

Лекция № 8 Роторные радиально-поршневые ОГМ

РРПОГМ - гидромашины, в которых рабочие камеры перемещаются, а рабочие органы участвуют во вращательно-переносное движение. Причём, угол между осью вращения рабочих камер и осью перемещения рабочих органов (вытеснителей) составляет $90^\circ \pm 45^\circ$

Кинематической основой машин данного типа является кривошипно-шатунный механизм, преобразованный так, что неподвижным звеном является кривошип 1. Цилиндр 3 вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 вокруг оси O_1 , а шатун 2 вращается с переменной скоростью вокруг оси O_2 . Расстояние e между осями – эксцентриситет (соответствует размеру кривошипа r).

Поршень 4 будет совершать возвратно-поступательное перемещение с ходом $h=2e$, а рабочая камера будет поочерёдно уменьшаться и увеличиваться (через каждые 180°), что можно использовать для засасывания и вытеснения жидкости.

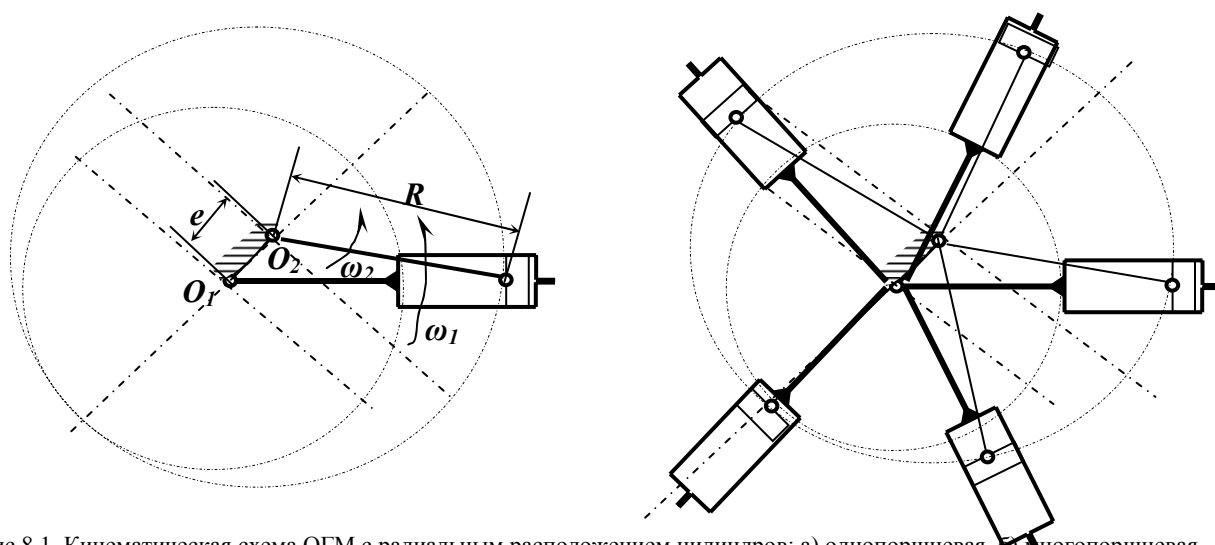


Рис 8.1. Кинематическая схема ОГМ с радиальным расположением цилиндров: а) однопоршневая, б) многопоршневая

Все выведенные для КШМ кинематические зависимости справедливы и для схемы этого насоса, поэтому скорость поршня .

$$v = r\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{r}{R} \sin 2\gamma) = e\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{e}{R} \sin 2\gamma) \quad (8.1)$$

Взяв несколько звездообразно расположенных цилиндров (рис.8.1.б), получим кинематическую схему многопоршневого насоса с радиальным расположением цилиндров. В общем случае цилиндрический блок имеет z цилиндров (от 5 до 9) диаметром d , смещённых один относительно другого на угол $360^\circ/z$.

Кинематика КШМ сохраняется, если ведение поршней осуществлено с помощью статорного кольца 5 (рис. 8.2), радиус R которого равен длине шатуна прежней схемы. Для этого поршни 2 связываются пружиной 3 со статорным кольцом, ось которого смещена относительно оси вращения цилиндрического блока 2 на величину e . Ось 1 можно использовать в качестве распределительной цапфы (цилиндрического золотника).

Поршни могут также прижиматься к статорному кольцу действием центробежных сил, усилий пружины, других механических устройств, а так же при помощи сил давления жидкости вспомогательного насоса (насоса подпитки).

Для обеспечения надёжного ведения поршней сила прижима их к статорному кольцу должна превышать суммарную силу противодействия, слагаемую из:

- а) силы трения поршня в цилиндре;
- б) силы инерции поршня в возвратно-поступательном движении;
- в) силы отрицательного давления на поршень, возникающей в зоне всасывания в результате образования вакуума под поршнем.

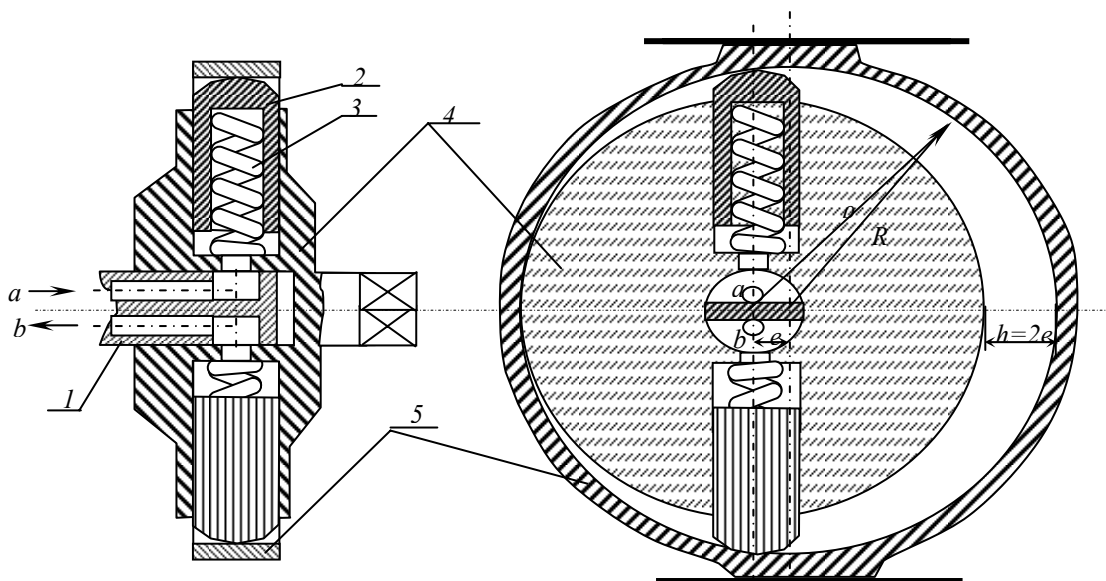


Рис 8.2 Конструктивная схема роторного радиального насоса

Поршни вступают со статором во фрикционное взаимодействие, отрицательно влияющее на крутящий момент. Поэтому целесообразно трение скольжения заменить на трение качения, введя роликовый подшипник, обойма которого будет следовать за ротором.

При применении *цилиндрического золотника* распределение осуществляется через выполненные в *цапфе* окна, с которыми при вращении блока поочерёдно соединяются рабочие камеры через отверстия в доньшках цилиндров. Через осевые каналы эти окна соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями (для насоса). При переходе цилиндров через нейтральное положение (горизонтальное на схеме), отверстие в их доньшках шириной k перекрывается уплотнительной частью (перемычкой) шириной s ($s > k$).

Ширина перемычки должна обеспечить надёжное отсекание каналов от цилиндров и надёжное заполнение рабочих камер. Это условие выражают углами перекрытия φ и δ между осями цилиндра при положениях, соответствующих полной отсечке его окна от окон a и b в начале (сплошная) и в конце (штрих-линия) перехода цилиндром зоны перемычки.

вверху: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$

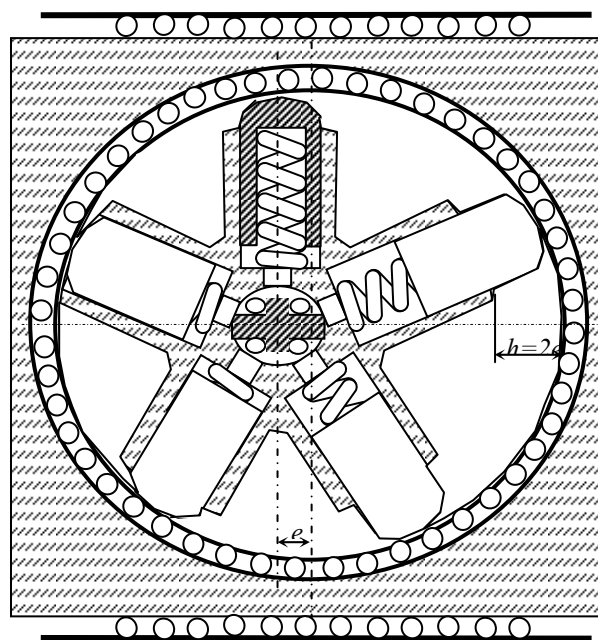


Рис 8.3 Конструктивная схема регулируемого роторного радиального насоса с реактивным

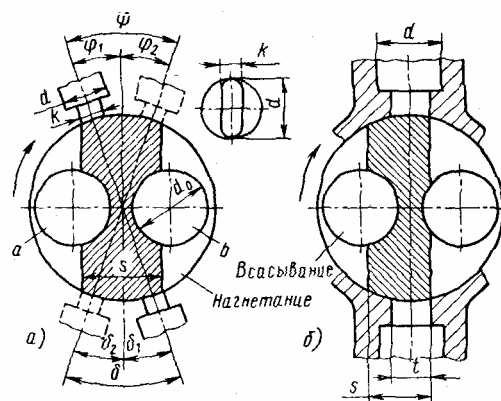


Рис 8.4 Расчётные схемы распределительной цапфы РРПН

внизу: $\delta = \delta_1 + \delta_2$

где φ_1 и δ_1 – углы упреждения; φ_2 и δ_2 – углы запаздывания.

Наружный диаметр цапфы зависит от количества осевых отверстий a и b и их диаметра d_0 (скорость потока для самовсасывающих насосов 3...4 м/с, в ГМ с подпиткой – до 6 м/с). Размер окон всасывания выбирают из условия неразрывности потока при средней скорости поршня не выше 2,2 - 2,5 м/с.

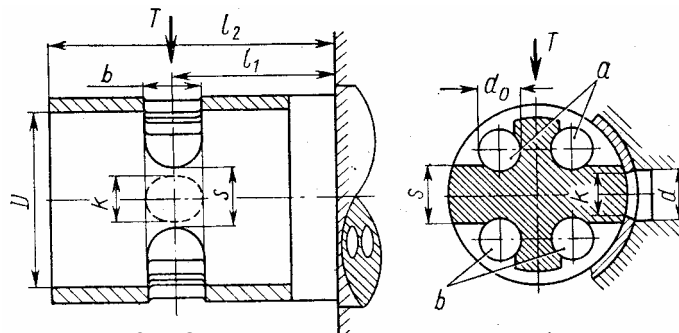


Рис.8.5 Опорно-распределительная цапфа РРПН

Расчёт цапфы на прогиб от действия усилий реакции N выполняют из условия предотвращения заклинивания скользящей пары “ротор-цапфа”. Цапфу рассматривают как консольную балку, принимая допускаемое напряжение на изгиб $\sigma = 80...120$ МПа.

Для уменьшения сил, действующих на цапфу, применяют гидростатическую разгрузку. Для этого на поверхности цапфы выполняют канавки (круговые или некруговые) соединенные с полостями высокого или низкого давления.

Диаметр цапфы может быть принят по эмпирическому выражению, исходя из рабочего объёма:

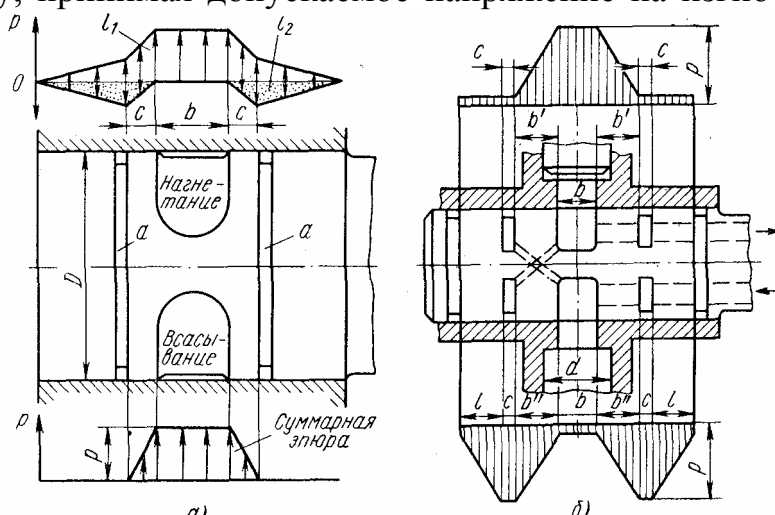


Рис.8.6 Схема распределительной цапфы с гидростатической разгрузкой

$$D_u = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q} \quad (8.2)$$

где $k=0,206$ и $b_0=1,31$ для давлений до 7,5 МПа

$k=0,04$ и $b_0=1,5$ для давлений до 15 МПа

Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца предварительно может быть принят как

$$D_n = 2R = 0,075\sqrt[3]{q^2} + b_n\sqrt[3]{q} \quad (8.3)$$

где $b_n=6,9$ при давлениях до 7,5 МПа;

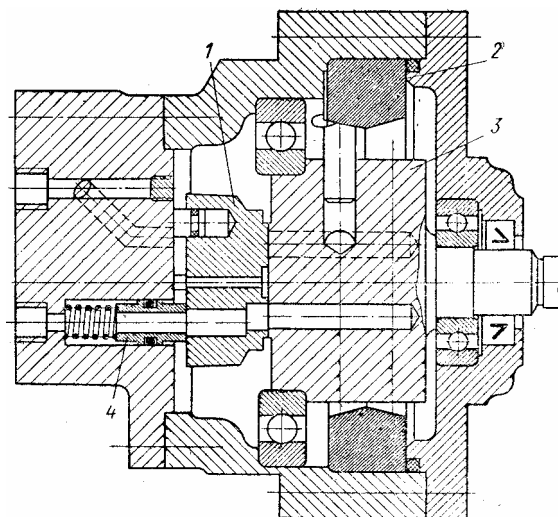
$b_n=7,8$ при давлениях до 15 МПа.

При выборе длины консольной части обычно выдерживают следующие соотношения (рис. 10.1): $l_2 \approx (2...2,5)D$; $l_1 \approx (1,5...1,9)D$; $b \approx (0,3...0,4)D$.

Величина перекрытия $m = s - k \approx 0,03D...0,05D$.

Менее распространено распределение с помощью плоского золотника (рис.8.7).

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы изготавливают мощностью до 3000 кВт и выше с расходом жидкости до 8000 л/мин. Насосы этого типа малых размеров



выполняют для давлений до 100 МПа. Выпускаются преимущественно регулируемые, многорядными (до шести), многоцилиндровыми (в одном ряду от 5 до 13 цилиндров). Возможна малая частота вращения (до 5 об/мин), высокий крутящий момент (более 5 кН м). Ресурс до 40 000 часов ($40000/24\text{ часа}/365\text{ дней} \approx 4,56$ года). Но громоздки по сравнению с аксиальными машинами той же мощности.

Средняя теоретическая производительность

За один оборот приводного вала из рабочей камеры теоретически будет вытеснен объём жидкости:

$$q_i = fh = \frac{\pi d^2}{4} h \quad (8.4)$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поршня; h, d ,- ход поршня и его диаметр.

С учётом того, что ход поршня $h=2e$, суммарное изменение объёмов рабочих камер за один оборот, называемое рабочим объёмом гидромашины,

$$q = \sum_{i=1}^z q_i = q_i z = \frac{\pi d^2}{4} h z \quad (8.5)$$

где z – число рабочих камер (число поршней, число цилиндров).

Таким образом, **средняя расчётная** (теоретическая, геометрическая, идеальная) **подача** описывается выражением:

$$Q_T = qn = \frac{\pi d^2}{2} e z \frac{\omega}{2\pi} = \frac{d^2}{4} e z \omega \quad (8.6).$$

В регулируемых насосах изменение эксцентриситета влияет на величину и направление подачи (её реверсирование), поэтому при их рассмотрении, используют понятие *относительный* (безразмерный) *эксцентриситет* \bar{e} , изменяющийся от 0 до ± 1 и представляющий отношение текущего эксцентриситета $e_{тек}$ к максимальному e_{max} :

$$\bar{e} = \frac{e_{тек}}{e_{max}} \quad (8.7)$$

В этом случае расчетную подачу описывают выражением:

$$Q_T = q_{max} \bar{e} n = \frac{d^2}{4} z e_{max} \bar{e} \omega \quad (8.8)$$