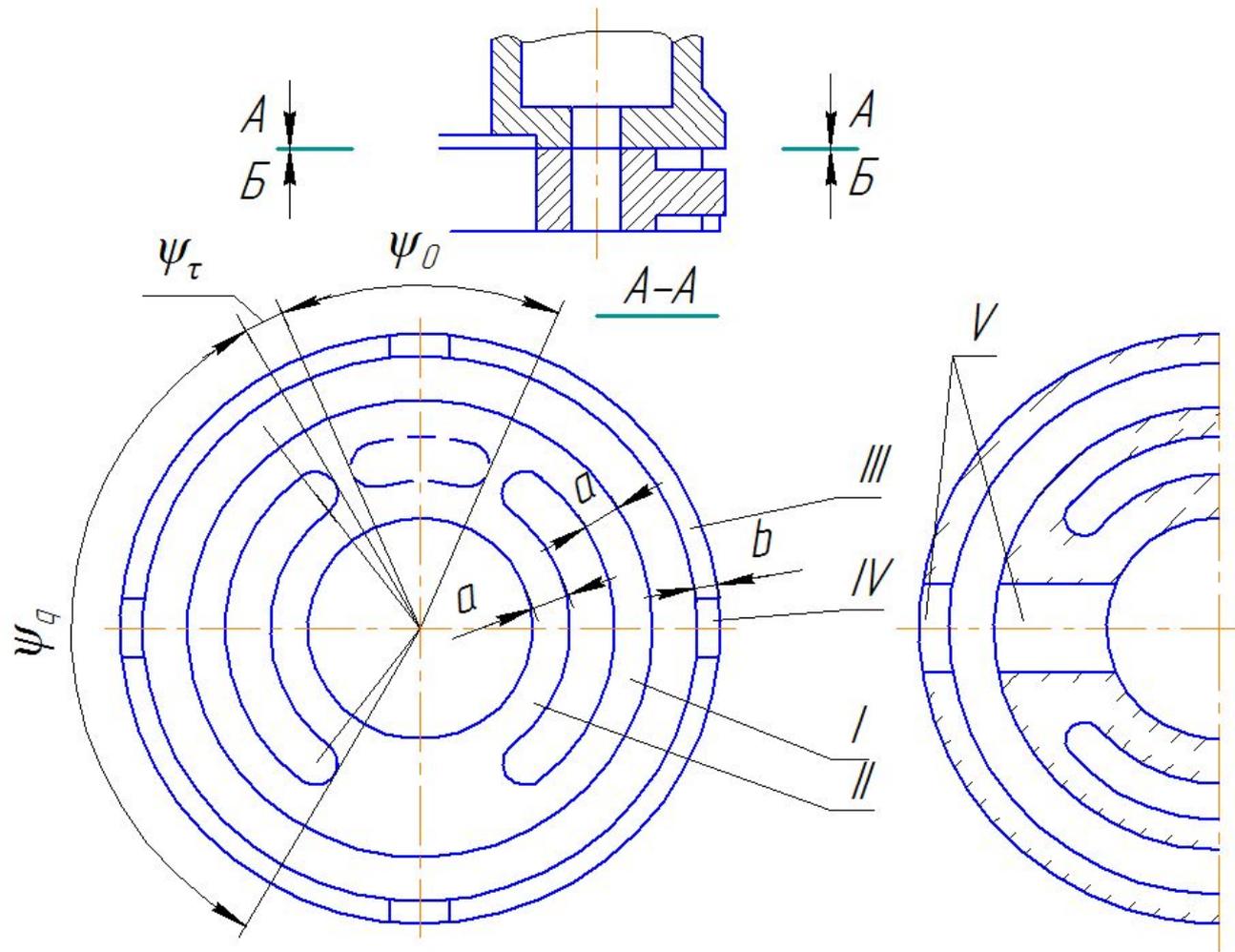
$$d_{н.ш.} \leq D' - d_4 - 2h_1$$

где  $h_1$  - минимальное расстояние от края кольцевой опоры, пересекающей меньшую ось эллиптической траектории, до края отверстия; обычно  $h_1=0,5 \dots 1,5$  мм.

# Торцевые распределители



Уплотняющие пояски I и II, опорный поясok III, дренажные канавки IV (для смазки торцевого участка); дренажные канавки V (утечки из внутренней части цилиндрического блока)



Герметичность отдающих каналов от приемных  $\psi_0 + 2\psi_\tau$

$\psi_0$  - центральный угол охвата окна

$2\psi_\tau \approx 0,5 \dots 1^\circ$  - величина перекрытия

## Размер окон цилиндров:

- наибольшая скорость работы  $(v_0)_{max} \leq 7,5 \dots 8 \text{ м/с}$  полностью открытых окнах
- снижение скорости рабочей жидкости достигается применением более вытянутой формы окна

Некоторое снижение скорости рабочей жидкости достигается применением более вытянутой формы окна

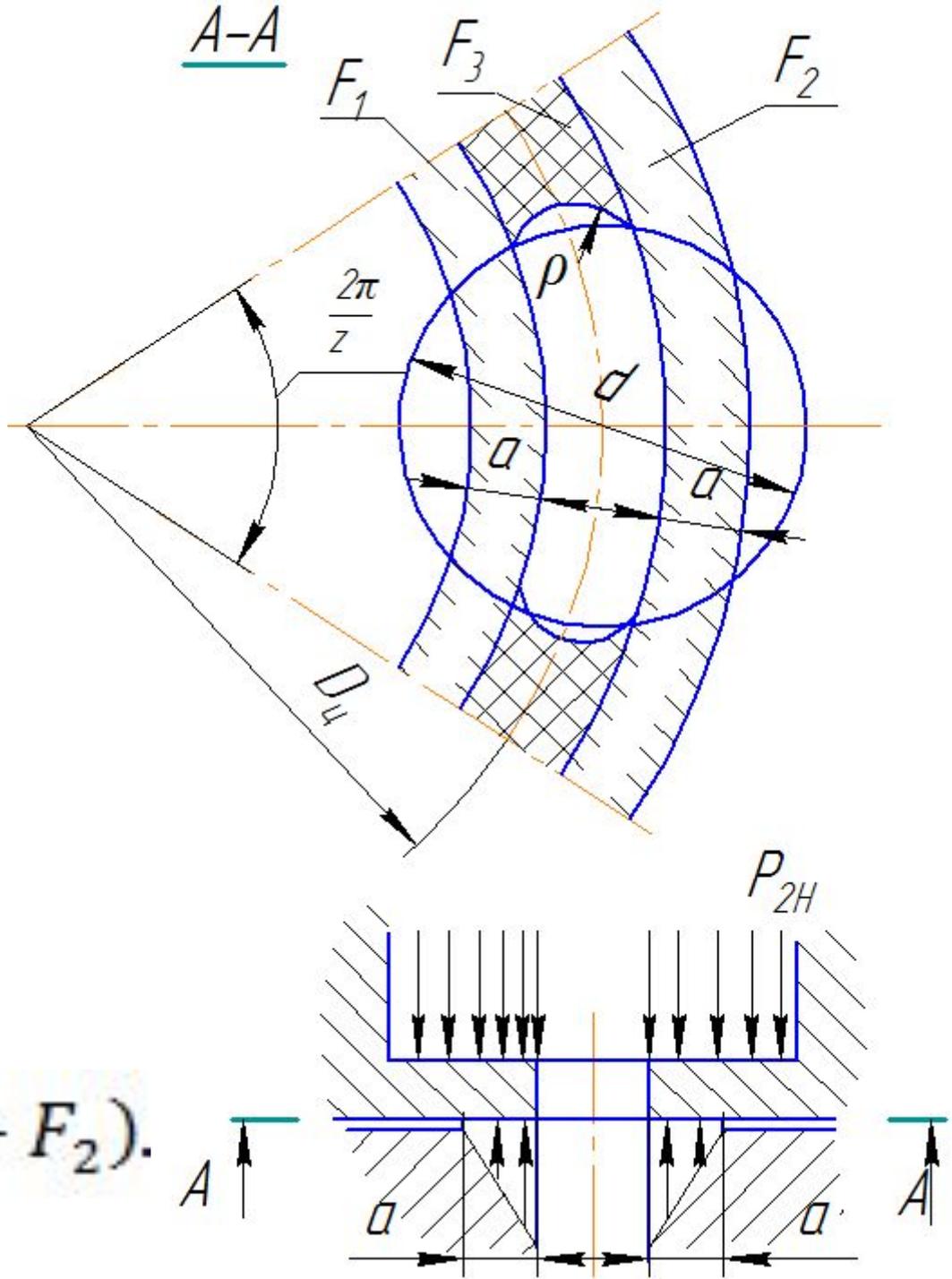
Методика расчета основывается на допущениях:

- с полостью нагнетания постоянно соединено  $z/2$  поршней;
- давление между торцами ротора и распределительного диска на уплотняющих поясках изменяется по закону треугольника;
- давление в уплотняющей перемычке и уплотнительных поясках, расположенных на стороне всасывания, принимается равным нулю;
- момент от сил, опрокидывающих ротор и нагружающих торцевой распределитель, не учитывается.

$F_3$ , нагружается  
 полным давлением  
 рабочей жидкости;  
 уплотнительные  $F_1$  и  
 $F_2$  - давлением,  
 распределенным на  
 ширине  $a$  по закону  
 треугольника

Сила, отжимающую  
 цилиндр от  
 распределителя:

$$P_0 = p \cdot F_3 + \frac{1}{2} p (F_1 + F_2).$$



Для этого же сектора величина прижимающего усилия от сил гидростатического давления

$$P_H = p(F - F_0)$$

где  $F = \frac{\pi d_2^2}{4}$  - площадь цилиндра;

Площадь окна в цилиндре:

$$F_0 = 0,42 \dots 0,48 \quad (F_{0 \max} = 0,55 \dots 0,60 F)$$

Усилие пружины, прижимающей блок к распределителю, составляет  $(0,015 \dots 0,04) P_H$ ;  
Основное назначение - осуществлять прижим блока к распределителю в момент пуска

Усилие, прижимающее блок к распределителю, равно усилию прижима от сил гидростатического давления и для выделенного сектора:

$$P_n = P_H = p(F - F_0)$$

На основании опытных данных

$$P_0 \leq \lambda P_n$$

где  $\lambda = 0,89 \dots 0,94$

Ширина уплотняющего пояска  $a$  не следует делать:

- больше 4...6 мм;
- меньше 1,5 мм.

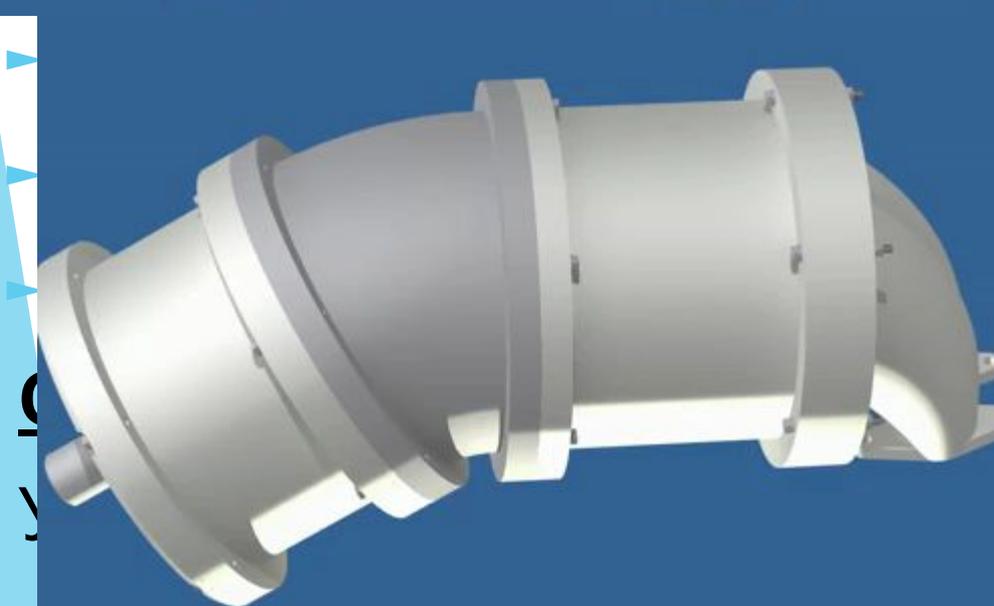
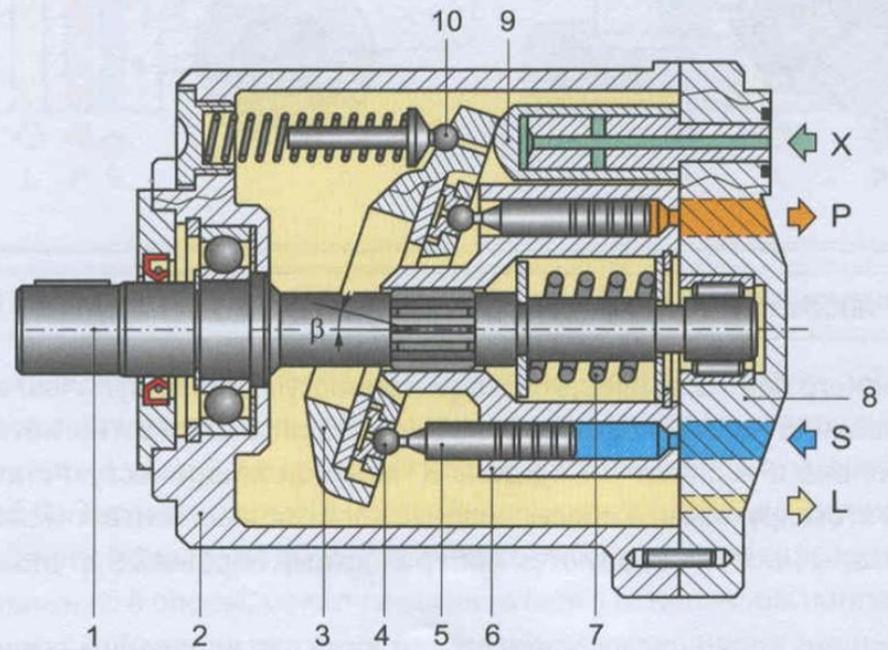
# Выводы

- типичные конструкции АПГ;
- диск и блок;
- регулируемые, нерегулируемые;
- способы (механизмы) регулирования.



by Andreas Sch.

Pumpentool@hotmail.de



by Andreas Sch.

Pumpentool@hotmail.de

