

РОТОРНЫЕ АКСИАЛЬНО-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 аксиально-поршневых гидравлических машин и умение их эксплуатации.

Решаемые задачи при достижении поставленной цели:

- изучить принцип действия роторных аксиально-поршневых гидромашин;
- изучить устройство роторных аксиально-поршневых гидромашин;
- изучить особенности эксплуатации роторных аксиально-поршневых гидромашин и области их применения.

В настоящее время большинство агрегатов для подземного и капитального ремонта скважин оснащены роторными аксиально-поршневыми насосами. Столь широкому их применению они обязаны многими достоинствами в сравнении с другими объёмными насосами. К их числу, прежде всего, следует отнести их экономичность, компактность, малая металлоёмкость на единицу выходной мощности, приемистость, малый момент инерции, коммуникабельность, надёжность в работе, возможность создавать высокое давление на выходе, бесступенчатость и простота регулирования подачи, возможность работать в режиме гидравлических моторов, большая высота всасывания. Именно этими достоинствами объясняется широкая распространённость роторных аксиально-поршневых насосов и гидромоторов на передвижных установках и агрегатах, работающих при больших и меняющихся выходных нагрузках.

Изучение устройств насосов и гидравлических моторов целесообразно начать, поняв принцип их действия. Поняв принцип действия, можно переходить к изучению общих для всех разновидностей насосов в них устройств, после чего приступают к рассмотрению машин в целом.

Чтобы разобраться в не совсем простых конструкциях насосов и гидромоторов, помимо изучения настоящих методических указаний и технической литературы, необходимо использовать натурные модели и плакаты, имеющиеся в лаборатории «Гидравлические машины и

компрессоры» кафедры «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности».

Самостоятельную проверку своих знаний об устройстве, принципе действия, особенностях эксплуатации роторных аксиально-поршневых насосов и гидравлических моторах студент может проверить по контрольным вопросам, имеющимся в конце настоящих методических указаний.

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 СВЕДЕНИЯ

1.1 Принцип действия насосов

Насосы с аксиальным или близким к аксиальному расположением цилиндров относительно оси вращения ротора и с пространственным механизмом передачи движения поршням, получили название роторных аксиально-поршневых насосов, или насосов с наклонным диском (шайбой).

Кинематической основой этих насосов является видоизмененный кривошипно-шатунный механизм (рисунок 1.1, а), схема которого отличается от схемы кривошипно-шатунного насоса с неподвижным цилиндром тем, что цилиндр 3 при повороте кривошипа 2 вокруг оси 1 совершает перемещения по вертикали (в плоскости чертежа), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя горизонтальное положение своей оси. Поршень же здесь перемещается в цилиндре (вдоль оси последнего) и одновременно по вертикали вместе с цилиндром.

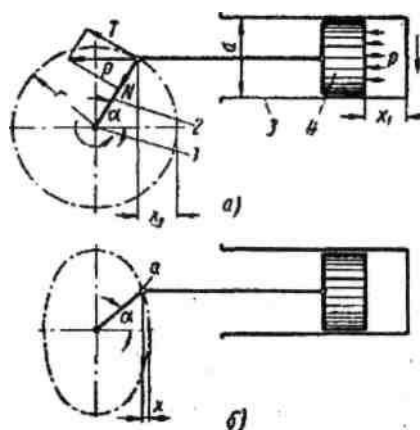


Рисунок 1.1. Кинематическая схема роторного аксиально-поршневого насоса

Перемещение поршня 4 за время поворота кривошипа 2 на угол α равно

$$x_1 = r - r \cdot \cos \alpha = r \cdot (1 - \cos \alpha),$$

где r - длина кривошипа.

Очевидно, что перемещение поршня при повороте кривошипа на угол $\alpha = 180^\circ$ составит:

$$x_1 = 2r$$

Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть вокруг вертикальной оси y относительно прежнего положения на некоторый угол β меньший 90° ($\beta = 70 - 80^\circ$). В этом случае схема превратится в пространственную, а, следовательно, цилиндр для сохранения прежней кинематики поршня (параллельности оси при повороте кривошипа) должен перемещаться в пространстве по следу проекции точки a внешнего конца кривошипа на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра (рисунок 1.1,6).

При этом ход поршня равен

$$x = x_1 \cdot \cos \beta = r \cdot (1 - \cos \alpha) \cdot \cos \beta.$$

Поскольку перемещение цилиндра по подобной траектории практически неосуществимо, эту траекторию заменяют окружностью, описанной радиусом z , внося тем самым при расчете по последней формуле некоторую неточность.

Взяв вместо одного несколько цилиндров, расположенных по кругу (подобно револьверному барабану) и заменив кривошип шайбой (диском) 5 (рисунок 1.2), ось которой наклонена относительно оси блока цилиндров 2 на угол $\gamma=90^\circ-\beta$, получим принципиальную схему рассматриваемого поршневого насоса.

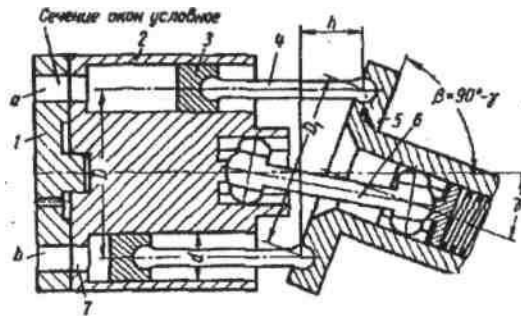


Рисунок 1.2. Схема насоса

Насос состоит из блока цилиндров (барабана) 2 с поршнями 3, связанными при помощи шатунов 4 с наклонной шайбой 5, угол наклона γ оси которой относительно оси блока цилиндров определяет величину хода поршней.

В рассматриваемой схеме подобных насосов блок цилиндров вращается вокруг своей оси, что упрощает распределение жидкости, которое обычно осуществляется через серпообразные окна a и b (рисунок 1.3; см. также рисунок 1.2), выполненные в опорно-распределительном диске 1 и (отверстия) каналы 7 блока цилиндров 2. В мертвых положениях поршней (соответствует положениям в плоскости чертежа) отверстия 8 каждого цилиндра перекрываются нижней и верхней разделительными перемычками, расположенными между распределительными окнами a и b , ширина s которых несколько превышает размер d_K канала 7 (3 на рисунке 1.3).

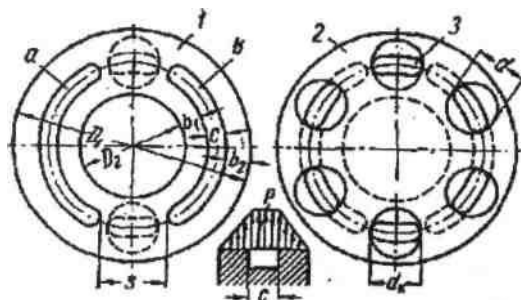


Рисунок 1.3. Распределитель жидкости

Применяются также насосы с цапфовым и клапанным распределением жидкости.

Приводной вал (и соответственно диск 5) связан с блоком цилиндров 2 при помощи кардана 6.

1.2 Общие конструктивные особенности

Большое многообразие существующих в настоящее время роторных аксиально-поршневых насосов можно разделить на отдельные группы, в которых каждому входящему в неё насосу принадлежит характерный конструктивный признак.

Из описания в п.1.1 принципа действия насосов, очевидно, что возвратно поступательное движение поршней при одновременном вращении блока цилиндров возможно лишь тогда, когда плоскости диска, исполняющего роль кривошипа, и торцевой поверхности блока со стороны диска находятся под углом друг к другу. Создание угла осуществляется или наклоном диска, или оси блока цилиндров к оси вращения диска. В первом случае насосы получили название насосов с наклонным диском (шайбой), во втором - с наклонным блоком цилиндров.

В регулируемых по подаче насосах с наклонным диском в фиксированном положении находится блок цилиндров, а изменяется угол наклона диска с помощью тех или иных механизмов. В насосах с наклонным блоком цилиндров для регулирования подачи изменяется угол наклона блока цилиндров при фиксированном положении диска перпендикулярно его оси вращения.

1.2.1 Связь цилиндрического блока с наклонным диском

1.2.1.1 Карданная связь

Во многих конструкциях аксиальных насосов цилиндрический блок связан с наклонным диском (шайбой) при помощи универсального шарнира (кардана) (см. рисунок 1.4).

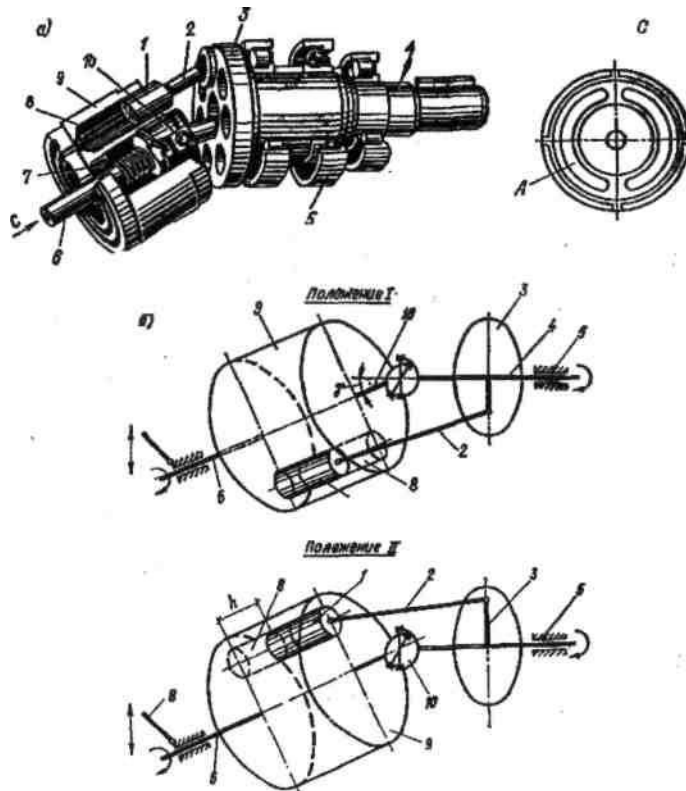


Рисунок 1.4. Аксиально-поршневой насос с универсальным шарниром:

1 - поршень; 2 - шатун; 3 - диск; 4 - вал насоса; 5 - подшипники; 6 - вал блока цилиндров; 7 - подшипники; 8 - цилиндрическая полость; 9 - поршневой блок; 10 - универсальный шарнир (кардан); А - серповидные окна.

В представленной на рисунке 1.4 схеме диск выполнен заодно с валом насоса.

Угловые скорости ведущего (вал насоса) ω_1 и ведомого (цилиндровый блок) ω_2 валов при применении шарнира связаны зависимостью

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha}$$

где γ - угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбы; α - текущее значение угла поворота ведущего вала.

Коэффициент неравномерности при передаче движения этим шарниром находится по выражению

$$\sigma_{\omega} = \frac{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min}}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)} = \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \gamma$$

Подсчеты показывают, что коэффициент неравномерности при $\gamma=30^\circ$ составляет $\sigma_\omega = 0,29$.

Вследствие указанной неравномерности вращения ведомого вала повышается неравномерность подачи насоса, а также развиваются ускорения, сопровождающиеся динамическими нагрузками и вибрациями, поэтому при проектировании насосов с подобным шарнирным приводом приходится ограничивать угол γ и скорость вращения вала.

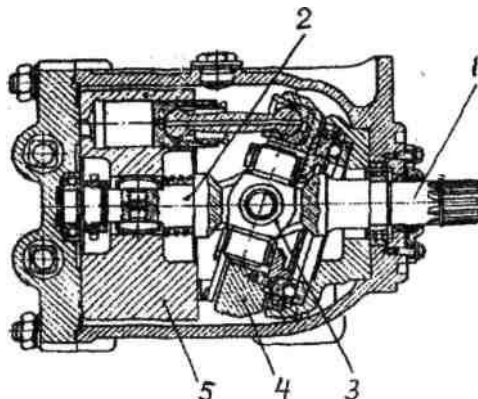


Рисунок 1.5. Вариант насоса с силовым одинарным карданом

Для выравнивания текущих угловых скоростей ведомого (цилиндрического блока) a и ведущего b валов применяют насосы с двойным универсальным шарниром (карданом) с двумя центрами качения. Входное и выходное звенья в них соединяются так, чтобы ось промежуточного шарнирного звена c (рисунок 1.6) образовывала с ними одинаковые углы $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma/2$ (где γ – угол между осями ведущего и ведомого валов), а оси их шарниров были параллельны и лежали в одной плоскости.

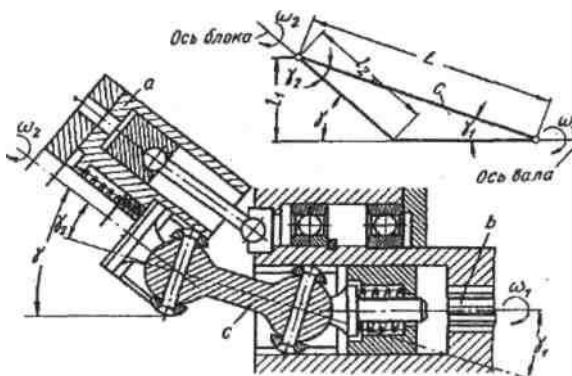


Рисунок 1.6. Конструктивная и расчётная схемы двойного кардана

В этом случае «искажение» скорости в одном из шарниров практически компенсируется таким же «искажением», но с обратным знаком во втором

шарнире, в результате чего ведомый вал (цилиндровый блок) будет вращаться почти с той же угловой скоростью, что и ведущий вал (вал насоса). Асинхронность таких карданов периодически изменяется по углу поворота α ведущего кардана, становясь равной нулю при $\alpha = 0; 90; 180^\circ$ и т. д.

Связь между текущими углами поворота вала α_1 и блока α_2 выражается (рисунок 1.6) так:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$$

где $\alpha_2 = \omega_2 t$ - угол поворота цилиндрического блока;

$\alpha_1 = \omega_1 t$ - угол поворота приводного вала;

ω_1 - угловая скорость вращения вала.

Поскольку при наличии большой разницы в текущих углах поворота ведущего (α_1) и ведомого (α_2) валов ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) и ($\omega_1 \neq \omega_2$) возникают дополнительные силы в шарнирном узле привода, а также дополнительные пульсации давления, необходимо выдержать условие $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma / 2$, при котором будут обеспечены примерные равенства $\alpha_1 \approx \alpha_2$ и $\omega_1 \approx \omega_2$.

1.2.1.2 Бескарданная связь

Универсальный шарнир (кардан) сложен в изготовлении и одновременно является наиболее уязвимым узлом насоса. Кроме того, при применении его увеличиваются габариты насоса. Поэтому широкое распространение получили насосы (гидромоторы) с бескарданной связью (с несиловым карданом) цилиндрического блока с наклонной шайбой (рисунки 1.7, 1.8). Применение бескарданного механизма позволило уменьшить диаметр цилиндрического блока, а также улучшить вибрационные характеристики насоса. Кроме того, механизм бескарданной схемы более прост в изготовлении.

Опорные поверхности распределителя в бескарданных насосах обычно выполняют в виде сферы.

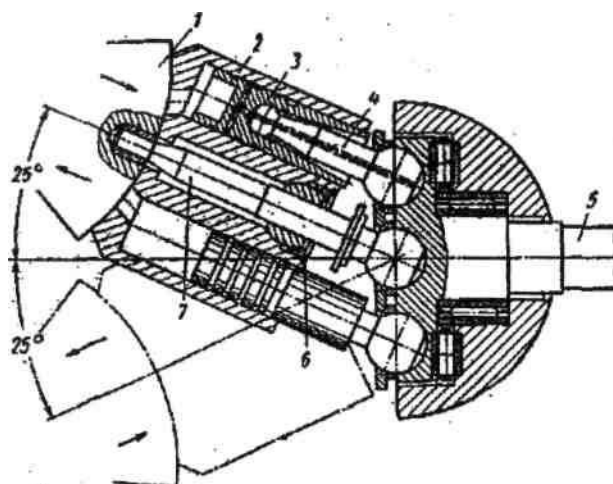


Рисунок 1.7. Схема бескарданного насоса

Центрирование блока 2 (рисунок 1.7) относительно распределительного золотника 1, а также начальный прижим к нему блока осуществляется центральным пальцем 7 и пружиной 6. Крутящий момент от вала 5 к блоку 2 передается от наклонной шайбы через юбки поршней 3 и поршневые штоки (шатуны).

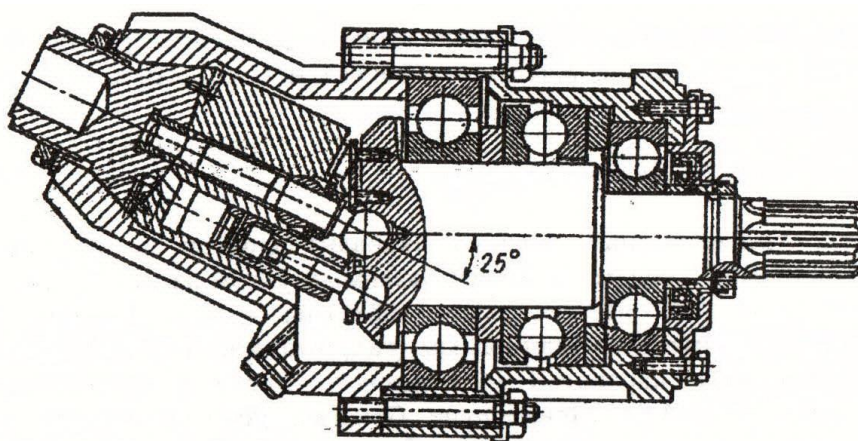


Рисунок 1.8. Конструкция бескарданного насоса

При повороте вала из нейтрального положения на некоторый угол поршневой шток (шатун) 4 приходит в контакт с юбкой поршня 3 и при дальнейшем повороте приводит в движение блок цилиндров (рисунок 1.9).

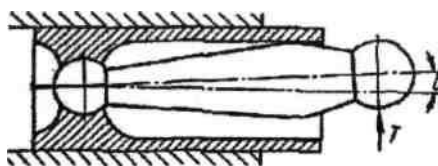


Рисунок 1.9. Схема цилиндропоршневого узла

Ввиду небольшого угла между осью шатуна и осью поршня, характер движения последнего в цилиндре может быть выражен теми же

зависимостями, что и насосов с карданной связью, а, следовательно, кинематика и динамика поршня сохранились теми же, что и в механике с двойным силовым карданом.

Применение сферической поверхности распределителя и центрирующего пальца позволило устранить опорный подшипник в блоке и обеспечить свободу его самоустановки относительно распределительного золотника, необходимую для компенсации возможных производственных неточностей.

В рассматриваемой бескарданной схеме насоса имеет место некоторая разность между углами поворота вала и блока, обусловленная кинематикой ведения блока и зависящая от угла наклона вала (шайбы) относительно блока. Последнее вызвано тем, что при вращении центров (осей) шаровых заделок штока в поршне и в наклонной шайбе (валу), они описывают окружности в плоскостях, расположенных одна относительно другой под углом δ , причем центр заделки шарнира в шайбе вала описывает окружность в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Ось поршня (цилиндра) образует при вращении блока цилиндрическую поверхность, ось которой совпадает с осью блока.

Если ведение блока осуществить одним штоком, то ось последнего при непрерывном контакте с поверхностью юбки при вращении блока образует угол 2δ при вершине (см. рисунок 1.9).

Вследствие свободного (люфтового) перемещения шатуна в юбке поршня будут наблюдаться при реверсе удары, вследствие чего исключается возможность выполнения реверсивных машин, и в частности, гидромоторов этого типа.

Для устранения ударов при реверсе необходимо, чтобы шатуны каждого поршня постоянно контактировали с конической поверхностью юбки поршня, обкатываясь по ней вне зависимости от направления вращения гидромашины. Для обеспечения этого угол наклона конической поверхности юбки поршня должен быть равным углу наклона оси шатуна относительно

оси поршня. Должна быть обеспечена также соответствующая точность изготовления. В общем случае для предотвращения удара при остановках и изменении направления вращения (реверсах) гидромашины должен быть устранен или сведен к минимуму люфт между приводным валом (шайбой) и блоком цилиндров. Однако практически наличие этих люфтов неизбежно, а следовательно, неизбежно некоторое отставание блока от ведущего вала, ввиду чего при смене ведущих штоков может наблюдаться удар их о поршни.

Для уменьшения люфта необходимо стремиться к устранению или возможно малому значению угла δ . Однако одновременно с этим для избегания возможности заклинивания штоков в поршне должна быть обеспечена некоторая минимальная величина этого угла.

Отставание (люфт) блока цилиндров от вала в нереверсивных машинах снижают часто путем смещения (поворачивания) распределителя на некоторый угол, равный или больше угла рассогласования (асинхронности).

Необходимо также обеспечить прочность штоков и юбок поршней, находящихся под действием тангенциальной силы T , соответствующей приводному моменту, в частности, должна быть обеспечена необходимая заделка поршней в цилиндрах.

Возможность ударов штоков о поршни и большие нагрузки на штоки и юбки поршней являются основными недостатками рассмотренной схемы ведения блока через поршни. Эти насосы не пригодны для работы при больших (> 3000 об/мин) числах оборотов. С этой точки зрения они уступают насосам с двойным карданом.

1.2.1.3 Связь с помощью пружин

Возможность повышения скоростей и давлений в насосах с шатунным приводом ограничена устойчивостью против вибраций и прочностью узлов этого привода, в частности, значением удельного давления в сферической опоре шатуна в теле поршня. Это ограничение может быть устранено, если передать усилия поршней на наклонную шайбу через какой-либо промежуточный элемент. В соответствии с этим в системах с высокими

давлениями получают распространение бесшатунные насосы и гидромоторы, роль кривошипа в которых выполняет наклонная шайба (диск).

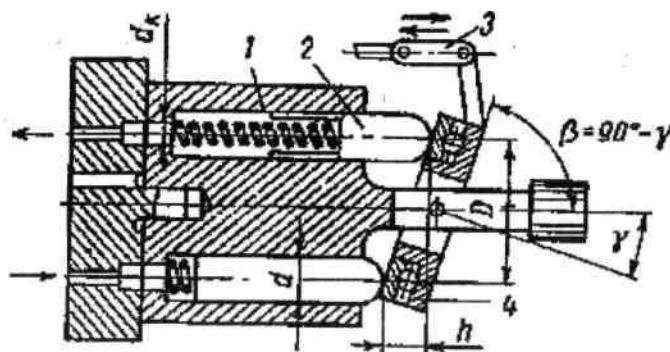


Рисунок 1.10. Схема бесшатунного роторного аксиально-поршневого насоса

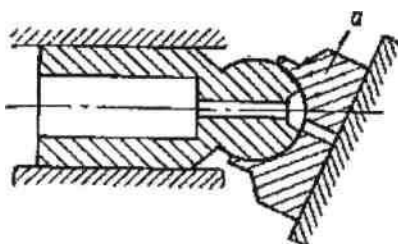


Рисунок 1.11. Схема плунжера и башмака с гидростатической разгрузкой

В насосе, схема которого представлена на рисунке 1.10, отсутствует как карданная, так и шатунная связь наклонного диска с поршневым блоком. Поршни насоса выполнены в виде плунжеров 2, связанных с наклонным диском 4 при помощи пружин 1, которые опираются о диск своими сферическими концами или через промежуточный башмак *a* (рисунок 1.11).

Применение этого башмака позволяет снизить контактное давление по стыку плунжера с шайбой.

Характерной особенностью рассмотренных машин являются значительные силы трения плунжера о стенки цилиндра, величина радиальной составляющей силы при этом достигает 30% от осевой силы гидростатического давления жидкости.

Чтобы облегчить перемещение плунжера насоса при ходе всасывания, оси цилиндров обычно располагают под углом $\varphi = 12 - 15^\circ$ к оси цилиндрического блока, вследствие чего плунжеры при вращении цилиндрического ротора выталкиваются из цилиндров не только усилиями пружины, но и центробежной силой. При наклонном расположении цилиндров упрощается

также компоновка насоса и увеличивается при прочих равных условиях ход плунжеров, однако он будет менее равномерным по углу поворота цилиндрического блока, чем при параллельном расположении цилиндров.

Принципиальная схема такого насоса представлена на рисунке 1.12.

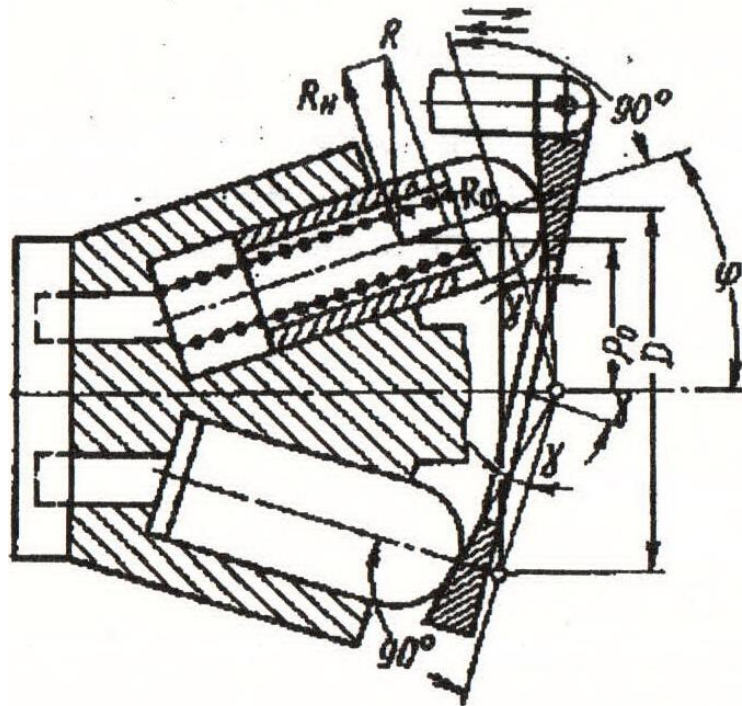


Рисунок 1.12. Насос с наклонными цилиндрами

В этом насосе использованы элементы радиального и аксиального поршневых насосов. Беговой дорожке наклонной шайбы обычно придают коническую форму с таким углом конусности, чтобы при $\gamma = 0$ эта дорожка была перпендикулярна осям плунжеров.

Центробежная сила в подобном насосе будет способствовать поддержанию контакта плунжеров с наклонной шайбой, разгружая тем самым ведущие пружины.

Центробежную силу R инерции плунжера можно вычислить из выражения (рисунок 1.12)

$$R = m \rho \omega^2 = m(\rho - \sin \varphi) \omega^2$$

где ρ - переменное расстояние между осью вращения цилиндрического блока и центром тяжести плунжера; для верхнего мертвого положения цилиндра значение ρ будет максимальным ($\rho = \rho_0$) и для нижнего - минимальным;

φ - угол наклона оси цилиндра к оси цилиндрического блока. Силу R можно разложить на составляющие: R_n нормальную к оси цилиндра и R_o аксиальную (осевую), которая, складываясь с усилием пружины, способствует ведению плунжера.

$$R_0 = R \sin \varphi.$$

В общем виде рабочий объём q роторно-поршневых насосов определяется произведением площади поршня на величину его хода за один оборот вала и число цилиндров:

где d - диаметр поршня; h - ход поршня; z - число цилиндров в блоке.

$$Q = q n \eta_o$$

где n - частота вращения вала; η_0 - объёмный КПД.

Для упрощения расчёта хода поршня допускаем, что оси шатунов и поршней совпадают и шатуны перемещаются параллельно самим себе, а центры их внешних шарниров описывают окружность вокруг оси блока цилиндров (рисунок 1.13).

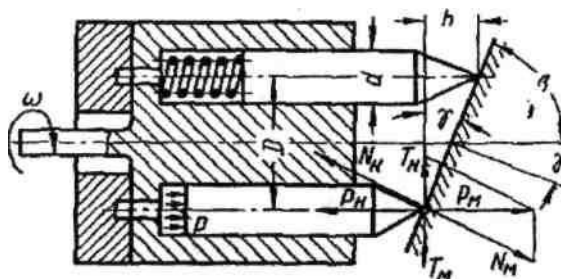


Рисунок 1.13. Расчётная схема

Из расчётной схемы следует, что проекция линии, соединяющей центры точек касания плунжера и наклонной опорной поверхности (диска) на

плоскость, перпендикулярную оси вращения блока цилиндров, является окружностью. Для рассматриваемой расчётной схемы ход поршня равен

$$h = D \operatorname{tg} \gamma$$

С учётом этого формула расчета подачи принимает вид

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \gamma z n \eta_0$$

Из формулы очевидно, что подачу насоса можно регулировать изменением угла наклона цилиндрического блока или диска.

Так в насосе, представленном на рисунке 1.10, с помощью тяги 3 изменяется угол γ наклона диска, а следовательно изменяется и подача насоса от нуля до максимума. В вертикальном положении диска ($\gamma = 0$) ход плунжеров будет равен нулю. Максимальный угол наклона оси диска к оси вала не превышает 20-25°. Увеличение этого угла сопровождается ростом боковой силы, прижимающей поршень к стенке цилиндра.

Применяемый метод изменением угла наклона диска или блока цилиндров позволяет не только экономично и бесступенчато регулировать подачу насоса, но реверсировать поток жидкости, если угол наклона изменить на отрицательный, т.е. наклонить его влево (по схеме на рисунке 1.10).

Во многих случаях осуществляют автоматическое регулирование расхода в зависимости от давления жидкости. Для этого жидкость из нагнетательной полости насоса подводится в цилиндр *a* (рисунок 1.14), регулирующего устройства, поршень которого с одной стороны (противоположной той, на которую действует давление жидкости) нагружен пружиной. При известной величине давление жидкости преодолевает усилие пружины, в результате поршень перемещается, уменьшая при этом угол γ наклона диска насоса.

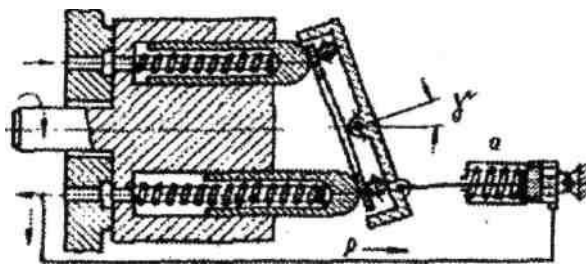


Рисунок 1.14. Схема насоса с автоматическим регулированием подачи

Поворот блока цилиндров b насоса, схема которого представлена на рисунке 1.15, a , осуществляется на цапфах a , через которые подводится жидкость к блоку цилиндров и отводится от него.

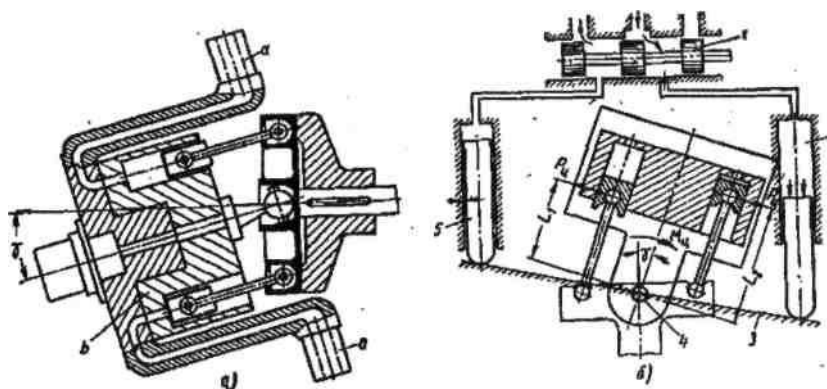


Рисунок 1.15. Схемы роторного аксиально-поршневого насоса и механизма поворота блока цилиндров

На рисунке 1.15, $б$ представлена гидравлическая схема механизма поворота блока насоса. При смещении (ручном или автоматическом) плунжера 1 жидкость поступает в один из силовых цилиндров 2 или 5, поршни которых через коромысло 3 осуществляют поворот люльки 4 насоса, несущей блок.

Момент сопротивления при повороте люльки определяется суммой моментов сил давления жидкости на поршни насоса и сил трения в подвижных его деталях, центробежной силы подвижных деталей поршневой группы, сил инерции масс, обусловленных ускорениями, а также момента, обусловленного вязким трением при движении в жидкостной среде частей, связанных с люлькой. Момент от сил давления жидкости на поршни имеет знакопеременный характер. По своей величине он не превышает 1...2% общего момента на люльке, ввиду чего им обычно пренебрегают. Момент вязкого и

механического трения зависит от различных факторов (характеристики и давления жидкости, качества изготовления деталей и др.).

При расчете следует также учесть, что поскольку при γ не равного нулю значение плеч $L_2 > L_1$, результирующий момент $M_{\text{ц}}$ от центробежных сил $P_{\text{ц}}$ поршней и шатунов действует в сторону увеличения угла γ наклона люльки.

2 НАСОС - МОТОРЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ГИДРОПРИВОДАХ НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В агрегатах для подземного и капитального ремонта скважин, в гидравлических приводах ключей для проведения монтажно-демонтажных промышленных работ, в механизмах подъёма и перемещения буровых установок применяются насосы и насос - моторы типа 310, МГП и НА.

2.1 Насос - моторы типа 310

2.1.1 Устройство насоса - мотора

Аксиальная гидравлическая машина типа 310 с наклонным блоком, используемая в качестве насоса или мотора представлена на рисунке 2.1.

Гидромашина состоит из качающего узла, установленного в корпусе 7, зафиксированного стопорным кольцом 4 и крышкой 17 с резиновым кольцом 16.

Качающий узел состоит из вала 1, опирающегося на подшипники 6 и 8, семи поршней 11 с шатунами 10 и одного шипа 9, установленных в блок цилиндров 13, который по сферической поверхности контактирует с распределителем 14. Со стороны вала 1 гидромашина закрывается крышкой 2, уплотненной резиновым кольцом 5 с манжетой 3.

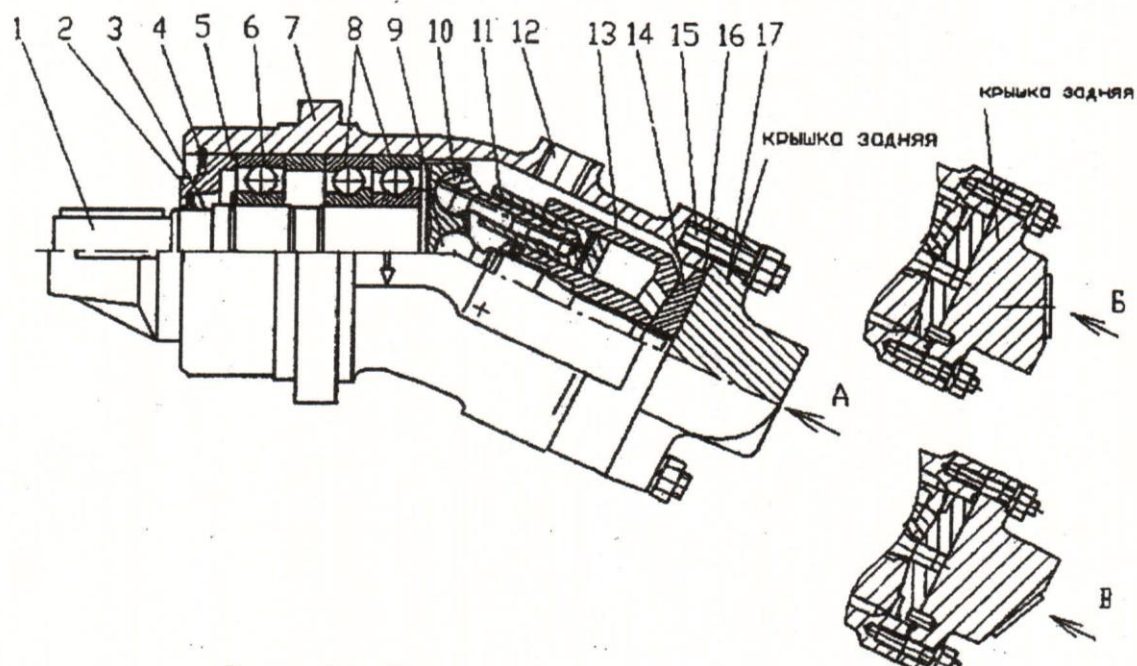


Рисунок 2.1. Насос (мотор) с шариковыми радиально-упорными подшипниками

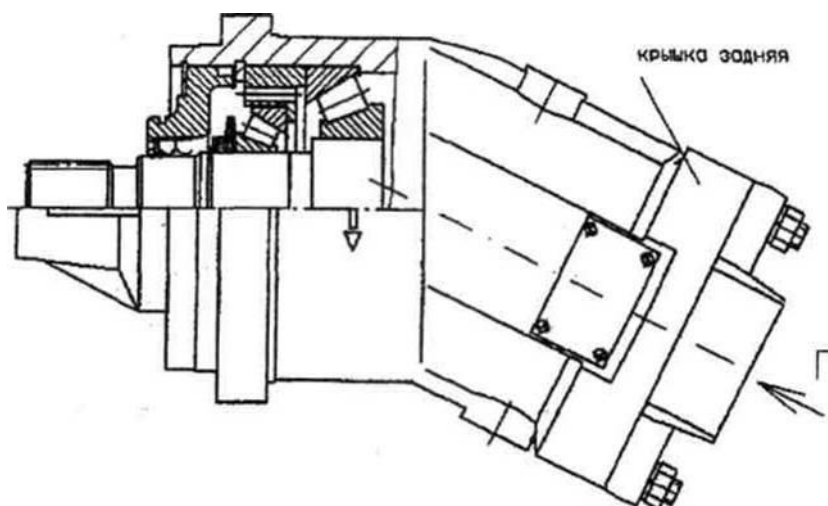


Рисунок 2.2. Насос (мотор) с роликовыми коническими подшипниками

Гидромашины изготавливаются со шлицевыми и шпоночными валами, левого и правого вращения, с различными вариантами исполнения задней крышки. Исполнение насоса (мотора) может быть как с шариковыми радиально-упорными подшипниками качения (рисунок 2.1), так и с роликовыми коническими подшипниками (рисунок 2.2).

Обозначение насосов и гидромоторов производится в соответствии со структурной схемой, приведенной на рисунке 2.3.

310

Гидромашины с наклонным блоком нерегулируемые

Модель 0, 1, 2, 3, 4 *

Рабочий объем, см³:
12, 28, 45, 56, 80, 112, 160, 250

Монтажный фланец

4 отв. ISO 3019/2

0

2 отв.

1

У1

Климатическое

Э

исполнение

ХЛ1

Т1

Подсоединение и направление трубопроводов

0	2 резьбовых на торце (отвод под 25° к оси вала)
1	2 резьбовых на торце (отвод параллельно оси вала)
2	2 резьбовых на торце (отвод под 50° к оси вала)
3	2 резьбовых по бокам 2 резьбовых на торце
4	1 резьбовое в сторону 1 фланец на торце
5	1 резьбовое в сторону 1 резьбовое на торце
6	2 фланца на торце
7	1 фланец в сторону 1 фланец на торце
8	2 фланца по бокам
9	2 резьбовых по бокам

Клапан:

0	отсутствует
1	регулируемый предохранительный (слева)
2	регулируемый предохранительный (справа)
3	нерегулируемый предохранительный (слева)
4	нерегулируемый предохранительный (справа)
5	пристыкован БОПК
6	Пристыкован блок обратно-предохранительных и промывочных клапанов

Гидро-машина	Направление вращения вала	Исполнение вала	
гидромотор	реверсивное	шлицевое	0**
гидромотор	реверсивное	шпоночное	1
гидромотор	реверсивное	вал-шестерня	2
насос	правое	шлицевое	3**
насос	левое	шлицевое	4**
насос	правое	шпоночное	5
насос	левое	шпоночное	6
гидромотор	реверсивное	шлицевое	7***
насос	правое	шлицевое	8***
насос	левое	шлицевое	9***

* - 310.56, 310.112 – изделия ранних выпусков (размеры согласно дополнения к РЭ);
 - 310.2.56, 310.2.112 – изделия с шарикоподшипниками в опорах качающего узла (размеры согласно дополнения к РЭ);
 - 310.3. ... – изделия с коническими подшипниками в опорах качающего узла;
 - 310.4. ... – изделия с биметаллическим блоком цилиндров
 ** - 0, 3, 4 – исполнение вала со шлицами по ГОСТ 6033-51 для изделий 310.2.28, а для изделий с другими объемами по ГОСТ 6033-80;
 *** - 7, 8, 9 – исполнение вала со шлицами по ГОСТ 6033-80 только для изделий 310.2.28.

Рисунок 2.3. Структурная схема обозначения нерегулируемых насосов и гидромоторов типа 310

2.1.2 Принцип действия насоса

При работе вал 1 насоса (рисунок 2.1) приводится во вращение от двигателя. Поршни 11, установленные в блоке цилиндров 13, вращаются вокруг оси блока и одновременно совершают возвратно-поступательное движение, при этом за одну половину оборота вала поршень всасывает рабочую жидкость в цилиндр через отверстие S в крышке 17, окно

распределителя 14 и отверстие в днище цилиндра. Далее за вторую половину оборота вала поршень вытесняет из цилиндра жидкость через отверстие в днище, окно распределителя и через отверстие *A* в крышке 17 в гидросистему. Отверстия *S* и *A* указываются на крышке насоса.

2.1.3 Принцип действия гидромотора

На крышке гидромотора указаны буквами *A* и *B* отверстия к которым присоединяются трубопроводы.

Рабочая жидкость, нагнетаемая из гидросистемы через отверстие *A* или *B*, в зависимости от направления вращения вала, в крышке 17 (рисунок 2.1) и через окно распределителя 14 поступает в блок цилиндров 13 и приводит в движение поршни 11. Поршни передают усилие на сферический шарнир 10. Так как оси вала 1 и блока цилиндров 13 находятся под углом, сила в шарнире 10 раскладывается на осевую и тангенциальную составляющие.

Осевая нагрузка воспринимается радиально-упорными подшипниками 6 и 8, а тангенциальная создает крутящий момент на валу гидромотора.

Величина момента и частота вращения вала гидромотора определяются рабочим объемом гидромотора, давлением и количеством подводимой рабочей жидкости.

2.1.4 Рабочая жидкость

Нормальная работа гидромашины может быть обеспечена при использовании рабочей жидкости (масла), характеристика которой соответствуют значениям, приведенным в таблице 2.1.

Для насосов и моторов типа 310 рекомендуются масла: МГЕ-46-В ТУ 38 001347-83, СДМ-15 ТУ 0253-001-49319233-02, ВМГЗ ТУ 38 101479-86, АМГ-10 ГОСТ 6794-75. Масло АМГ-10 используется только в случаях эксплуатации гидромашины в условиях особо сурового климата.

Необходимо помнить, что категорически запрещается смешивать масла разных марок. При необходимости возможна замена одного масла другим, схожим по параметрам, указанным в таблице и рекомендуемым для этих

целей заводом - изготовителем. Так, например, маслу МГЕ-46-В ТУ38.001347-83 заменой может служить масло И-30А ГОСТ20799-88.

Таблица 2.1 - Характеристика рабочей жидкости

Наименование параметра	Значение
Класс чистоты по ГОСТ 17216	12
Кинематическая вязкость, мм ² /с (сСт)	
- оптимальная	20-35
- максимальная пусковая	1500
- минимальная кратковременная	10
Тонкость фильтрации (номинальная), мкм	25
Температура эксплуатации, °С	+75 -40
- максимальная	
- минимальная	

2.1.5 Подготовка гидромашины к использованию

При монтаже гидромашины необходимо соблюдать требования ГОСТ 13823-78, а также требования к фланцевым соединениям ГОСТ 19535-74 и требования безопасности,

При этом необходимо проверить, чтобы:

- смещение осей соединяемых валов было не более 0,1 мм;
- неплоскостность монтажных поверхностей не превышала 0,05 мм;
- шероховатость монтажной поверхности была не более $R_a=2.5$ мкм.

Расконсервацию насоса (мотора) следует производить не более чем за 12 ч до установки его в гидросистему. Перед монтажом необходимо удалить консервант с наружных поверхностей, снять транспортные заглушки и слить жидкость из внутренних полостей, повернув вал на 2-3 оборота.

Соединение вала гидромашины с валом приводного или приводимого устройства должно осуществляться через упругую муфту в соответствии с ГОСТ 21424-75. Использование устройства других типов, передающих

крутящий момент, допускается после согласования с заводом - изготовителем.

Муфту (шестерню или шкив) насаживать только с помощью болта и резьбового отверстия в приводном валу. Запрещается насаживать муфту ударами. Производя осевую затяжку и контровку болта, следует выдерживать размеры, указанные на рисунке 2.4.

При открытом монтаже вала гидромашины рекомендуется дополнительная защита манжетного уплотнения от попадания грязи и пыли.

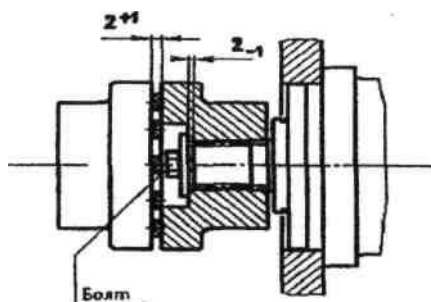


Рисунок 2.4. Монтаж муфты

Поскольку насос или гидромотор используются как главные машины общей гидросистемы, например, в гидроприводе, то на их качественную и надежную работу влияет и общее состояние данной гидросистемы.

Требования к гидравлическим системам

Гидравлическая система машины, на которой устанавливается насос, или гидромотор, должна соответствовать требованиям ГОСТ17411-91 ГОСТ 13823-78 и ГОСТ 12.2.086-83.

Гидросистема должна иметь приборы для контроля температуры масла в баке, давления во входной и выходной магистралях гидромашины..

Гидросистема должна исключать разряжение в рабочих полостях гидромашины более $0,2 \text{ кгс/см}^2$ ($P_{\text{абс}} = 0,8 \text{ кгс/см}^2$) на любых режимах.

Требования к трубопроводам сводятся к следующему.

Сечение напорного и всасывающего трубопроводов не рекомендуется принимать меньше площади соответствующих отверстий гидромашины.

Всасывающий трубопровод должен быть по возможности коротким, без изгибов и иметь условный проход, обеспечивающий абсолютное

давление на входе в насос не менее $0,7 \text{ кгс/см}^2$. Установка фильтра на линии всасывания (без подпитки) не допускается.

Каждый трубопровод следует проверить на герметичность статическим давлением рабочей жидкости, равным $1,6 p_{\text{max}}$ ($=50 \text{ МПа}$) в течение 5 мин.

Корпус гидромашины должен быть соединен с баком дренажным трубопроводом с условным проходом не менее 6 мм для гидромашин с рабочим объемом 12 см^3 , 10 мм - для объемов 28, 45, 55, 56, 80, 107 и 112 см^3 и 12 мм - для объемов 160 и 250 см^3 .

2.1.6 Эксплуатация гидромашины

Перед началом работы насоса (мотора) необходимо:

- проверить затяжку резьбовых соединений;
- залить масло в гидросистему через заправочное устройство с фильтрами, обеспечивающими тонкость фильтрации 25 мкм ;
- проверить уровень рабочей жидкости в баке;
- заполнить полость гидромашины рабочей жидкостью;
- произвести пробный пуск без нагрузки и прогреть масло холостым перемещением рабочего органа при частоте вращения вала от 700 до 900 об./мин.

Во время работы необходимо следить за:

- отсутствием стуков в машине;
- уровнем рабочей жидкости в баке;
- температурой рабочей жидкости;
- давлением в гидросистеме;
- герметичностью всех соединений.

При работе следует избегать режимов с частыми перегрузками. Время работы гидромашины (насоса или мотора) при давлении 35 МПа в рекомендуемом диапазоне температур рабочей жидкости не должно превышать 10-12с с интервалом не менее 10 мин.

Роторная аксиально-поршневая гидромашинa представляет собой сложный, высокоточный механизм, поэтому неисправности, связанные с

заменой или ремонтом её узлов могут быть устранены только специализированными ремонтными предприятиями или изготовителем.

Возможные неисправности насоса или гидромотора, приведенные в таблице 2.2, могут быть устранены, не прибегая к помощи специализированных сторонних организаций. Так, например, из указанных в таблице 2.2 внешних проявлений, как течь рабочей жидкости по валу, происходит по причине повреждения манжетного уплотнения, которое легко заменить в местных условиях.

Для замены манжеты необходимо:

- снять с рабочего места насос (мотор), используя отверстие на квадратном фланце (со стороны вала) и слить масло;
- установить насос (мотор) в вертикальное положение валом вверх, удалить стопорное кольцо 4 (рисунок 2.1) и вынуть крышку 2 из корпуса 7;
- извлечь из корпуса крышки 2 отработавшую резиновую манжету 3 и вложить новую, предварительно смазав её маслом;
- одеть на шлицевой конец вала конусную втулку для предохранения кромки манжеты и установить крышку на место;
- установить стопорное кольцо 4;
- установить насос (мотор) на рабочее место;
- после первого пуска проверить состояние нового уплотнения.

Таблица 2.2 - Возможные неисправности

Внешнее проявление неисправности	Возможная причина	Указание по устранению
Работа гидросистемы сопровождается повышенным уровнем шума	Не закреплены трубопроводы и шланги в гидросистеме	Закрепить скобами трубопроводы с установкой резиновых прокладок и выпустить воздух из системы

Вспенивается рабочая жидкость, повышенный шум насоса на максимальной подаче	Сильное разрежение на входе в насос. Подсос воздуха во всасывающем трубопроводе • Недостаточен уровень рабочей жидкости в баке.	Увеличить диаметр всасывающего трубопровода. Устранить негерметичность. Долить в бак рабочую жидкость
Течь рабочей жидкости по валу гидромашины	Повреждение манжетного уплотнения по причине: - засорен или поврежден дренажный трубопровод; - нарушены требования монтажа гидромашины	Заменить манжетное уплотнение. Заменить дренажный трубопровод. Устранить перекос или несоосность валов

Описанные выше требования к рабочей жидкости, подготовка гидромашин типа 310 к использованию, их эксплуатация и возможные неисправности являются, в основном, общими и для других типов аксиальных роторно-поршневых насосов и гидравлических моторов.

2.2 Регулируемый насос-мотор МГП 112/32

В обозначении МГП 112/32 следует: М - насос- мотор; Г - гидравлическая настройка рабочего объёма; П - пропорциональное регулирование параметров; 112 - номинальный рабочий объём, см³; 32 - номинальное давление, МПа.

Далее в марке насоса могут указываться дополнительные обозначения вида климатического исполнения и категории размещения по ГОСТ 15150-90. Например, при обозначении МРП 112/32 У1:

У - для районов с умеренным климатом; 1 - категория размещения.

Устройство насоса (мотора) и принцип действия представлены и описаны в п. 1.2.1.2. Изменение подачи насоса или частоту вращения вала гидравлического мотора осуществляется изменением угла наклона блока цилиндров с помощью гидравлического привода. Такой привод позволяет изменять момент и частоту вращения вала гидромотора пропорционально сигналу оператора.

На рисунке 2.5 представлен насос-мотор и узел регулятора положения блока цилиндров в корпусе.

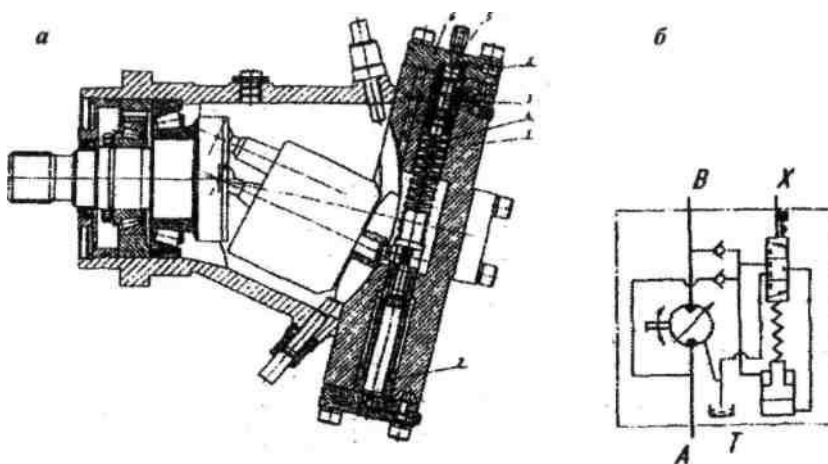


Рисунок 2.5. Насос-мотор МГП 112/32:

***а* - устройство; *б* - гидравлическая схема механизма пропорционального регулирования**

Представленные на гидравлической схеме (рисунок 2.5, *б*) подводящий и сливной трубопроводы *А* и *В* подсоединяются к отверстиям в крышке корпуса 1 (рисунок 2.5, *а*).

Представленный на рисунке 2.5 регулятор частоты вращения и соответствующего вращательного момента состоит из установленных в корпусе 1 ступенчатого поршня 2, золотника 3, пружины 4, регулировочного винта 5.

Полость под малым цилиндром поршня постоянно соединена с клапаном высокого давления. Через отверстия в корпусе узла управления давление поступает на распределительный поясок золотника. Полость под большим цилиндром поршня через отверстия в корпусе соединена с распределительным пояском золотника и может соединяться с высоким давлением или дренажом.

В процессе работы при подаче давления управления через отверстия «Х» в крышке 6 в полость под золотник, последний перемещаясь вниз, открывает канал и жидкость поступает под большой цилиндр поршня. Поршень перемещается вверх до тех пор пока не уравновесятся силы от пружины и золотника, на который действует давление управления. Движение поршня прекращается, золотник возвращается в нейтральное положение, а

гидромотор работает с меньшим рабочим объемом, но при более высокой частоте вращения.

При уменьшении давления управления поршень перемещается в нижнее положение, увеличивая рабочий объем гидромотора и понижая частоту вращения.

При подаче давления управления регулируемой величины обеспечивается бесступенчатое регулирование рабочего объема гидромотора.

Задание. Определить фактическую (действительную) производительность (подачу) аксиально-поршневого гидронасоса по данным, указанным в табл. 1.11.

Таблица 1.11

Номер вари- анта	Число порш- ней	Диаметр поршня, мм	Диаметр о́кружнос- ти блока цилиндров, мм	Угол наклона диска (бло- ка цилинд- ров), град	Частота вращения, об/мин	Объем- ный КПД
1	2	3	4	5	6	7
Гидронасосы с наклонным диском						
1	5	10	20	22	3000	0,95
2	7	12	34	20	2800	0,96
3	9	16	58	21	2600	0,97
4	11	20	88	22	2400	0,98
5	13	16	83	22	2200	0,985
6	15	12	72	20	2100	0,98
7	13	20	104	18	2000	0,975
8	11	25	110	16	1900	0,97
9	9	32	115	17	1800	0,965
10	7	36	101	19	1700	0,96
11	5	40	80	25	400	0,955
12	15	45	270	22	450	0,95
13	13	50	260	21	500	0,96
14	11	45	198	22	540	0,97
15	9	40	144	19	600	0,98
Гидронасосы с наклонным блоком						
16	7	32	90	26	650	0,985
17	5	36	72	25	700	0,98
18	15	16	96	24	750	0,97
19	13	14	73	23	810	0,96
20	11	18	79	22	860	0,95
21	9	20	72	21	900	0,94
22	7	25	70	20	930	0,95
23	5	22	44	25	980	0,93
24	15	24	144	20	1050	0,92
25	13	27	141	21	1120	0,94
26	11	29	128	19	1240	0,95
27	9	30	108	18	1300	0,96
28	7	33	92	16	1450	0,97
29	5	36	72	28	1510	0,98
30	17	11	75	30	2200	0,985

Контрольные вопросы

1. Что выполняет функцию кривошипа в роторном аксиально-поршневом насосе?
2. В чем недостаток роторных аксиально-поршневых насосов с карданной связью?
2. В чем достоинства и недостатки роторных аксиально-поршневых насосов с бескарданной связью?
3. В чём смысл гидростатической разгрузки головки шатуна в аксиальных роторно-поршневых насосах?
4. С какой целью применяется коническое расположение цилиндров в блоке роторного аксиально-поршневого насоса?
5. Какими способами может изменяться подача регулируемых роторных аксиально-поршневых насосов?
6. От каких параметров рабочей жидкости зависит вращательный момент роторно-поршневых гидромоторов?
7. Что необходимо проделать для замены манжеты в насос-моторе МГП 112/32?
8. При каком давлении производится опрессовка насоса?
9. Какие предъявляются требования к гидросистеме, в которой работает роторный аксиально-поршневой насос или гидромотор?