

РОТОРНЫЕ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Методические указания к лабораторным занятиям по дисциплинам
«Гидравлические машины», «Гидромашины и компрессоры»,
«Гидропневмопривод бурового оборудования», «Гидропневмопривод
нефтепромыслового оборудования», "Нефтегазопромысловое
оборудование" для студентов специальностей 130602 (МОП), 130600 (НР)
очной и заочной форм обучения

ВВЕДЕНИЕ

Целью лабораторной работы является знание устройства роторных радиально-поршневых гидравлических машин и умение их эксплуатации.

Решаемые задачи при достижении поставленной цели:

- изучить принцип действия роторных радиально-поршневых гидромашин;

- изучить устройство роторных радиально-поршневых гидромашин;

- изучить особенности эксплуатации радиальных роторно-поршневых гидромашин и области их применения.

К типу радиальных роторно-поршневых гидромашин относятся насосы и гидравлические моторы, в которых рабочие цилиндры, с размещенными в них поршнями (плунжерами), расположены радиально к оси вала и вращаются во время работы.

Характерной особенностью большинства радиальных роторно-поршневых насосов является отсутствие всасывающих и напорных клапанов. Эта особенность позволяет применять их с большой частотой вращения вала, за счет чего в значительной мере можно уменьшить габаритные размеры и массу в сравнении с равнозначными по подаче насосами, имеющими клапанное распределение потока жидкости.

Роторные радиально-поршневые гидромоторы могут создавать очень большие вращательные моменты, до 50 кНм с регулируемой частотой вращения вала от 1 до 100 оборотов в минуту, что не может сравниться ни с одним из известных двигателей вращательного действия. Вместе с этим как насосы, так и моторы отличаются от роторных гидромашин других типов большими габаритами и массой.

В роторных радиально-поршневых гидромашинах нет обычных кривошипно-шатунных механизмов, что также положительно сказывается не только на габаритные размеры машин, но и надежность их работы.

Перечисленные достоинства послужили тому, что эти гидромшины получили широкое применение в объемных гидропередачах и приводах.

Их используют в качестве насосов постоянной и переменной подачи, гидродвигателей вращательного движения с постоянным и переменным крутящим моментом.

Последовательное изучение материала, представленного в настоящих методических указаниях, позволит понять принцип действия роторных радиально-поршневых гидромашин, их устройство и конструктивные особенности, научиться правильно их эксплуатировать.

Для самостоятельной проверки своих знаний в конце методических указаний приведены контрольные вопросы.

После изучения материала методических указаний студентом составляется отчёт, оформляемый по единым требованиям, в котором указывается цель выполняемой лабораторной работы, решаемые задачи, представляются типовые конструктивные схемы, даются выводы.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Принцип действия роторной радиально-поршневой гидромашины

В радиально-поршневых гидромашинах (рисунок 1.1) ротор 1 расположен эксцентрично относительно статора 2. В роторе просверлены радиальные цилиндрические отверстия (цилиндры). Поршни 3 при вращении ротора совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение, скользя своими сферическими головками по внутренней поверхности статора.

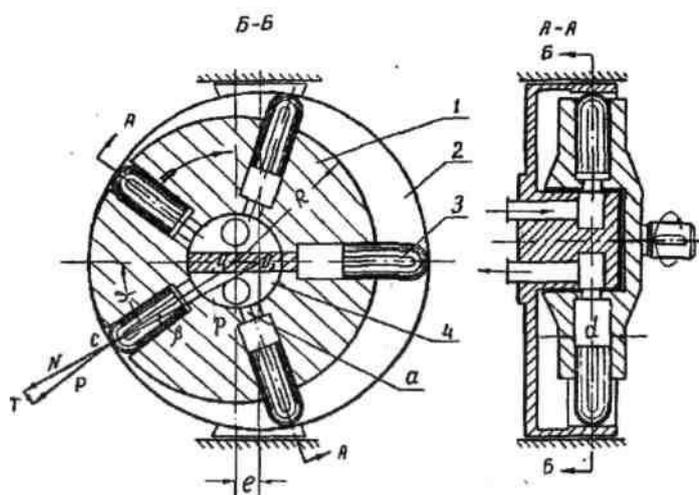


Рисунок 1.1. Схема роторной радиально-поршневой гидромашины

Донышки цилиндров имеют сквозные радиальные отверстия *a*, которые сообщаются то с верхним, то с нижним сегментным вырезом в распределительной цапфе 4. Сегментные вырезы цапфы разделены перегородкой и образуют две камеры: при направлении вращения ротора по часовой стрелке в верхнем вырезе будет всасывающая камера, а в нижнем - нагнетательная. Поршни, соединенные в данный момент времени с верхним вырезом в цапфе 4, двигаясь от оси вращения, всасывают жидкость из верхнего выреза в свои цилиндры и вместе с вращающимся блоком, пройдя уплотнительную перегородку цапфы, переходят в нижнюю половину машины. Здесь поршни, двигаясь к оси вращения блока, вытесняют жидкость под давлением в нижний сегментный вырез цапфы, т. е. в камеру нагнетания. Таким образом, при непрерывном вращении ротора происходит подача жидкости из камеры всасывания в нагнетательную

камеру. При подаче жидкости под давлением в верхний вырез цапфы ротор вращается, отводя жидкость через нижний вырез распределительной цапфы, т.е. радиально-поршневая гидромашина работает как гидравлический мотор.

Из схемы, представленной на рисунке 1.1, видно, что плунжеры (поршни) опираются своими сферическими головками о внутреннюю поверхность статора. В местах контакта во время работы гидромашины центробежными силами и силами гидростатического давления жидкости, действующими на плунжеры, может создаваться трение такой величины, что эксплуатация машины становится не только не экономичной, но и технически нецелесообразной. Конструктивно головки выполняются по схемам, представленным на рисунке 1.2.

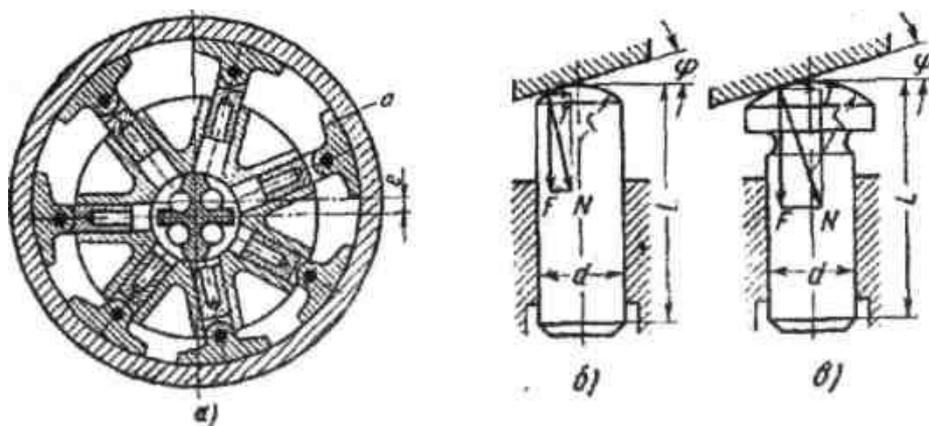


Рисунок 1.2. Схемы контакта плунжера со статорным кольцом

Для улучшения условий смазки и снижения трения поршня о стенки цилиндра поршню в первой схеме сообщают часто поворотное движение относительно его оси. Для этого поверхность статорного кольца, на которую опирается своей сферой поршень, выполняют под некоторым углом φ , равным $15...20^\circ$ (рисунок 1.2, б), или цилиндр располагают под таким же углом к плоскости вращения цилиндрического блока. Поскольку точка контакта сферической поверхности поршня в этом случае будет смещена относительно его оси, поршень под действием силы трения будет поворачиваться в цилиндре, причем направление поворота поршня в течение одного оборота цилиндрического блока изменится 2 раза.

Это движение поршня, суммируясь с относительным возвратно-поступательным движением цилиндра, приводит к тому, что поршень будет двигаться в нем по спирали. Чтобы уменьшить скольжение головки поршня при проворачивании, необходимо увеличивать плечо приложения силы, чего достигают путем выполнения грибообразной головки (рисунок 1.2, в).

Диаметр головки (грибка) поршня обычно выбирают равным $(1,75... 2) d$, где d – диаметр поршня.

Длину поршня L выбирают не менее $L = 2(e + d)$.

Кинематическая схема механизма для одного поршня машины показана на рисунке 1.3.

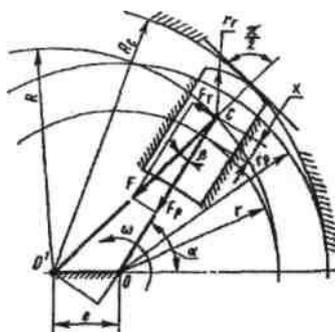


Рисунок 1.3. Кинематическая схема радиально-поршневой гидравлической машины

Из схемы, представленной на рисунке 1.3, видно, что такой механизм представляет инверсию традиционного кривошипно-шатунного механизма. Кривошип $OO' = e$ закреплен, а шатун $O'C$, вращаясь вокруг центра O' , скользит концом C по лучу OC оси цилиндра, вращающемуся вокруг центра O .

Ход поршня за половину оборота ротора определен эксцентриситетом e :

$$h = 2(OO') = 2e.$$

Текущее значение перемещения поршней подчиняется зависимости $x = R \cdot \cos\beta - e \cdot \cos\alpha - r$. Так как $R = r + e$, $x = e \cdot (1 - \cos\alpha) - R \cdot (1 - \cos\beta)$. Обычно $R > e$. При этом $\cos\beta \approx 1$. Тогда приближенно перемещение

поршня $x = e \cdot (1 - \cos \alpha)$. Следовательно, все кинематические соотношения в радиально-поршневой машине такие же, как и для поршневых насосов с кривошипным механизмом, если принимать в них $h/2 = e$. В регулируемых насосах эксцентриситет можно изменять по величине смещением статора в направляющих корпуса.

Среднюю подачу радиально-поршневого насоса Q можно определить по общей формуле, выразив ход поршня через эксцентриситет e :

$$Q = \eta_o q n = \eta_o \frac{\pi d^2}{4} h z n = \eta_o \frac{\pi d^2}{2} e z n,$$

где q – рабочий объём насоса;

z – число поршней;

d – диаметр поршня;

e – эксцентриситет;

$h = 2e$ – ход поршня;

η_o – объёмный КПД.

Мгновенная подача q_M радиально-поршневого многоцилиндрового насоса определяется суммарной мгновенной подачей поршней, одновременно находящихся в полости нагнетания. Если общее число цилиндров равно z , а в полости нагнетания находится i цилиндров, то мгновенная подача всего радиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q_M = \sum_{k=0}^n q_k = \eta_o \frac{\pi d^2}{4} e \omega \sum_{k=0}^n \sin \left(\varphi + \frac{2\pi}{z} k \right).$$

Сравнивая эту формулу с формулой расчёта мгновенной подачи для кривошипно-шатунного поршневого насоса простого действия, становится очевидным, что радиально-поршневые насосы отличаются гораздо большей равномерностью подачи, так как жидкость одновременно подают несколько сдвинутых по фазе цилиндров. Опыт показывает, что радиально-поршневые машины с нечетным числом цилиндров имеют большую равномерность подачи, чем при ближайшем большем четном

числе цилиндров. Поэтому число поршней у однорядных радиально-поршневых машин, как правило, принимают 5, 7, 9 или 13. Для многорядных машин общее их число больше пропорционально количеству рядов.

Крутящий момент радиально-поршневых гидродвигателей, как и подача насосов, изменяется в зависимости от угла поворота ротора в узких пределах, так как суммарный мгновенный момент M представляет собой сумму моментов, создаваемых поршнями, находящимися в полости нагнетания:

$$M \cdot \varphi = \sum_{k=0}^n m_k$$

где m_k – текущее значение момента одного поршня;

n – число поршней, находящихся в полости нагнетания. На каждый поршень, находящийся в данный момент в магистрали нагнетания (рисунок 1.1), действует сила P от давления жидкости:

$$P = p \frac{\pi d^2}{4},$$

где p – давление в полости нагнетания;

d – диаметр поршня.

Сила P одинакова для всех поршней, находящихся в полости нагнетания. Ее можно разложить на составляющую N , нормальную к окружности статора, и тангенциальную T , перпендикулярную к оси поршня. Нормальная составляющая $N = \frac{P}{\cos \beta}$ прижимает сферические головки поршней к статору и определяет величину силы трения в точке контакта C . Тангенциальная составляющая $T = P \cdot \operatorname{tg} \beta$ на плече $r = O_1C$ создает крутящий момент на валу ротора машины. Текущее значение момента одного поршня равно

$$m_k = T_k r_k = p \frac{\pi d^2}{4} r_k \frac{\sin \beta}{\cos \beta},$$

где $r_k = O_1C = e \cdot \cos \varphi + R$.

Из ΔO_1O_2C $\sin \beta = \frac{e}{R} \varphi$ и при малом отношении $\frac{e}{R} = 0,08..0,09$

можно считать $\cos \beta \approx 1$.

Следовательно, уравнение (1.6) можно представить в виде

$$m_k = p \frac{\pi d^2}{4} r_k \frac{e}{R} \sin \varphi_k$$

и суммарный мгновенный момент радиально-поршневого гидродвигателя равен

$$M_\varphi = p \frac{\pi d^2}{4} \frac{e}{R} \sum_{k=0}^n r_k \left(\sin \varphi + \frac{2\pi}{z} k \right).$$

Очевидно, что крутящий момент радиально-поршневого гидродвигателя будет тем больше, чем больше эксцентриситет e .

Изменяя эксцентриситет, можно регулировать крутящий момент без изменения давления подаваемой жидкости.

1.2 Разгрузка распределительной цапфы

В рассматриваемых насосах распределительная цапфа обычно несет на себе цилиндрический блок, воспринимая реакции сил давления жидкости, действующие на поршни.

В целях улучшения условий работы узла распределения применяют гидравлическую разгрузку цапфы. Для этого на поверхности цапфы обычно выполняют некруговые (на угле $< 180^\circ$) канавки шириной s , которые соединяют с полостями высокого и низкого давления, как это показано на рисунке 1.4.

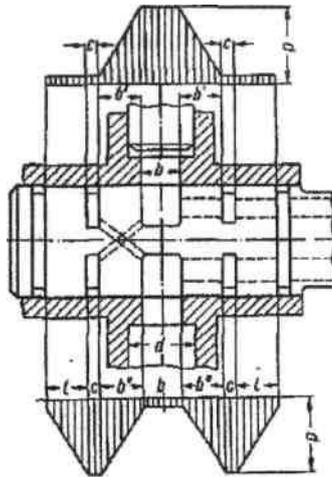


Рисунок 1.4. Схема разгрузки распределительной цапфы

Высокое давление подводится к канавкам, выполненным симметрично на стороне низкого давления, а низкое давление - к таким же канавкам на стороне высокого давления.

Если пренебречь влиянием поршней на радиальные силы, действующие на цапфу, что справедливо для радиальных насосов с плавающим золотником и аксиально-поршневых насосов, осевые размеры параметров, определяющих баланс действующих сил, можно приближенно представить в виде

$$b + b' = 2c + 1 + b''$$

Ширина c канавок выбирается возможно малой, однако такой, чтобы при данном расходе утечек давление по всему параметру (длине) канавки было постоянным. Канавки должны быть расположены на минимальном расстоянии b'' от распределительных окон цапфы, насколько это допустимо требованиями герметичности.

Применяют также поршневые насосы и гидромоторы радиального типа с торцовым распределением по аналогии с распределителями в роторных аксиально-поршневых насосах и гидравлических моторах. На рисунке 1.5 представлен радиальный роторно-поршневой насос с торцовым распределением жидкости и двухрядным расположением цилиндров. Плоский распределительный золотник 1 поджимается к торцу цилиндрического блока 3 с помощью пружин и давления жидкости.

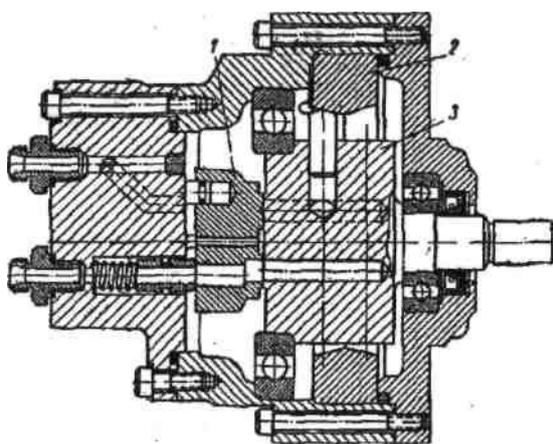


Рисунок 1.5. Радиально-поршневой насос с двухрядным расположением цилиндров

В насосах с расположением цилиндров в несколько рядов, (на рисунке 1.5 изображен двухрядный насос), симметричной установкой статорных колец 2 компенсируются нормальные составляющие N силы (рисунок 1.2,б), действующие на головки плунжеров, следовательно, и на ротор в целом. При чётном числе рядов цилиндров достигается полная разгрузка ротора, а при нечётном - частичная. В последнем случае поршни располагаются в шахматном порядке.

1.3 Уменьшение механического трения

Для уменьшения потерь мощности на механическое трение между подвижной головкой поршня и внутренней поверхностью статора в одних конструкциях гидромашин устанавливаются ролики на подшипниках непосредственно в головках поршней, в других - в статоре выполняется подвижное статорное кольцо.

На рисунке 1.6 представлен регулируемый девятицилиндровый роторный радиально-поршневой насос с роликами в головках поршней.

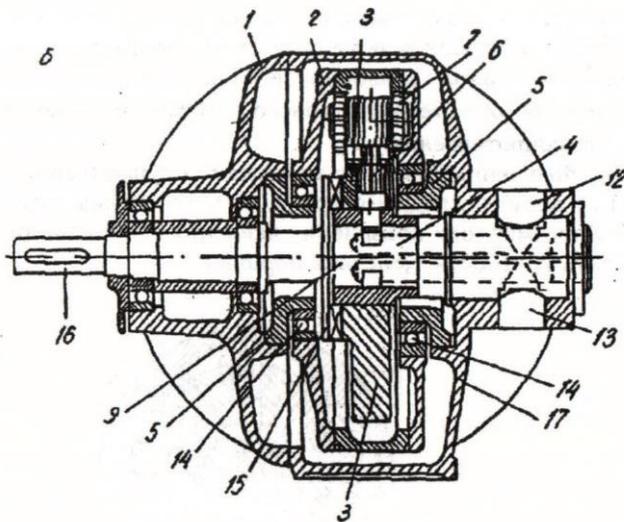
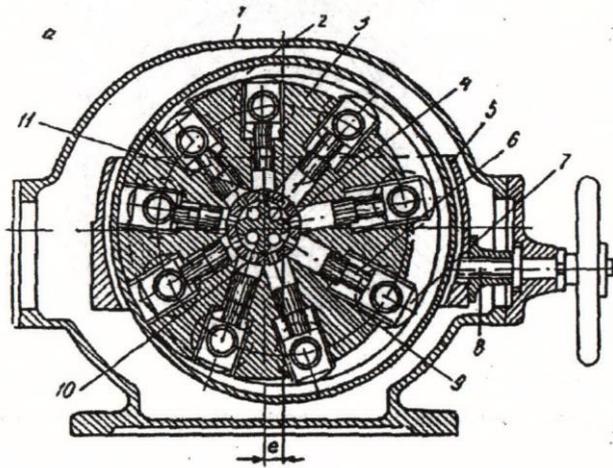


Рисунок 1.6. Схема регулируемого радиально-поршневого насоса с роликами в головках поршней

В корпусе 1 установлен статор 2, в котором эксцентрично расположен ротор 3, вращающийся на неподвижной распределительной цапфе 4. В этой цапфе вырезаны распределительные пазы и каналы, через которые подводится и отводится жидкость.

Статор установлен на раме 5. Поршни 6 своими роликами 7 связаны со статором, в котором сделаны для этого соответствующие канавки. Рама 5 может перемещаться, изменяя эксцентриситет e при помощи механизма 8. Вал ротора 9 соединяется с двигателем. В распределительной цапфе полость всасывания обозначена цифрой 11, а нагнетания – 10. Отверстия 12 и 13 соединены с полостью распределительных пазов осевыми

сверлениями в цапфе 4 и служат для присоединения всасывающего и напорного трубопровода. Статор установлен на раме на шарикоподшипниках 14. Вал двигателя 16 соединяется с валом 9 ротора с помощью кулачковой муфты 15. При регулировании насоса рама 5 перемещается в направляющих 17.

На рисунке 1.7 показана конструктивная схема насоса, в котором ролики 4 установлены между корпусом статора 6 и подвижным кольцом 3.

При вращении цилиндрического блока 1, при неподвижной цапфе 5 с окнами *a* и *b*, поршни 2 под действием давления жидкости и центробежной силы прижимаются к статорному кольцу 3, вступая с ним во фрикционное взаимодействие, в результате чего последнее будет следовать за ротором с угловой скоростью, практически равной угловой скорости ротора.

Благодаря наличию роликов 4 практически устраняется при вращении цилиндрического блока 1 трение скольжения поршней о статорное кольцо 3.

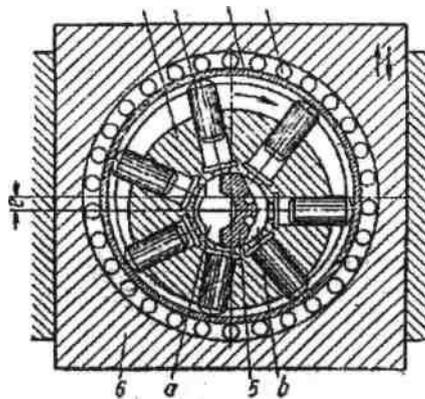


Рисунок 1.7. Схема насоса с вращающимся статорным кольцом

1.4 Особенности гидромоторов многократного действия

Одной из самых важных и распространенных модификаций радиально-поршневых гидромашин являются высокомоментные гидромоторы. Их применяют в объемных гидропередачах, которые должны обеспечить медленное, равномерное и регулируемое по частоте вращение приводимого безредукторного механизма, не зависящее от момента его сопротивления.

Для получения большого момента без существенного увеличения габаритных размеров гидромотора, т. е. хода и диаметра поршней, а также без чрезмерного повышения давления и числа поршней следует увеличивать кратность действия поршней.

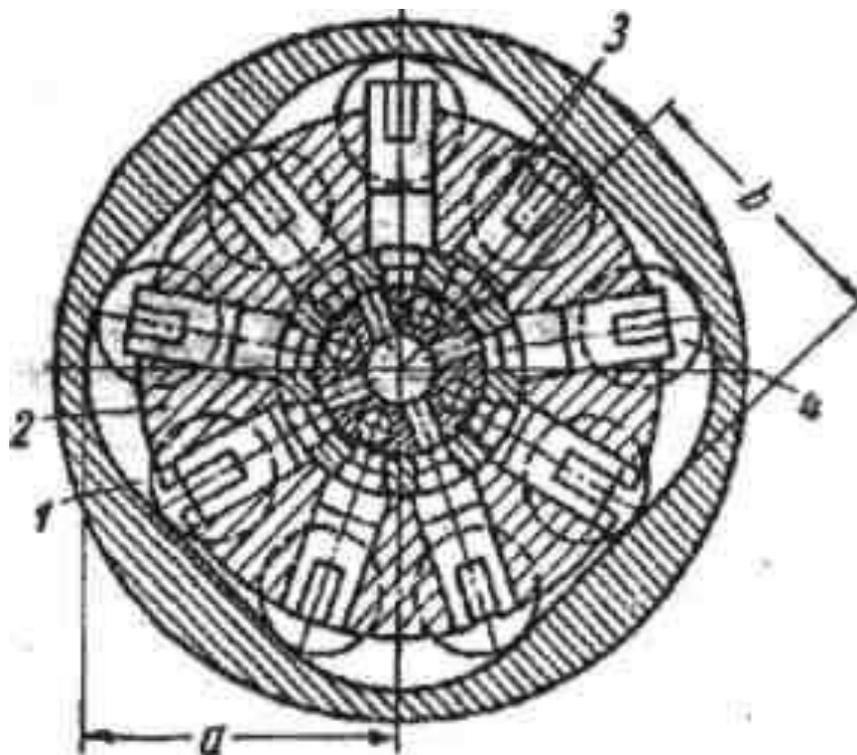


Рисунок 1.8. Схема гидромотора многократного действия

На рисунке 1.8 показана схема гидравлического мотора с профильным статорным кольцом 1 в виде четырехгранника. У разных конструкций число граней может достигать до десяти. В зависимости от профиля этого кольца каждый из поршней 3 гидромотора совершает за один оборот цилиндрического ротора 2 несколько (до 10) двойных ходов.

Для уменьшения трения поршней 3 о статорное кольцо 1 они снабжены роликами 4, помещенными на игольчатых подшипниках. На внешних сторонах цилиндров выфрезерованы прямоугольные пазы, в которые входят сухари (ползунки), несущие ролики 4, в связи с чем, устраняется возможность поворота поршней в цилиндрах и обеспечивается их направление.

Объем, описываемый поршнями (рабочий объем) многоходовой машины за один оборот составит

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z k ,$$

где k - количество ходов поршней за один оборот цилиндрического блока (ротора);

$h = a - b$ – величина хода.

Крутящий момент гидромотора многократного действия в k раз больше, а частота вращения при том же расходе жидкости во столько же раз меньше, чем у мотора одинарного действия.

Крутящий момент в общем виде определяется по формуле

$$M = \frac{(p_2 - p_1) \cdot q}{4} ,$$

где $p_2 - p_1$ – перепад давления в гидромоторе.

Кратность k действия поршней обычно составляет 6...8. Для увеличения крутящего момента применяют также гидромоторы с несколькими (двумя-тремя) рядами цилиндров, при этом общее число цилиндров может составлять 50...60. Для уменьшения пульсации угловой скорости ряды поршней в некоторых конструкциях смещены один относительно другого. Такие гидромоторы позволяют получать от долей оборотов до несколько десятков оборотов в минуту, а крутящий момент может достигать до 50 кН м.

Хорошие динамические свойства имеют гидромоторы, у которых направляющие кольца обеспечивают параболический закон перемещения поршня.

Ускорение относительного движения поршня, в зависимости от знака, будет либо прижимать ролик к направляющей, либо отрывать его от нее. Отрыв ролика от направляющей наиболее вероятен на участке, соответствующем сливу, когда, кроме сил инерции, поршень поджимается к профилю лишь давлением в сливной магистрали или усилием пружины. Поэтому при отсутствии принудительной связи между поршнями и

направляющими максимальное значение чисел оборотов вала гидромотора лимитируется возможностью отрыва поршня от поверхности кольца.

В целях повышения надежности и к.п.д. в высокомоментных гидромоторах применяют разгрузку поршней от тангенциальных сил.

На рисунке 1.9 приведена схема одного из распространенных устройств для разгрузки поршней от возникающих при работе тангенциальных сил.

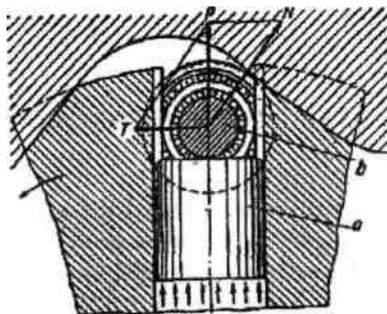


Рисунок 1.9. Схема разгрузки поршня от тангенциальных сил

Поршень *a* (рисунок 1.9) опирается на ось *b*, несущую ролики с игольчатыми подшипниками, два из которых перемещаются по направляющей прорези цилиндрического блока, два опираются на профильное статорное кольцо.

Описанные выше принцип действия роторных радиально-поршневых машин, назначение конструктивных особенностей позволяют лучше понять не совсем простых по своему исполнению их устройство и работу.

2 УСТРОЙСТВО РОТОРНЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

Роторные радиально-поршневые насосы и гидравлические моторы используются в агрегатах по исследованию, ремонту скважин и в цехах по ремонту бурового и нефтепромыслового оборудования. Особое место они находят в технологических процессах с дистанционным и автоматическим управлением, где требуются необходимость создания очень больших крутящих моментов и малых скоростей вращения выходного вала без применения механического редуктора.

2.1 Насосы типа НП

Роторные радиально-поршневые насосы типа НП (насос поршневой) предназначены для нагнетания минерального масла в гидравлические системы агрегатов и других гидрофицированных машин, где требуются регулируемые расходы масла, а также переменное направление потока.

Рекомендуемое масло вязкостью 20...400 сСт, свободное от воды, кислот и смол.

Привод насоса осуществляется через эластичную муфту.

По способу управления насосы имеют обозначения:

- насосы НПМ с электрогидравлическим дистанционным управлением;
- насосы НПС со следящим гидравлическим управлением;
- насосы НПР с ручным механическим управлением;
- насосы НПД с управлением по давлению.

Насос типа НП представляет собой комплексный гидроагрегат, состоящий из радиально-поршневого насоса, предохранительных клапанов поршневого насоса, шестеренного насоса, предохранительного клапана шестеренного насоса, узлов управления для изменения производительности и направления потока масла.

2.1.1 Устройство насоса типа НП

Поршневой насос (рисунок 2.1 и 2.2) состоит из корпуса 7 и крышки 6 скользящего блока 17 с крышкой 5, барабана 16 с крышкой 9 и реактивными кольцами 12, ротора 14, имеющего цилиндрические отверстия под поршни 13, распределительной втулки 15, запрессованной в ротор, распределительной оси 18, имеющей два канала для входа и два канала для выхода масла, приводного вала 1 с роликовой муфтой 8.

Скользкий блок может перемещаться по направляющим 21 (рисунок 2.2) в одну и другую сторону от оси насоса. Барабан вращается на двух роликовых подшипниках, из которых один расположен в расточке корпуса скользящего блока, а другой - в крышке скользящего блока. Ротор с распределительной втулкой на двух шариковых подшипниках вращается

на распределительной оси с малым радиальным зазором.
Распределительная ось запрессована в корпус насоса.

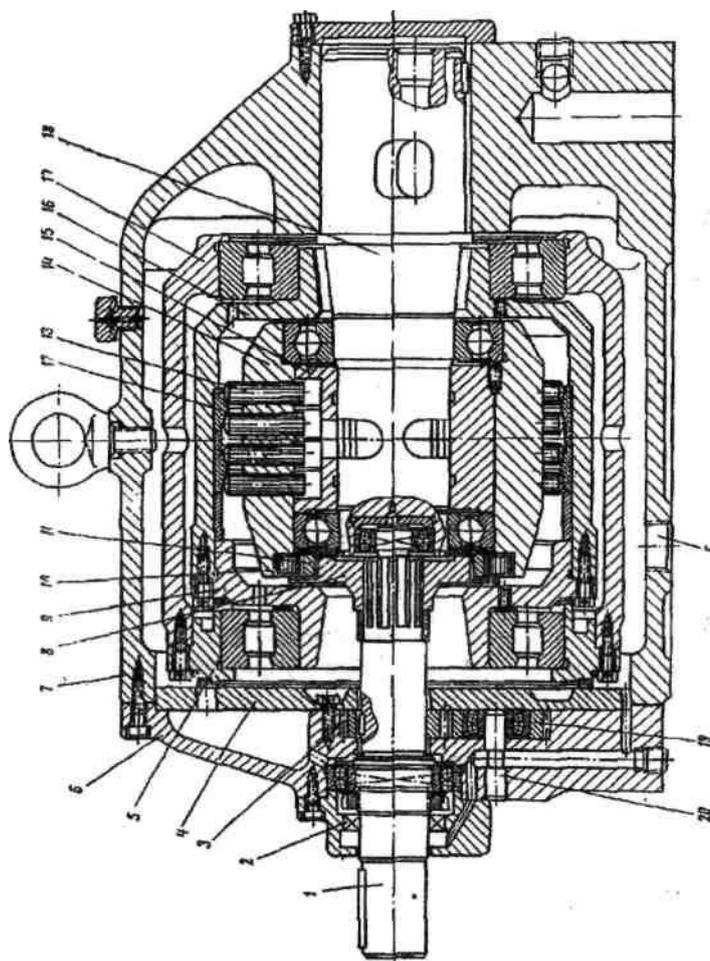


Рисунок 2.1. Продольный разрез насоса НП

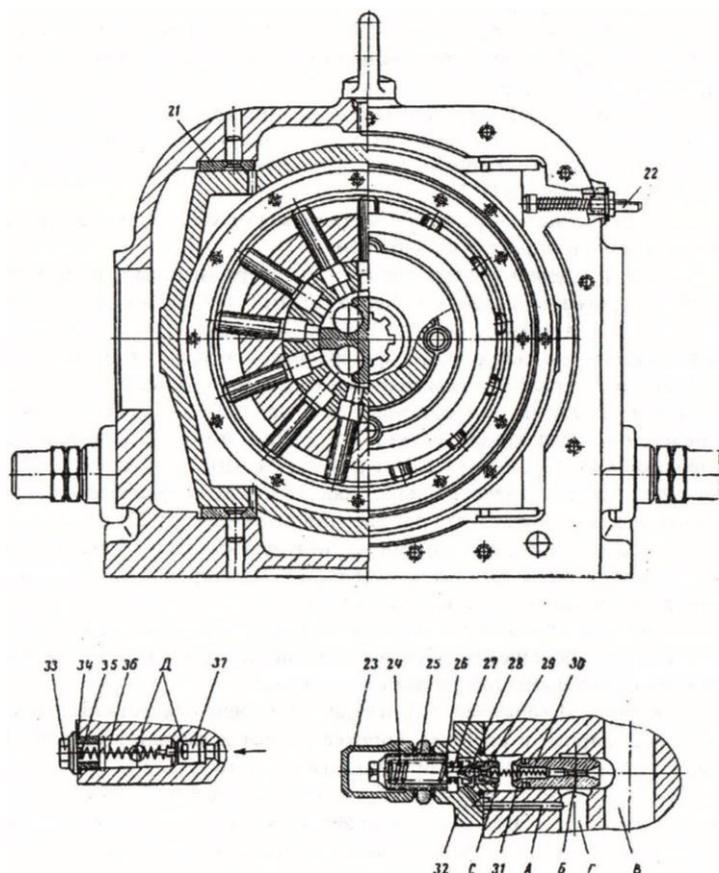


Рисунок 2.2. Насос НП

Приводной вал вращается на двух шариковых подшипниках, из которых один расположен в крышке 6 (рисунок 2.2), а другой - в расточке оси 18.

К крышке 6 прикреплен винтами диск 4, служащий крышкой шестеренного насоса.

Муфта, передающая вращение от приводного вала ротору, состоит из фланца 9, промежуточного кольца 11 и четырех роликов 10. Конструкция муфты допускает незначительное относительное смещение осей ротора и приводного вала.

Уплотнение 2 препятствует проникновению масла вдоль приводного вала. Утечки масла через уплотнение отводятся внутрь корпуса, а утечки из корпуса насоса - в бак через трубу, присоединяемую на резьбе к отверстию *E*.

Подвод масла к ротору и отвод масла в систему осуществляется через каналы в распределительной оси.

При вращении ротора поршни 13, отбрасываемые центробежной силой, прижимаются своими сферическими головками к конической поверхности реактивных колец 12, установленных в барабане. Ротор и барабан ничем не связаны, но при вращении ротора между сферическими головками поршней и реактивными кольцами возникают силы трения, благодаря которым ротор увлекает за собой барабан. Барабан вращается в скользящем блоке; последний может перемещаться по направляющим 21 (рисунок 2.2), в результате чего достигается изменение эксцентриситета и, следовательно, производительности насоса. Величина эксцентриситета может быть определена по указателю 22.

Шестеренный насос состоит из ведущей шестерни 3, закрепленной на приводном валу шпонкой, и ведомой шестерни 19 с шариковым подшипником, напрессованным на ось 20.

Предохранительные клапаны встроены в корпус насоса и служат для защиты поршневого насоса от перегрузок, но не являются предохранительными клапанами гидросистемы.

Клапан 31 (рисунок 2.2), имеющий в торце отверстие *B* диаметром 1 - 3,5мм, встроен в расточку корпуса насоса и закрыт крышкой 32. В крышку вмонтированы детали вспомогательного клапана: втулка-седло 29, шарик 28, седло 27, пружина 26, регулировочный винт 24 с колпачком 23 и гайкой 25. Для предотвращения возможных утечек масла по регулировочному винту между крышкой, гайкой и колпачком поставлены прокладки.

Через отверстие *B* масло из полости давления *B* заполняет полость *C* левого торца клапана 31. Давление масла регулируется вспомогательным шариковым клапаном, пружина 26 которого настраивается на требуемое давление винтом 24. В случае, когда давление масла в системе ниже давления, на которое настроен шариковый клапан, клапан 31 пружиной 30 прижимается своим буртом к корпусу и разделяет полости давления и слива. В том случае, когда давление масла в системе превышает давление

настройки, шариковый клапан открывается и масло из левой полости проходит в сливные каналы *A* и *Г*. При сливе масла отверстие *B* в клапане 31 создает перепад давления, вследствие чего возникает сила гидравлического давления, которая отжимает клапан 31, соединяя полость давления *B* со сливным каналом *Г*.

Клапан шестеренного насоса служит для регулирования давления масла, подаваемого в узлы управления. Клапан 37 прижимается к выточному в корпусе насоса седлу пружиной 36. Регулирование натяжения пружины производится шайбами 35. Прокладка 34 уплотняет поверхность стыка головки винта 33 и корпуса 7.

При давлении, превышающем настройку пружины, масло отжимает клапан 37 и через окна *Д*, в реверсивных насосах, выходит в камеру, которая соединена с полостью всасывания поршневого насоса, а в нереверсивных поступает в бак.

Наиболее распространенными в нефтяном оборудовании являются насосы НП с гидравлическим ручным управлением, которые маркируются насосами соответственно НПМ (М - механизм управления) и НПР.

2.1.2 Насос исполнения НПМ

Насосы типа НПМ – реверсивные со средним (нулевым) положением. Скользящий блок смещается гидравлически до упоров, определяющих подачу насоса, и управляется золотником, передвигаемым двумя электромагнитами. Узлы управления питаются от встроенного шестеренного насоса.

В насосы типа НПМ входят подпорный цилиндр, механизм управления и коробка клапанов.

2.1.2.1 Подпорный цилиндр

На рисунке 2.3 представлен подпорный цилиндр, предназначенный для перемещения скользящего блока в сторону цилиндра управления.

Цилиндр состоит из поршня 8, прикрепленного к скользящему блоку 1, крышки 5, маховика 3, посаженного на винт 6, который ввертывается в

крышку 5, зажима 4 и упора 7. Полость *A* подпорного цилиндра всегда соединена с линией нагнетания шестеренного насоса каналами, выполненными в крышке и корпусе.

Находясь под постоянным давлением масла, поршень 8, а вместе с ним скользящий блок постоянно стремятся переместиться в сторону цилиндра управления. Уплотнения 2 препятствуют проникновению масла наружу через стык крышки и упора.

Возможные утечки по уплотнениям сливаются в корпус насоса через кольцевую выточку и наклонную канавку крышки 5.

Вращением маховика 3 регулируется величина эксцентриситета, а, следовательно, и производительность насоса. Зажим 4 фиксирует настройку группы.

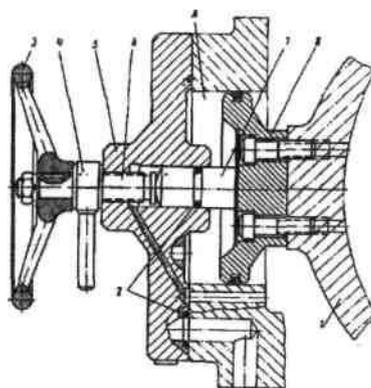


Рисунок 2.3. Подпорный цилиндр насосов НПМ

2.1.2.2 Механизм управления

Механизм управления (рисунок 2.4) служит для регулирования производительности насоса, изменения направления потока масла и установки на нулевую производительность.

Цилиндр состоит из корпуса 8, поршней 7 и 12, ограничителя 13 с гайками 11, золотников 3 и 5 с пружинами 4 и 6, корпуса 9 с упором 10, фланцев 2 с электромагнитами 1, перемещающими золотник 3 непосредственно или через рычаг.

Поршень 12 предназначен для перемещения скользящего блока в положение нулевого эксцентриситета; поршень 7 – для перемещения

скользящего блока в сторону подпорного цилиндра. Упором 10 регулируется величина перемещения скользящего блока, который перемещается поршнем подпорного цилиндра. При вращении упора 10 по часовой стрелке он ввинчивается в корпус 9, уменьшает эксцентриситет, а следовательно, и производительность насоса. При вращении упора 10 против часовой стрелки увеличивается эксцентриситет и повышается производительность насоса.

Для регулировки хода поршня 12 необходимо отвернуть винты крепления корпуса 9 и снять его, затем ослабить гайки 11 при работающем насосе и включенных электромагнитах. Вращением гаек 11 в одну или в другую сторону установить скользящий блок 14 в нулевое положение, при котором производительность насоса будет равна нулю, после чего закрепить корпус 9.

Золотник 3 служит для обеспечения подвода масла от линии нагнетания шестеренного насоса в полости *Б* и *В* поршней 7 и 12.

Золотник 5 с пружиной 6 служит для сообщения полости всасывания с полостью нагнетания поршневого насоса при установке скользящего блока на нулевую производительность. Перемещение золотника 5 обеспечивается давлением масла в полости *Б*.

При наличии давления в полостях *Б* и *В* или отсутствии его в момент слива масла из обеих полостей золотник 5 удерживается пружиной 6 в положении, при котором полости всасывания и нагнетания поршневого насоса разобщены.

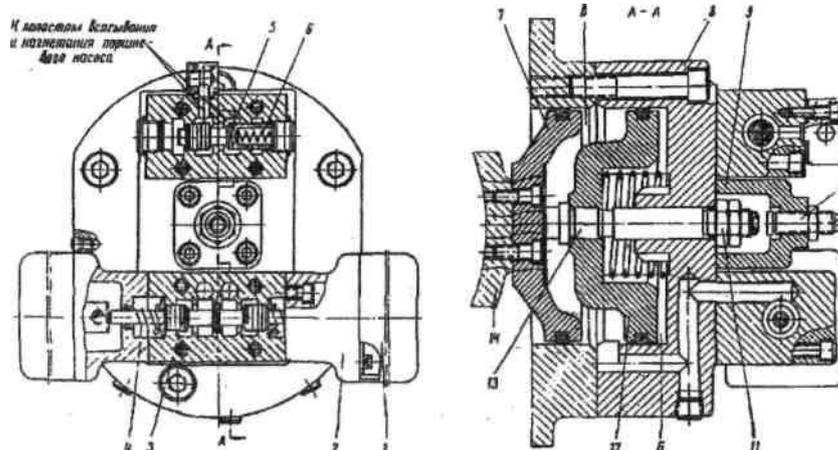


Рисунок 2.4. Механизм управления насосом

2.1.2.3 Управление насосом

Схема насоса поршневого с механизмом управления (НПМ) представлена на рисунке 2.5.

Управление насосом осуществляется следующим образом.

При включении электромагнита 3 золотник 2 устанавливается в крайнее левое положение, при этом полости *Б* и *В* поршней 10 и 8 соединены с баком. Так как поршень 13 подпорного цилиндра находится под постоянным давлением масла от шестеренного насоса, скользящий блок 12 перемещается влево до упора 6, которым устанавливается заданный левый эксцентриситет насоса.

Клапан *б* находится в верхнем положении. Масло поступает по линии *К* и выходит по линии *Н*.

При выключенных электромагнитах золотник 2 при помощи пружины 1 займет среднее положение. Полость *Б* поршня 8 соединяется теперь с линией нагнетания шестеренного насоса, а полость *В* - с баком. Так как площадь поршня 8 больше площади поршня 13, скользящий блок перемещается вправо до тех пор, пока гайка 7, сидящая на ограничителе 6, не упрется в корпус 9, что будет соответствовать нулевому эксцентриситету (положение «Стоп» поршня рабочего цилиндра).

При включении электромагнита 3 золотник 2 перемещается в крайнее правое положение.

Обе полости *Б* и *В* поршней 10 и 8 сообщаются с линией нагнетания шестеренного насоса. Так как площадь поршня 10 больше площади поршня 13, скользящий блок 12 перемещается вправо до упора 14, установка которого регулируется маховичком 15. При переходе блока с левого эксцентриситета на правый, линии входа и выхода масла меняются местами.

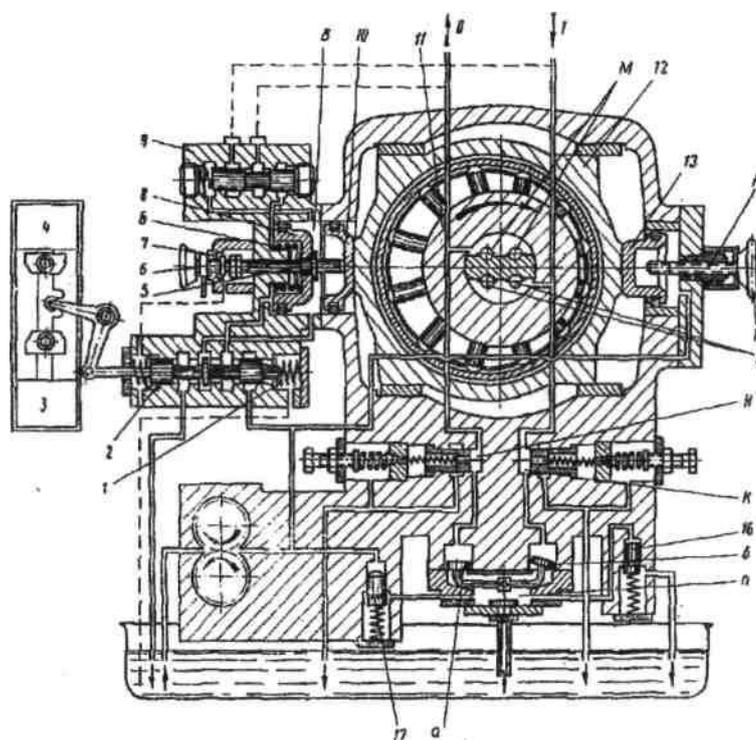


Рисунок 2.5. Схема насоса с электрогидравлическим механизмом управления

Масло под давлением в линии *К* отжимает клапан *б* в нижнее положение. При этом открывается клапан *а* и соединяет линию *Н* с полостью *П*. Избыток масла, подаваемый шестеренным насосом в полость *П*, поступает в полость поршневого насоса. При подаче поршневого насоса, превышающей этот избыток, в полости *П* возникает вакуум, вследствие чего всасывающий клапан открывается и недостающее количество масла всасывается из маслобака.

Поршневой насос типа НПМ может работать как по замкнутой схеме с пополнением утечек через коробку клапанов, так и открытой схеме со 100%-ным всасыванием масла из бака через коробку клапанов и всасывающий клапан, а так же полузамкнутой схеме с частичным всасыванием масла из бака.

2.1.2.4 Монтаж и эксплуатация

Монтаж поршневых насосов типа НП рекомендуется производить на крышке масляного бака, служащей фундаментной плитой насоса. Конструкция бака должна быть достаточно прочной, обеспечивать сохранение масла в чистоте и исключать возможность его загрязнения.

Перед присоединением труб проверить их чистоту. Всасывающие трубы не должны пропускать воздух. В качестве уплотнения стыков трубных фланцев применять кольца или шайбы из алюминия, меди или мягкой стали.

Вал электродвигателя присоединяется к приводному валу упругой муфтой. Привод от электродвигателя посредством зубчатой, клиноременной или других передач, создающих дополнительную нагрузку на подшипники, не разрешается.

В помещениях с температурой ниже 0°C масло необходимо предварительно подогреть до температуры не ниже $+10^{\circ}\text{C}$.

При первом пуске следует проверить, совпадает ли направление вращения вала с указательной стрелкой, имеющейся на передней крышке насоса.

Заполнить систему маслом тремя-четырьмя кратковременными включениями электродвигателя. Запускать насос нужно без нагрузки его давлением (на холостом ходу).

Для контроля рабочего давления масла на нагнетательном трубопроводе установить манометр со шкалой 25 МПа (для насосов на давление 10 МПа) и 40 МПа (для насосов на давление 20 МПа).

Предохранительные клапаны насоса проверить и настроить на давление с учетом кратковременной перегрузки. Регулировку клапанов на аварийное давление производить регулировочным винтом.

Изменение производительности насоса достигается соответствующим изменением его эксцентриситета, определяемого ходом поршней цилиндра управления и подпорного цилиндра. Величина смещения скользящего блока контролируется по указателю эксцентриситета.

Температура масла в баке во время работы должна быть не ниже 10 и не выше 50°C . Первую замену масла производить через три месяца после пуска насоса в эксплуатацию, а затем регулярно через каждые шесть

месяцев. Утечки возмещать добавлением свежего масла. Смазка всех частей насоса осуществляется циркулирующим маслом автоматически.

Емкость бака должна соответствовать не менее двухминутной производительности насоса.

2.2 Гидромоторы типа МР

Гидравлические моторы многоходовые радиальные (МР) применяются в тех случаях, когда, не прибегая к редукторам, на выходном рабочем органе можно при небольших скоростях вращения вала (10...200 об/мин) создавать большие крутящие моменты до 30 кНм и более. Они используются в приводах лебедок для выдвижения телескопических вышек, ключей для свинчивания-отвинчивания труб, установках для исследования скважин.

Гидромоторы работают на минеральном масле вязкостью 17-500 сСт при температуре 10-50°C. Они допускают реверсирование вращения путём изменения направления потока рабочей жидкости на входе в гидромотор.

Гидромоторы представляют собой конструкцию радиально-поршневого типа, многоходовую, с осевым распределением потока рабочей жидкости и имеют следующие исполнения (модификации):

- исполнение МР (основное), допускающее передачу крутящего момента через муфту с креплением на лапах;
- исполнение МР-Ф (основное) с фланцевым креплением;
- исполнение МР-У, допускающее дополнительную нагрузку вала изгибающим моментом и осевым усилием от узла передачи крутящего момента;
- исполнение МР-В с вращающимся корпусом, передающим крутящий момент;
- исполнение МР-Т с встроенным фрикционным тормозом;
- исполнение МР-Г с встроенным гидравлическим тормозом.

Различные исполнения имеют один и тот же принцип работы и конструктивно отличаются от основного исполнения МР только отдельными деталями и узлами.

Наибольшее применение получил гидромотор исполнения МР-Ф, схема которого представлена на рисунке 2.6.

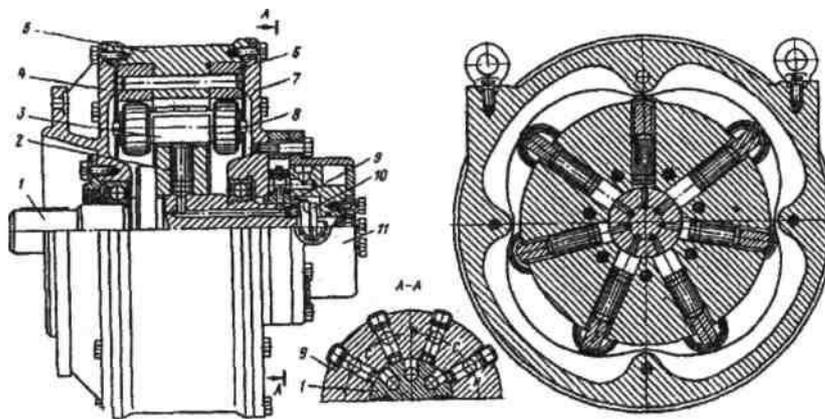


Рисунок 2.6. Гидромотор МР-Ф

Мотор состоит из корпуса 5, двух съемных копиров-направляющих 6, крышек 4 и 7, ротора с валом 1, опирающегося на шарикоподшипники. В расточках ротора помещены поршни 2 и траверсы 3 с роликовыми подшипниками 8. Передняя крышка 4 выполнена со специальным фланцем для крепления гидромотора при установке в агрегате. К крышке 7 крепится узел распределения 11, имеющий распределительную втулку 9 и фиксатор положения 10.

Гидромотор работает следующим образом. Рабочая жидкость через каналы в блоке распределения поступает в соответствующие каналы втулки 9 и далее по каналам вала направляется под поршни.

Поршни под давлением рабочей жидкости через траверсы и роликовые подшипники опираются на копиры и под действием тангенциальной силы вращают ротор с валом. При переходе подшипников траверс на сливной участок профиля копира распределительная втулка соединяет подпоршневое пространство со сливной линией и поршни, перемещаясь к оси мотора, вытесняют рабочую жидкость.

Исполнение гидромотора МР (рисунок 2.7) отличается отсутствием специального фланца на передней крышке и наличием лап для крепления к агрегату.

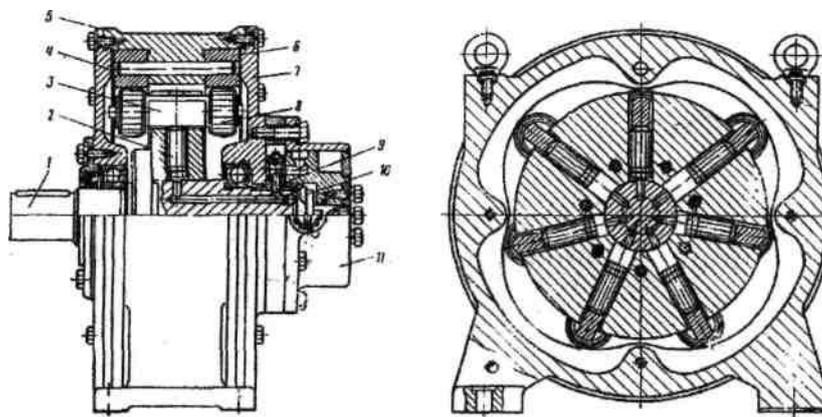


Рисунок 2.7. Схема гидромотора МР

Исполнение МР-В (рисунок 2.8) предусматривает передачу крутящего момента через корпус 5 гидромотора при неподвижном вале 1.

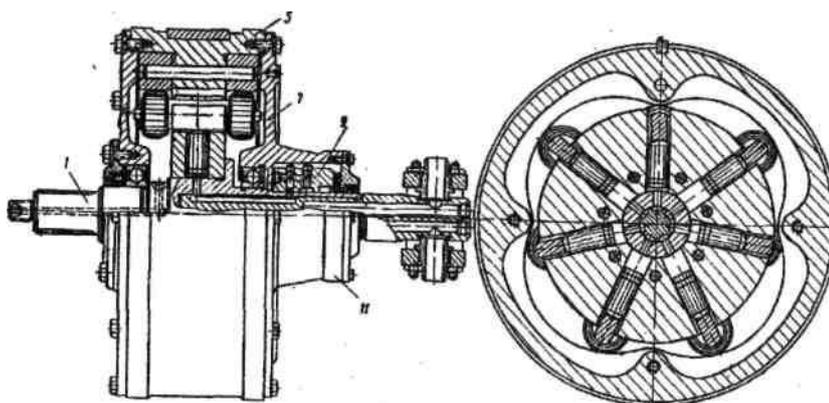


Рисунок 2.8. Гидромотор МР-В

В насосе изменены: наружная конфигурация корпуса, снабженного посадочными поверхностями и шпонкой, задняя крышка 7, обеспечивающая установку несколько видоизмененной распределительной втулки 9 и крышки 11 с уплотнением вала, и вал 1, через который осуществляется подвод и отвод рабочей жидкости от распределительной втулки, так как распределительный блок отсутствует.

Исполнение МР-У (рисунок 2.9) отличается видоизмененными крышками, передней 4 и задней 7, позволяющими установить более мощные роликовые подшипники для привода рабочей машины при

помощи ременной, зубчатой или другого вида передачи. Соответственно несколько изменена конфигурация вала 1.

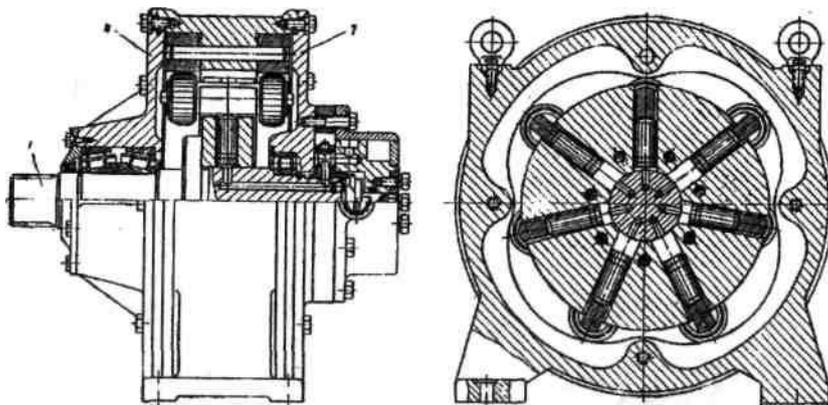


Рисунок 2.9. Гидромотор МР-У

Исполнение МР-Т (рисунок 2.10) отличается наличием встроенного тормозного фрикционного устройства для торможения гидромотора. В связи с этим изменена конструкция передней крышки 4, в которой встроено фрикционное тормозное устройство 12, прижимные пружины 13 и элементы гидравлического отжима 14 тормоза. Прижимные пружины рассчитаны на торможение при номинальном моменте. Управление гидравлическим отжимом независимое.

Исполнение МР-Г (рисунок 2.11) предусматривает установку тормозного гидравлического устройства (блока клапанов) 15, обеспечивающего плавное торможение при запирании рабочей жидкости внутри гидромотора. Это достигается дросселированием потока масла, поступающего из сливной магистрали.

Для установки этого устройства видоизменен распределительный блок 11, к которому крепится блок клапанов 15.

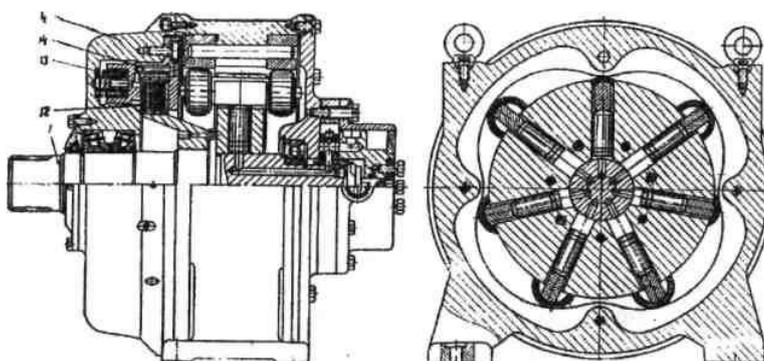


Рисунок 2.10. Гидромотор МР-Т

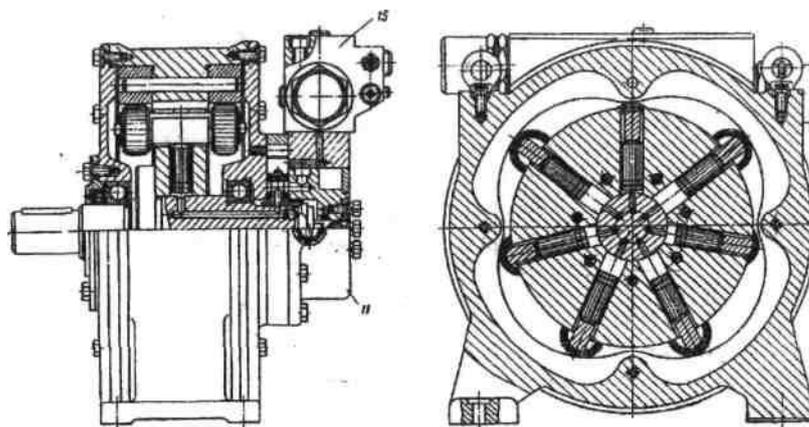


Рисунок 2.11. Гидромотор МР-Г

В обозначении гидромотора указываются его тип, рабочий объём и номинальное давление. Например, в обозначении МР-Ф-0,16/10: 0,16 - рабочий объём, $\text{дм}^3/\text{об}$; 10 - номинальное давление, МПа.

Задание. Определить фактическую (действительную) производительность (подачу) радиально-поршневого гидронасоса по данным, указанным в табл. 1.10.

Таблица 1.10

Номер варианта	Число циклов всасывания-нагнетания	Число рядов поршней	Число поршней в ряду	Диаметр поршня, мм	Эксцентриситет, мм	Частота вращения, об/мин	Объемный КПД
1	2	3	4	5	6	7	8
Гидронасосы однократного действия							
1	1	1	15	36	8	960	0,84
2	1	2	13	32	10	980	0,86
3	1	1	13	25	10	1000	0,88
4	1	2	11	20	8	1050	0,90
5	1	1	11	16	8	1100	0,92
6	1	2	9	12	10	1180	0,94
7	1	1	9	20	6	1200	0,95
8	1	2	7	10	6	1250	0,93
9	1	1	7	32	8	1300	0,91
10	1	2	5	36	8	1340	0,89
11	1	1	5	36	10	1400	0,87
12	1	2	7	25	10	1460	0,85
13	1	1	9	25	8	1500	0,84
14	1	2	15	20	10	1320	0,85
15	1	1	13	16	6	1200	0,87
Гидронасосы многократного действия							
16	6	1	11	30	20	650	0,85
17	6	1	9	25	18	600	0,88
18	6	1	7	20	16	660	0,9
19	5	1	13	16	10	1240	0,89
20	5	1	11	12	12	960	0,83
21	5	1	9	20	10	1020	0,85
22	4	1	17	10	8	1400	0,92
23	4	1	15	16	10	1500	0,95
24	4	1	13	25	16	1350	0,93
25	3	1	11	32	9	1280	0,92
26	3	1	9	36	8	1120	0,91
27	3	1	7	40	6	980	0,90
28	2	1	17	12	12	1000	0,88
29	2	1	15	10	10	940	0,89
30	2	1	13	20	12	1100	0,86

Контрольные вопросы

1. Какие гидромашины называют роторными радиально-поршневыми?
2. Какой принцип действия роторного радиально-поршневого насоса?
3. Какие функции выполняет цапфа в роторной радиально-поршневой машине?
4. Что применяют в роторных радиально-поршневых насосах при сферических головках поршней для улучшения условий смазки и снижения трения поршня о стенки цилиндра?
5. В чём заключается разгрузка от радиальных сил цапфы роторного радиально-поршневого насоса?
6. Как можно регулировать подачу роторного радиально-поршневого насоса?
7. Какими средствами снижают механическое трение в роторных радиально-поршневых гидромашинах?
8. Какие устройства применяют в роторных радиально-поршневых гидромашинах для разгрузки поршней от возникающих при работе тангенциальных сил?
9. Чем обеспечивается многократность действия роторной радиально-поршневой гидромашины?
10. Что дает увеличение кратности действия роторного радиально-поршневого гидравлического мотора?
11. От чего зависит величина крутящего момента гидромотора?
12. Чем можно изменять величину крутящего момента регулируемого роторного радиально-поршневого гидромотора?
13. Для чего служит в роторных радиально-поршневых насосах типа НПМ подпорный цилиндр?

14. Для чего в насосах типа НПМ предназначен механизм управления?
15. Чем регулируется величина перемещения скользящего блока в насосах НПМ?
16. Как лучше устанавливать насос типа НП по отношению к масляному баку?
17. С какой шкалой делений должен быть манометр на нагнетательном трубопроводе насоса с рабочим давлением ЮМПа?
18. Из какого материала могут быть изготовлены уплотнения стыков трубных фланцев?
19. В каких вариантах исполнений выпускаются гидромоторы типа МР?
20. Какова должна быть максимальная температура масла в баке во время работы гидромотора?
21. Что такое рабочий объём гидравлического мотора?