

За время второй половины цикла, когда поршень выдвигается из цилиндра и последний заполняется новой жидкостью (прямая  $BD$ ), подача потребителю не производится. Таким образом подача однопоршневого насоса неравномерна по величине и прерывиста во времени

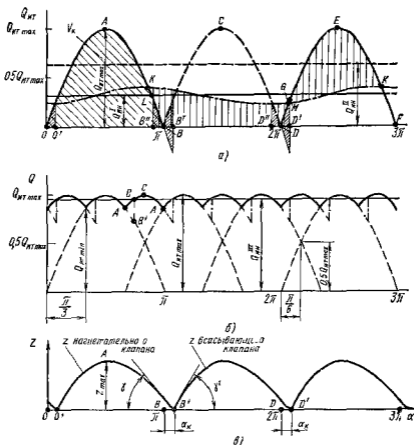


Рис 3.4 Изменения подачи насоса и высоты подъема клапанов

Это крайне нежелательное явление необходимо ограничивать при помощи конструктивных мер, описанных в п 3.6

### 3.5 Работа клапанной системы распределения

Клапанная система распределения состоит (см рис 3.1) из всасывающего  $II$  и нагнетательного  $Б$  самодействующих клапанов. Они поднимаются под действием разности давлений  $p_{кн}$ , поэтому при ходе запорения давление в цилиндре  $p_{цн}$  всегда меньше

давления  $p_1$  в подводящей линии перед клапаном II

$$p_1 - p_{2л} = p_{к1}$$

При ходе вытеснения  $p_{2л}$  больше  $p_2$  за клапаном 5

$$p_{2л} - p_2 = p_{к2}$$

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления клапа нов  $N_k = \sum p_k Q$  преобразуется в тепло т е теряется Поэтому клапаны стремятся сделать так, чтобы потери давления  $p_k$  были во много раз меньше чем  $p_k$

Клапан представляет собой тарелку 3, опертую на пружину 4 (рис 3 5) При открытом клапане тарелка образует с седлом I коль цевую щель 2 высотой  $z$ , которая благодаря действию силы пружины  $R_{п}$  и веса клапана  $G_{к}$  способна пропускать жидкость только в одном направлении Уплотняющие пояски  $bd$  тарелки тщательно

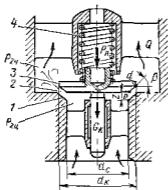


Рис 3 5 Клапан поршневого насоса

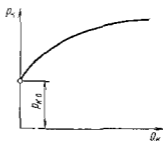


Рис 3 6 Характеристика клапана

притирают к седлу, чтобы обеспечить герметичность закрытого клапана Щели клапанов делают коническими и плоскими Притирка плоских клапанов проще, и при износе их легче ремонтировать Однако как показано ниже в быстрходных насосах с такими клапанами наиболее часто возникают стук и вибрация Насосные клапаны должны выдерживать без заметного износа большое число рабочих циклов Для этого их посадку на седло следует производить без удара, что достигается при определенной ширине поясков при которой жидкость из щели высотой  $z$  при сближении поверх остей выдавливается достаточно медленно

Обычно клапаны уплотняют так чтобы при диаметре клапана  $d_k$  ширина уплотняющих поясков  $bd$  и максимальный износ  $z_{max}$  были бы значительно меньше  $d_k$

$$z_{max} \ll d_k, \quad z/d_k < 0.1;$$

$$bd \ll d_k, \quad bd/d_k < 0.05 \text{ -- } 0.07$$

(3 20)

Разность давлений  $p_{к0}$  при открытии клапана определяется силами начального поджатия пружины  $R_{п0}$  и весом клапана  $G_{к}$

$$R_{п0} + G_{к} \approx \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} (d_{к}^2 \pm d_{с}^2) p_{к0}$$

Характеристика клапана  $p_{к} = f(Q_{к})$  представляет собой возрастающую зависимость (рис 36) Увеличение  $p_{к}$  с увеличением  $Q_{к}$  или, что то же с ростом подъема  $z$  клапана связано с перераспределением давления жидкости по поверхности тарелки открытого клапана по сравнению с закрытым в окрестности входа в щель и в щели, где скорости жидкости велики давление по сравнению с состоянием покоя снижается

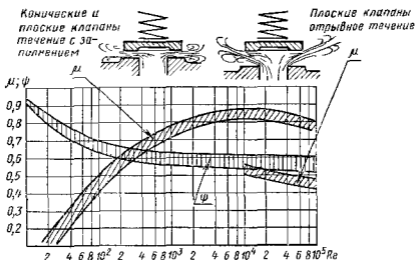


Рис 37 Коэффициенты расхода и силы для клапанов в функции  $Re$

Характеристика клапана описывается системой следующих уравнений уравнение пропускной способности клапана

$$Q_{к} = \mu S_{щ} \sqrt{2/\rho} p_{к} \quad (3.21)$$

уравнение равновесия клапана

$$G_{к} + R_{п} = \psi p_{к} (\tau^4) (d_{к}^2 \pm d_{с}^2) / 2 \quad (3.22)$$

уравнение характеристик пружины

$$R_{п} = c (z_0 \pm z) \quad (3.23)$$

где  $c$  — коэффициент жесткости  $z_0$  — начальное поджатие пружины

В этих уравнениях площадь кольцевой щели  $S_{щ} = \pi d_{к} z$  для плоского и  $S_{щ} \approx \pi d z \sin \beta$  для конического клапана Коэффициенты  $\mu$  расхода и  $\psi$  силы давления являются экспериментальными величинами На рис 37 приведены по опытам и данным К Н Попова графики этих величин в зависимости от числа  $Re = \sqrt{2/\rho} p_{к} z v$  Приведенные графики показывают что плоский клапан при больших  $Re$  (больше  $z$  и  $p_{к}$ ) может переходить на отрывной режим течения в щели Внезапное изменение  $\mu$  вызывает при этом внезапное изменение  $p_{к}$  что проявляется в виде шума и вибрации в насосе

Показанная на рис 3 б возрастающая характеристика особенно впечательна для всасывающих клапанов увеличение потери давления  $p_k$  при большом расходе  $Q$  может служить примером возникновения гавтажи в цилиндре на сося вблизи середины цикла заполнения

Чтобы характеристика была более пологой всасывающие клапаны делают большего диаметра  $d_k$ . Тогда при особенно малом отношении  $bd/d_k$  отличие рас-  
пределения давлений при открытом и закрытом клапане несущественно и  $p_k \approx p_{nc}$

Однако такие клапаны велики инерты и ограничивают допустимую частоту циклов т е л

Клапанам поршневых насосов присуще свойство запаздывания Из-за отсутствия жесткой связи между клапанами и поршнем момент закрытия клапанов отстает от моментов прохождения поршнем через мертвые точки  $A$  и  $B$  (см рис 3 1) когда изменятся направление его движения На рис 3 4 а показан график  $z = f(\alpha)$  движения клапанов, соответствующий графику подачи однопоршневого насоса  $Q_{н.т} = f(\alpha)$  Из-за запаздывания посадки нагнетательного клапана график движения которого  $O'AB'$ , всасывающий клапан может открываться только в точке  $B'$  вместо мертвой точки  $B$  Это связано с тем, что при открытом нагнетательном клапане давление в цилиндре не может быть ниже  $p_k$  и, следовательно не может возникнуть разность давлений  $p_k = p_k - p_{цн}$ , открывающая клапан Поэтому объем жидкости  $LBB''$  (см рис 3 4 а), ранее поданный в отводящую линию вернется в цилиндр за время  $BB'$  запаздывания посадки нагнетательного клапана и не будет подан потребителю Равным образом запаздывание всасывающего клапана на участке  $DD'$  ведет к запаздыванию подъема нагнетательного клапана, который откроется в точке  $D'$  вместо  $D$ , поэтому объем  $DD'M$ , поступивший в цилиндр, вернется в подводящую линию вместо того, чтобы быть поданным потребителю В результате запаздывания клапанов по углу поворота на величину  $\alpha_k$  подача из цилиндра сократится до объема  $OAB''$  вместо объема  $OAB$  поэтому рабочий объем цилиндра будет недоиспользован

Жидкость, перетекающая через клапаны в процессе их запаздывания преодолевает только сопротивление клапанов, которое обычно невелико Поэтому явление запаздывания клапанов не связано с ощутимой затратой энергии двигателем и мало влияет на КПД насоса Так как жесткой кинематической связи клапанов с поршнем нет время их посадки при запаздывании определяется только свойствами самих клапанов При увеличении частоты вращения насоса  $n$  когда время рабочего цикла уменьшается, время запаздывания по отношению к нему возрастает Значение  $\alpha_k$  при этом увеличивается и подача насоса снижается

Запаздывание уменьшается с уменьшением массы клапана, его площади  $S_k = \pi d_k^2/4$  и высоты подъема  $z_{max}$  Таким образом, для повышения частоты вращения без уменьшения использования рабочего объема насоса приходится применять меньшие клапаны и допускать их меньший подъем Согласно зависимостям (3 21) и (3 22) это приводит к увеличению давления  $p_k$ , т е к применению более сильной пружины Возрастание  $p_k$  означает увеличение сопротивле-

ния клапанов, что в конечном итоге ведет к уменьшению КПД и, что особенно важно, к ухудшению всасывающей способности насосов

Перед посадкой клапана его скорость  $v_n$  сближения с седлом определяет характер контакта поверхностей при посадке. Если скорость мала, жидкостная пленка выдавливается из щели под уплотняющей поверхностью  $bd$  (см рис 3 5) и скорость сплывающей до пучка к моменту соприкосновения поверхностей  $S$  возрастанием  $v_n$  у жидкости выдавливаемой из щели способность к демифированию уменьшается и по достижении некоторого критического

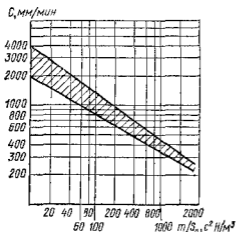


Рис 3 8 График предельных значений критерия  $S$  работоспособности для клапанов

показан на рис 3 8 (на нем  $m$  — масса клапана  $S_n$  — площадь его тарелки). При выборе  $n$  и  $z_{max}$  во избежание ударной посадки обязательно соблюдение условия  $z_{max}n < C$

Таким образом стремление увеличить частоту вращений сохраняя при этом хорошую всасывающую способность поршневого насоса, встречает большие трудности из за особенностей рабочего процесса клапанной системы рас пределения с ростом вязкости перекачиваемой жидкости эти трудности возрастают. В последнем случае предпочтительнее является комбинированная клапанно золотниковая система распределения, описываемая в п 3 9

### 3 6 Периодичность подачи поршневых насосов и методы ее выравнивания

Как указывалось подача одпоршневого насоса прерывиста и отличается большой периодичностью, которую принято характеризовать коэффициентом

$$\sigma = (Q_{max} - Q_{min})/Q_n \quad (3 24)$$

значения  $v_n$  посадка клапана на седло начинает происходить с конечной скоростью, т е с ударом, воспринимаемым на слух. При посадке со стуком клапаны быстро изнашиваются и теряют герметичность. Скорость клапана перед посадкой определяется величиной  $tg \gamma = -dz/dx$  (см рис 3 4  $\theta$ ), пропорциональной  $z_{max}$  и  $n$ .

$$v_n = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{dx} \frac{dx}{dt} = tg \gamma \omega \approx z_{max} n$$

Экспериментальный график предельных значений  $C = z_{max} n_{max} = f(m/S_n)$ , по данным исследований И И Куколевского и Л К Ляховского,

Для однопоршневого насоса согласно выражениям (3 14) и (3 19)

$$\sigma = Q_{н\text{т max}}/Q_n = Sh2\pi n/(2Shn) = \pi$$

Большинство потребителей не может использовать столь сильно пульсирующую подачу. Быстрое нарастание и уменьшение расхода в трубах перемежаемое состоянием покоя во время цикла всасывания вызывает в них и в насосе пульсации давления, что ведет к шуму, вибрациям и усталостным разрушениям в насосной установке.

Так при возрастании  $Q_{н\text{т}}$  на участке  $OA$  (см рис 3 4) поршень должен сообщить ускорение столбу жидкости, равному полной длине отводящей линии  $l_2$  (см рис 3 1). При отсутствии гидропневматического аккумулятора 4 это вызовет согласно выражению (3 18) инерционное повышение давления в цилиндре на величину

$$p_{и2} = \rho l_2 l_2 = \rho l_2 (S_n' S_2) l_2, \quad (3 25)$$

где  $l_2$ ,  $S_2$ ,  $l_2$  — соответственно длина, площадь проходного сечения отводящей трубы и ускорение в метр.

Ускорение имеет наибольшее значение в начале каждого хода, когда  $\cos \alpha \rightarrow 1$ . Величина  $p_{и2}$  добавляется к  $p_{нц}$  в начале хода вытеснения и уменьшает значение  $p_{нц}$  в начале хода заполнения, по скольку ускорение жидкости в подводящей линии происходит благодаря запасу давления  $p_0$  перед входом в нее. В конце каждого хода когда поток замедляется ( $AB$  на рис 3 4 а), величины  $p_{и2}$  изменяют знак, что ведет к уменьшению  $p_{нц}$  и возрастанию  $p_{нз}$ .

Следовательно в насосной установке возникают колебания давления  $p_{нц}$  и  $p_{нз}$  около их средних значений, определяемых средней подачей  $Q$  в пределах  $2p_{нц}$ . При большой частоте вращения и значительной длине  $l_2$  подводящей линии инерционное повышение давления может привести в начале хода заполнения к кавитационным явлениям в цилиндре, вызывающим удары жидкости о поршень и усугубляющим шум и вибрацию при работе насоса.

Для уменьшения неравномерности применяют два способа. Первый сводится к применению многопоршневых машин с общей при водной частью и общими магистральными трубопроводами. Диаграмма  $OABCD$  на рис 3 4, а представляет собой график подачи двухпоршневого насоса. Для него согласно зависимостям (3 15) и (3 24)  $Q_n = 2Shn$  и  $\sigma = \pi/2$ . При этом длительные перерывы подачи устраняются по мгновенные режимы  $Q_{н\text{т}} = 0$  сохраняются. Следовательно сохраняются и предельные значения инерционных пульсаций давления  $p_n$ .

Конструктивно двухпоршневой насос может представить два качающих вала типа изображенного на рис 3 1 с общими трубопроводами присоединенные к общему валу так что их рабочие циклы взаимно смещены на половину оборота.

Более экономичная конструкция насоса двойного действия приведена на рис. 3 2. При ходе поршня 4 вправо жидкость вытесняется через клапан 6 в напорный трубопровод 2 и одновременно заполняет

штоковую полость 1 цилиндра. При ходе поршня влево клапан 6 закрывается и жидкость из штоковой полости 1 вытесняется в папорный трубопровод 2 одновременно с этим происходит всасывание через клапан 7 жидкости в правую полость.

В соответствии с этим вытесняемый объем при ходе поршня вправо и влево соответственно составит

$$V_1 = \frac{\pi d_{II}^2}{4} h - \frac{\pi}{4} (d_{II}^2 - d_{III}^2) h = \frac{\pi d_{III}^2}{4} h;$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} (d_{II}^2 - d_{III}^2)$$

При  $d_{II}^2 = 2d_{III}^2$  эти объемы как при прямом, так и обратном ходе будут равны

$$V_1 = V_2 = (\pi d_{III}^2/4) h$$

Подача такого насоса двустороннего действия за двойной ход поршня равна рабочему объему насоса

$$V_0 = V_1 + V_2 = \pi d_{III}^2/4$$

При трех поршнях (см рис 3 3 б) средняя идеальная подача  $Q_{и т} = 3Sh/n$ . Циклы вытеснения перекрывают один другой так, что жидкость в трубах никогда не останавливается. Согласно рис 3 4, б и выражению (3 24) в этом случае величина  $\sigma$  резко снижается

$$\sigma = \frac{S(h/2) \omega - S(h/2) \omega \sin(\pi/3)}{3Sh \omega/(2\pi)} = \frac{1}{3} \pi (1 - \sin \frac{\pi}{3}) = 0,14$$

Уменьшаются и предельные значения инерционных пульсаций давления  $p_{и}$  вследствие уменьшения максимальных ускорений по току. Выравненность подачи и связанное с этим улучшение качества рабочего процесса увеличивается за применением четных чисел поршней больше трех. Суммируя значения  $Q_{и т}$  для насосов с разными числами поршней, можно показать, что у насосов с четным числом поршней равномерность подачи больше, чем у насосов с четным числом (следующим за данным нечетным) поршней. Приблизительно  $\sigma$  можно определять по формулам

для нечетного числа поршней  $\sigma = 1,25/z^2$ ;

для четного числа поршней  $\sigma = 5/z^2$

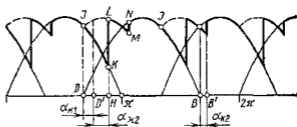
Поэтому числа поршней как правило выбирают нечетными.

Истинная неравномерность подачи в установках с объемными насосами может значительно превышать идеальную неравномерность, определяемую только лишь закономерностью изменения  $Q_{и т}$  и вычисляемую по приведенным выше зависимостям для  $\sigma$ . Причиной этому может служить запаздывание клапанов и сжимаемость (компрессия) жидкости. На рис 3 4, б видно что графику  $Q_{и т}$  при запаздывании клапанов (линия  $AB'BCA$ ) соответствует значительно большая неравномерность чем графику  $ABCA$  без запаздывания.

Влияние сжимаемости жидкости растет с увеличением давления насоса. На рис 3 9 приведен график подачи трехцилиндрового насоса аналогичный гра-

фику рис 3 4 б по с учетом влияния как запаздывания клапанов так и компрессии (на рис 3 9  $\alpha_{к1}$  — угол запаздывания подачи всасывающего клапана; определяющий задержку открытия патнзательного клапана  $\alpha_{к2}$  — угол за запаздывания подачи нагнетательного клапана определяющий задержку открытия всасывающего клапана) При углах  $\alpha_{к1}$  и  $\alpha_{к2}$  без учета компрессии открытие нагнетательного и всасывающего клапанов происходит соответственно в точках  $D'$  и  $B'$  (часто всасывающий клапан имеет больший диаметр чем нагнетательный и нагружен более слабой пружиной для облегчения всасывания при этом  $\alpha_{к1} > \alpha_{к2}$ ) Однако из за необходимости сжатия жидкости до давления  $p_{д1} > p_2$  открытие нагнетательного клапана произойдет в точке  $H$  с догол нительной задержкой по углу на  $\alpha_{к2}$ . Часть хода соответствующая повороту вращающа на угол  $\alpha_{к1} + \alpha_{к2}$  оказывается холостой и неравномерность подачи сильно увеличивается (линия  $JKLMNS$ ) по сравнению с показанной на рис 3 4 б Ход сжатия  $x_{к2}$ , соответствующий  $\alpha_{к2}$  опре; етено как рабочим  $V_0$ .

Рис 3 9 Влияние сжи маемости жидкости на равномерность подачи трехцилиндрового нагсоса



так и мертвым  $V_в$  объемами цилиндра (на рис 3 1 и 3 3 мертвый объем заштрихован крестообразно) Величину  $x_{к2}$  можно определить из уравнения сжимаемости объема жидкости в цилиндре

$$Sx_{к2}/(V_0 + V_в) = p, x \quad (3 26)$$

Из уравнения (3 26) можно видеть, что объем  $Sx_{к2}$  сжатия при отсутствии мертвого объема составляет 0 8—0,5 % рабочего объема на каждые 10 МПа повышения давления (при оценке принят модуль объемной упругости  $\kappa = 1200 - 2000$  МПа) Объему сжатия пропорциональна компрессионная потеря подачи  $q_x = Sx_{к2}n$  возрастающая с ростом  $V_в$  и  $p$  Так, при  $V_в \rightarrow V_0$  и  $p = 30$  МПа доля  $q_x$  составит 3—5 % полезной подачи Поэтому для уменьшения неравномерности подачи с целью уменьшения вибрационных процессов в насосных установках и сохранения жесткости характеристики насоса следует стремиться к уменьшению  $V_в$  особенно при работе на высоких давлениях

На рис 3 3, а можно видеть что увеличению  $V_в$  содействуют увеличение предкаланных камер и каватов полые поршни внутрицилиндровые возвратные пружины Всего этого избегают в насосах высокого давления

Вторым способом выравнивания подачи является применение гидропневматических аккумуляторов (воздушных колпаков) Воздушные колпаки 12 и 4 (см рис 3 1) устанавливаются на подводящей и отводящей линиях непосредственно перед и после рабочей камеры так чтобы путь от нее до колпаков был минимален При меняют колпаки, как правило, с одно- и двухцилиндровыми насосами

Работа колпаков основана на стремлении длинных столбов жидкости в трубах сохранять из за инерции среднюю скорость соответствующую средней подаче насоса  $Q \approx Q_n$  При цикле вытеснения когда  $Q_{и т} > Q_n$  (см рис 3 4) избыток подачи сверх  $Q_n$  задерживается в колпаке 4 сжимает газовую подушку Давление газа  $p_2$  становится больше среднего значения  $p_2$  Когда подача насоса меньше  $Q_n$ , газ в колпаке расширяется и колпак отдает накопленный



избыточный объем в отводящую линию. При разрядке давление в колпаке падает ниже  $p_2$ . Таким образом, в трубах поддерживается непрерывное движение жидкости и величина инерционных пульсаций давления снижается согласно выражению (3.25) до пренебрежимо малых величин обусловленных малой длиной патрубков от цилиндра до колпака. На рис. 3.4 типичная КГК представляет собой плавные подачи  $Q$  в отводящей линии однопоршневого насоса с воздушными колпаками. Площадь  $CEK$  соответствует объему поступающему в колпак, а равная ей площадь  $BKGD$  — объему отдаваемому колпаком. Выравнивание подачи и давления в отводящей линии тем больше, чем больше объем газовой подушки по сравнению с поступающим в колпак объемом  $CEK$ . Обычно объем газовой подушки в колпаке выбирают равным  $(10 + 30) \text{ лS}$  для одноцилиндрового и  $(5 - 10) \text{ лS}$  для двухцилиндрового насоса. Из за растворения газа в жидкости объем газовой подушки в напорном колпаке уменьшается во времени тем быстрее, чем больше  $p_2$ . Поэтому колпаки необходимо поочередно подпитывать газом (например, через клапан 2, см. рис. 3.1) или разделять жидкостную и газовую полости поршнем или мембраной.

### 3.7 Индикаторная диаграмма поршневого насоса

Индикаторная диаграмма (рис. 3.10) представляет собой запись давления в цилиндре насоса в зависимости от угла поворота  $\alpha$  при водном механизме или, что то же, от времени. Она позволяет наиболее полно судить о рабочем процессе насоса и является основным средством анализа при разработке и испытании новых насосов. Ее название происходит от названия прибора — индикатора давления — представляющего пружинно-поршневой манометр с записывающим устройством, применявшегося ранее для получения таких диаграмм для паровых машин, насосов двигателей внутреннего сгорания. В настоящее время давление записывают при помощи датчиков давления, присоединенных к полости цилиндра, и осциллографа.

На рис. 3.10 показана индикаторная диаграмма  $p_n = f(\alpha)$  для поршневого насоса с выравниванием подачи воздушными колпаками. Участок диаграммы  $O - \pi$  соответствует циклу вытеснения, а участок  $\pi - 2\pi$  — циклу заполнения.

Из за неполноты выравнивания подачи соответственно колебаниям подзаемного расхода в типичных (см. рис. 3.4 а) давлениях в них  $p'_2$  и  $p'_1$  колеблются около своих средних значений  $p_2$  и  $p_1$ . При этом давления в цилиндре  $p_{2ц}$  и  $p_{1ц}$  также колеблются около средних значений  $p_{2ц}$  и  $p_{1ц}$ . Разницу между давлениями в цилиндре и в линии (например,  $p_{2ц}$  и  $p_2$ ) составляют потери в клапанах  $p_{\kappa}$ . Следовательно насос, развивая полезное давление  $p_n$  должен создать в цилиндре полное приращение давления, называемое индикаторным давлением:

$$p_{ин} = p_{2ц} - p_{1ц}$$

(3.27)