

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет
имени К. И. Сатпаева

Б. Е. Калмухамбетов

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАСОСНЫХ ОБЪЕМНЫХ
ГИДРОПРИВОДОВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Рекомендовано Научно-методическим советом
университета в качестве учебного пособия

Алматы 2014

УДК 621.22.(075.8)

ББК 34.44я73

К 17

К 17 Калмухамбетов Б. Е. **Гидравлический расчет насосных объемных гидроприводов мобильных машин:** Учебное пособие для студентов вузов РК специальности 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии. –Алматы: КазНТУ, 2014. –С. 130.

Ил. 31. Табл. 7. Прилож. 8. Библиограф. 12 назв.

ISBN 978-601-228-610-6

В данном учебном пособии раскрывается сущность законов гидродинамики и дается методология расчета простых коротких трубопроводов, а также сведения об устройстве и принципе действия элементов насосного объемного гидропривода.

Методика гидравлического расчета гидропривода на примерах решения семи заданий (и рекомендаций к ним) поможет студентам глубже понять и освоить основы принципа расчета гидроприводов (как с гидроцилиндром, так и с гидромотором).

Для каждого из последующих трех заданий (8, 9, 10) разработаны по 10 вариантов решений. Самостоятельное выполнение их позволит студентам приобрести практические навыки расчета принципиальной гидравлической схемы насосного объемного гидропривода.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов.

УДК 621.22.(075.8)

ББК 34.44я73

Рецензенты: *Сазамбаева Б. Т., д. т. н., проф. кафедры «ПТМиГ»
КазНТУ имени К. И. Сатпаева;*

*Косболов С. Б., д. т. н., проф., зав. кафедрой «ОКиДМ»
КазНТУ имени К. И. Сатпаева;*

*Касымбек Ж. Н., д. т. н., проф., директор
Алматинского экономического колледжа.*

Печатается по плану издания Министерства образования и науки
Республики Казахстан на 2014 год

ISBN 978-601-228-610-6

© КазНТУ, 2014

© Калмухамбетов Б. Е. 2014

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлический привод представляет собой комплекс, предназначенный для приведения в движение машин и механизмов с помощью гидравлической энергии или энергии капельной жидкости. Он состоит из источника гидравлической энергии (насоса), получающего механическую энергию от ведущего звена (например, электродвигателя) и потребителя гидравлической энергии (гидродвигателя), передающего механическую энергию исполнительному органу. Насос и гидродвигатель соединяются трубопроводами, которые могут быть замкнутыми или разомкнутыми.

Объемные гидроприводы обладают высоким быстродействием, незначительными размерами и массой, развивая при этом большие усилия. Для создания рациональных схем гидроприводов, работающих с высокой производительностью, необходимо качественное проведение гидравлических расчетов этих схем.

Методика расчета гидравлической схемы объемных гидроприводов с гидроцилиндром и с гидромотором дается в данном учебном пособии на примерах решения семи заданий.

Алгоритм определения потерь напора (давления) по длине и в местных сопротивлениях сопровождается последовательными пояснениями из области механики жидкости (гидравлики).

Расчеты по определению диаметров гидроцилиндров и трубопроводов завершаются выбором их значений из стандартного ряда, что повышает практичность результатов этих расчетов.

Следует обратить внимание на то, что в § 1 нумерация формул сквозная; в § 2 – несколько иная: первая цифра соответствует заданию, а вторая – порядковому номеру формулы в нем. Например, (2.8) означает 2-е задание 8-я формула.

Пользуясь рекомендациями, помещенными в конце каждого задания, студент вносит изменения в его условия. Затем самостоятельно производит свой расчет и, сравнив полученные результаты с имеющимися, делает всесторонний анализ. Это позволяет обучающемуся приобрести навык аналитического мышления, освоить и закрепить умение успешно решать подобного типа задачи.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ГИДРОПРИВОДОВ

Гидравлика (механика жидкого тела)

Физические свойства жидкости

Объектом изучения в гидравлике является жидкость (в гидроприводах – масла) – физическое тело, молекулы которого слабо связаны между собой. Поэтому при воздействии даже незначительной силы на жидкость она изменяет свою форму. По физическим свойствам жидкость занимает промежуточное положение между твердым телом и газом.

Все жидкости при изменении давления и температуры изменяют свой объем. *Сжимаются* жидкости незначительно; например, при повышении давления от 0,1 до 10 МПа объем воды уменьшается лишь на 0,5 %. Поэтому чаще всего в гидравлических расчетах жидкости считаются несжимаемыми. С увеличением температуры жидкости *расширяются*; например, при повышении температуры воды с 4 до 100°С ее объем увеличивается приблизительно на 4 % [1].

Плотность характеризует массу сплошной среды (в том числе жидкости), содержащуюся в единице объема.

Средняя плотность среды в достаточно малом объеме ΔV , содержащем точку $M(x, y, z)$, определяется по формуле:

$$\rho_{cp} = \frac{\Delta m}{\Delta V},$$

где Δm – масса сплошной среды, заключенная в объеме ΔV .

В точке M плотность равна:

$$\rho(x, y, z, t) = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV}, \text{ или } dm = \rho \cdot dV. \quad (1)$$

Если ρ не зависит от координат x, y, z , т. е. плотность во всех точках среды одинакова, то последняя называется однородной.

Единицей измерения плотности в международной системе СИ является $кг/м^3$. Значения плотности некоторых жидкостей приведены в приложениях 1 и 2 (иногда в справочниках указывают значения относительной плотности жидкости).

Относительная плотность – безразмерная величина, представляющая собой отношение плотности рассматриваемой жидкости к плотности стандартной жидкости при определенных физических условиях:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{ст}}. \quad (2)$$

В качестве *стандартной* при определении относительной плотности *капельных жидкостей* принимают *дистиллированную воду* при нормальных физических условиях ($p_{ат} = 101,3кПа$ и $t = 4^0 С$), плотность которой равна $\rho = 1000кг/м^3$. Для *газов стандартным* веществом является *атмосферный воздух*, который при нормальных физических условиях ($p_{ат} = 101,3кПа$ и $t = 20^0С$ и *относительной влажности 50 %*), имеет плотность $\rho = 1,2кг/м^3$.

Для измерения плотности капельных жидкостей в технике используют приборы, называемые ареометрами.

Удельный вес – физическая величина, численно равная для однородных жидкостей отношению *веса G* к *объему V*:

$$\gamma = \frac{G}{V}. \quad (3)$$

Известно, что $G = mg$, где g – ускорение свободного падения. При этом можно представить зависимость между *удельным весом* жидкости и ее *плотностью* в виде:

$$\gamma = \rho g. \quad (4)$$

Единица измерения *удельного веса*: в системе СИ $н/м^3$, в системе СГС – $дин/см^3$, где $дин = \frac{гp \cdot см}{с^2}$ и в технической системе – $кгс/м^3$.

При *изобарном* процессе ($p = \text{const} \rightarrow \Delta p = 0$) зависимость *плотности* жидкости (масла) от *температуры* можно представить в виде выражения:

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha \Delta T}, \quad (5)$$

где ρ_0 – плотность жидкости при температуре T_0 , или, как ее часто называют, начальная плотность жидкости;

ρ – плотность жидкости при температуре T .

α – коэффициент температурного расширения жидкости (в среднем для минеральных масел можно принять $\alpha = 0,0007^\circ \text{C}^{-1}$).

Вязкость – *свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению своих частиц.*

Молекулы жидкости не так жестко связаны между собой, как в твердом веществе, и не так свободны, как в газах. В постоянном ограниченном объеме, заполненном жидкостью, любая ее молекула может занимать любое положение. Относительно высокая интенсивность обмена молекулами внутри конечного объема приближает жидкость по некоторым физическим свойствам к газам. Если на часть покоящегося объема жидкости в определенный промежуток времени действует сколь угодно малая сила, например, при наклоне сосуда, это вызывает сдвиг частиц относительно друг друга, т. е. течение жидкости.

Текучестью жидкости называют ее способность неограниченно деформироваться под действием приложенной сколь угодно малой силы.

Профессор Н. П. Петров, теоретически обосновав гипотезу И. Ньютона о жидкостном трении, установил, что сила внутреннего трения T , возникающая между двумя слоями жидкости, прямо пропорциональная градиенту скорости и поверхности соприкасающихся слоев S , зависит от рода жидкости и, строго говоря, от температуры и давления:

$$T = \pm \mu \frac{du}{dy} S, \quad (6)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости.

Единицей динамической вязкости в Международной системе единиц измерения СИ является *паскаль-секунда (Па·с)*, а в системе СГС – *пуаз (П = дин·с/см²)*.

С *физической точки зрения* размерность 1 Па·с динамической вязкости можно рассматривать как величину, которая для сдвига одного слоя жидкости относительно другого при градиенте скорости 1 м/с на расстоянии 1 м на площади 1 м² требует усилия [2] силой в 1Н.

В настоящее время довольно часто при технических расчетах оперируют так называемым *коэффициентом кинематической вязкости* ν . Это величина, представляющая собой отношение *динамической вязкости* жидкости к ее *плотности*:

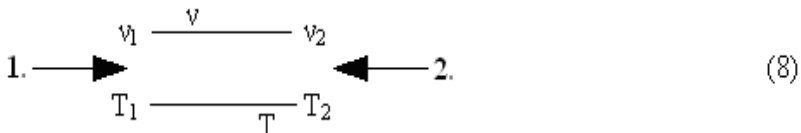
$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (7)$$

Единицей измерения кинематической вязкости в системе СИ является метр в квадрате, поделенный на секунду (м²/с). В системе СГС широко применяется и единица измерения ν сантиметр в квадрате, поделенный на секунду (см²/с), называемый **Стоксом (Ст)**, а также ее производная – **сантiСтокс (сСт)**:

$$\nu = 1 \frac{\text{м}^2}{\text{с}} = 10^4 \text{ Ст} = 10^6 \text{ сСт}.$$

Как известно, функции задаются аналитически (формулой), графически и таблично. В третьем случае на практике часто сталкиваются с необходимостью определения значения функции в каком-то табличном интервале. Допустим, задана в табличной форме функциональная зависимость кинематического коэффициента вязкости жидкости от ее температуры $\nu = f(T)$, и необходимо определить значение ν для температуры T в известном

интервале температур. Для этого выписываем из таблицы необходимый нам интервал, обозначая индексами «1» и «2» соответствующие значения кинематических коэффициентов вязкости и температур:



Не принимая во внимание значения выписанных величин, будем в данном случае считать, что кинематический коэффициент вязкости и температура растут слева направо. Тогда, заходя в этот интервал (8) методом интерполирования, получим:

$$\text{слева (1) } \nu = \nu_1 + \frac{\nu_2 - \nu_1}{T_2 - T_1} (T - T_1), \quad (9)$$

$$\text{справа (2) } \nu = \nu_2 - \frac{\nu_2 - \nu_1}{T_2 - T_1} (T_2 - T). \quad (10)$$

Подставив выписанные значения ν_1, ν_2 и T_1, T_2 в выражения (9) и (10), можно вычислить значение ν кинематического коэффициента вязкости жидкости для температуры T этого интервала. Полученные результаты должны быть идентичными. Прделав необходимые расчеты, можно в этом убедиться наглядно.

Режимы движения жидкости

При различных условиях движения характер и структура потока жидкости могут быть разными. На это указывал в своих трудах английский физик О. Рейнольдс, который теоретически обосновал и на очень простых опытах наглядно показал, что существуют два принципиально различных режима движения жидкости. Определяются они как ламинарный и турбулентный.

При **ламинарном режиме** движения частицы жидкости перемещаются по траекториям, направленным вдоль общего течения, в частности вдоль оси трубы без поперечного перемешивания, т. е. струйчато (*слоисто*). И поэтому здесь уместно определение *струйчатой модели потока жидкости*.

При **турбулентном режиме** движения частицы жидкости перемещаются по случайным неопределенно искривленным траекториям, имеющим пространственную конфигурацию. Движение носит беспорядочный хаотический характер. Частицы начинают переходить из одной струйки в другую. Это приводит к интенсивному перемешиванию (т. е. массообмену между элементарными струйками, что противоречит третьему свойству элементарной струйки) жидкости, образованию завихрений.

В результате наличия вихрей и интенсивного перемешивания частиц жидкости в любой точке турбулентного потока в данный момент времени имеет место своя (по значению и направлению) мгновенная местная скорость, а траектории частиц, проходящих через эту точку, имеют различный вид (занимают разное положение в пространстве и принимают различную форму). Такое колебание во времени мгновенной местной скорости называется *пульсацией скорости*. То же происходит с давлением. Таким образом, турбулентное движение является неустановившимся, и ему не отвечает определение «*струйчатая модель потока*». Эта особенность – наличие поперечных и продольных (относительно направления общего течения) пульсаций скорости и давления – существенно влияет на затраты энергии при перемещении жидкости.

Рейнольдс установил, что критерием режима движения жидкости является *безразмерная величина* (впоследствии она была названа *числом Рейнольдса*), представляющая собой отношение произведения характерной скорости потока ϑ на характерный линейный поперечный размер l к кинематической вязкости жидкости ν .

Для потоков в трубе круглого сечения ($l = d$) число Рейнольдса может быть вычислено по формуле:

$$\text{Re} = \frac{\rho d}{\nu}, \text{ или через объемный расход} - \text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu}. \quad (11)$$

Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима движения в турбулентный и наоборот, называется *критическим*. Экспериментальными исследованиями установлено, что для труб круглого сечения значение $\text{Re}_{кр}$ составляет от 1000 до 2320. Общепринятым [3] считается значение $\text{Re}_{кр} = 2320$, которое следует использовать при расчетах.

Смена режимов движения при достижении $\text{Re}_{кр}$ обусловлена тем, что один режим движения теряет устойчивость, а другой приобретает ее. При $\text{Re} < \text{Re}_{кр}$ ламинарное движение является вполне устойчивым: всякого рода искусственная турбулизация потока и его возмущение (сотрясение трубы, введение в поток колеблющегося тела и др.) погашаются влиянием вязкости, и ламинарное движение снова восстанавливается. Турбулентное движение в таком случае является неустойчивым. При $\text{Re} > \text{Re}_{кр}$, наоборот, турбулентное движение устойчиво, а ламинарное – неустойчиво.

Режим движения жидкости оказывает существенное влияние на гидравлические сопротивления и потери напора, поэтому при решении задач, связанных с движением жидкости, следует вначале установить режим этого движения.

Уравнение Бернулли

Основными уравнениями, позволяющими решать простейшие задачи, связанные с движением жидкости, является *уравнение расхода* (уравнение неразрывности) и уравнение Бернулли (уравнение баланса напоров).

Уравнение расхода выражает собой условие неразрывности (сплошности) потока несжимаемой жидкости, или, иначе говоря, равенство объемных расходов в каких-то двух поперечных

сечениях одного и того же потока, например, $Q_1 = Q_2$, или $\mathcal{G}_1 \omega_1 = \mathcal{G}_2 \omega_2$. Отсюда следует:

$$\frac{\mathcal{G}_1}{\mathcal{G}_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (12)$$

т. е. скорости обратно пропорциональны живым сечениям потока. При этом предполагается, что скорость частиц жидкости во всех точках данного живого сечения одинакова (средняя скорость потока).

Уравнение Бернулли для потока жидкости выражает закон сохранения баланса *удельной энергии* жидкости вдоль потока. Под удельной энергией понимают отношение единицы энергии жидкости к единицам ее массы, объема и веса. Обычно предпочитают использовать значение отношения энергии к единице веса, называемое **напором** H (м). В этом случае уравнение Бернулли относительно произвольно принятой горизонтальной плоскости (плоскость сравнения, или отсчета), записанное для сечений 1 и 2 потока жидкости, имеет вид:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} + H_{ном.}, \quad (13)$$

где Z_1 и Z_2 – высота центров тяжести живых сечений 1 и 2 над произвольно выбранной горизонтальной плоскостью сравнения;

p_1 и p_2 – давления в центре тяжести живых сечений 1 и 2;

\mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 – средняя скорость движения жидкости (потока) в живых сечениях 1 и 2;

α_1 и α_2 – коэффициент Кориолиса, безразмерная величина, равная отношению кинетической энергии массы жидкости, протекающей в единицу времени через данное живое сечение, к кинетической энергии, вычисленной в предположении, что ско-

рости во всех точках живого сечения равны средней скорости потока. Для ламинарного режима $\alpha = 2$; для турбулентного $\alpha \cong 1$; $H_{\text{ном.}}$ – полные потери напора на участках потока между сечениями 1 и 2.

При расчете полных потерь напора в гидросистемах гидроприводов в уравнении Бернулли такие потери приравниваются к разности давлений $[p_1 - p_2]$. Считая, что разности геометрических напоров $[Z_1 - Z_2]$ пренебрежимо малы, а средние скорости при этом заменяются объемным расходом жидкости, имеем:

$$p_1 - p_2 = \rho g H_{\text{ном.}} \quad (14)$$

Потери напора в трубопроводах

Полные потери напора в трубопроводах слагаются из двух видов гидравлических потерь: местные потери и потери на трение по длине.

Местные потери напора происходят в так называемых местных гидравлических сопротивлениях, т. е. в местах изменения формы и размеров русла, где поток так или иначе деформируется – расширяется, сужается, искривляется или имеет место более сложная деформация. Местные потери напора выражают формулой Вейсбаха:

$$H_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (15)$$

где ξ – безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Можно считать, что при турбулентном режиме коэффициенты местных сопротивлений ξ от числа Рейнольдса не зависят, и, следовательно, как видно из формулы (15), потеря напора пропорциональна квадрату скорости (квадратичный режим сопротивления).

При ламинарном режиме считают, что:

$$\xi = \frac{A}{\text{Re}} + \xi_{\text{кв}}, \quad (16)$$

где A – число, определяемое формой местного сопротивления;

$\xi_{\text{кв}}$ – коэффициент местного сопротивления при режиме квадратичного сопротивления, т. е. при $\text{Re} \rightarrow \infty$.

Коэффициенты сопротивлений для постепенно расширяющихся (конических) труб (*диффузоры*), постепенно сужающихся труб (*конфузоры*), плавно сужающихся труб (*сопла*), поворотов (*обвод, колено*) и других, более сложных местных гидравлических сопротивлений, к которым в гидроприводах относятся гидрораспределители, предохранительные, переливные клапаны, дроссели, гидрозамки, регуляторы потока, фильтры и т. п., приводятся в справочной литературе [4].

Простое суммирование потерь напора (принцип наложения потерь) в местных сопротивлениях возможно, если они расположены друг от друга на расстоянии не менее 20–30 диаметров трубы. В противном случае сопротивления влияют друг на друга и работают как одна система, для которой суммарное значение коэффициентов местных сопротивлений необходимо находить экспериментальным путем.

Потери напора на трение по длине определяются общей формулой Дарси – Вейсбаха:

$$H_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (17)$$

где λ – безразмерный коэффициент сопротивления трения (коэффициент Дарси) в общем случае определяется в зависимости от режима движения и шероховатости Δ или относительной шероховатости Δ/d трубопровода.

При *ламинарном режиме* движения коэффициент Дарси однозначно определяется числом Рейнольдса:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (18)$$

Многочисленными исследованиями установлено, что при *турбулентном режиме* движения коэффициент Дарси, зависит не только от числа Рейнольдса, но и от относительной шероховатости трубопровода.

В случае, если при турбулентном режиме коэффициент жидкостного трения зависит только от числа Рейнольдса, трубопровод будет называться *гидравлически гладким* [1, с.80–81], и коэффициент определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda_{z,z} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (19)$$

Приведенная формула используется при выполнении следующих условий неравенства вида $\left[\text{Re} \cdot \frac{\Delta}{d} \right] < 10$ (область гидравлически гладких труб $2320 < \text{Re} < 10^5$): если коэффициент жидкостного трения при турбулентном режиме перестает зависеть от числа Рейнольдса и является функцией только относительной шероховатости. В этом случае трубопровод будет *гидравлически шероховатым*, и коэффициент Дарси может быть вычислен по формуле Шифринсона:

$$\lambda_{z,m} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (20)$$

Данная формула используется при выполнении условий неравенства $\left[\text{Re} \cdot \frac{\Delta}{d} \right] > 500$. Область, в которой коэффициент жидкостного трения, а следовательно, и сопротивление трубы не зависят от числа Рейнольдса, носит название *автомодельной*.

Как видно из вышеприведенных формул, при турбулентном режиме движения между зонами гидравлически гладких и гидравлически шероховатых труб существует еще одна (переход-

ная) зона, в которой коэффициент Дарси зависит как от числа Рейнольдса, так и от относительной шероховатости.

Долгое время ученым не удавалось получить надежных формул для определения коэффициента жидкостного трения в данной зоне. Это произошло лишь после исследований, выполненных в 1937 г. Кальбруком и Уайтом (первый из них и предложил такую формулу). Однако более удобной для расчетов является формула, полученная позднее А. Д. Альтшулем, которая в последние годы используется все шире:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (21)$$

Напорная характеристика трубопровода

Полные потери напора в трубопроводе определяются на основе принципа наложения (сложения) потерь путем суммирования потерь напора по длине и в местных сопротивлениях по формуле:

$$H_{\text{ном}} = \sum H_{\text{дл}} + \sum H_{\text{м}} .$$

Короткими называют трубопроводы, потери напора в местных сопротивлениях которых составляют более 5–10 % от потерь напора по длине. *Длинными* – трубопроводы, в которых потери напора по длине настолько превышают местные потери напора, что последними без ущерба для точности расчета можно пренебречь либо принять их ориентировочно равными 5–10 % от потерь напора по длине.

Напорная характеристика простого короткого трубопровода, в которую вошли формулы Дарси – Вейсбаха и Вейсбаха, где средняя скорость потока выражена через объемный расход жидкости, выглядит следующим образом:

$$H_{\text{ном}} = \left(\frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} \sum l + \frac{8}{g\pi^2 d^4} \sum \xi \right) Q^2 . \quad (22)$$

Обозначим выражение, помещенное в скобках, буквой a , тогда напорная характеристика будет иметь упрощенный вид:

$$H_{nom} = aQ^2. \quad (23)$$

Величина a называется *сопротивлением трубопровода* и зависит от его длины, диаметра, местных сопротивлений, а при квадратичном законе сопротивления (гидравлически шероховатые трубы и, как следствие – автомодельная зона турбулентного режима) и от шероховатости, причем в последнем случае для данного трубопровода $a = const$.

Иногда при расчетах местных сопротивлений используют величину $l_{эк}$ – эквивалентную длину. Это такая длина трубопровода, потери напора в котором равны потерям напора в данном местном сопротивлении при одинаковых расходах жидкости [5]. Исходя из определения, можно записать:

$$H_m = H_{дл} \text{ или } \xi \frac{g^2}{2g} = \lambda \frac{l_{эк}}{d} \cdot \frac{g^2}{2g},$$

откуда:

$$l_{эк} = \frac{\xi}{\lambda} d. \quad (24)$$

Заменяв в уравнении (13) потери напора в местных сопротивлениях потерями по эквивалентной длине, будем иметь:

$$H_{nom} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} [\Sigma l + \Sigma l_{эк}] Q^2, \text{ или } H_{nom} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} L \cdot Q^2, \quad (25)$$

где $L = \Sigma l + \Sigma l_{эк}$ – приведенная длина трубопровода, т. е. расчетная длина трубопровода, учитывающая потери напора в местных сопротивлениях.

В формулах (22) и (25), определяя числовой множитель при $\pi = 3,14$ и $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, получим, соответственно:

$$H_{\text{ном}} = 0,0827 \left(\lambda \frac{\Sigma l}{d^5} + \frac{\Sigma \xi}{d^4} \right) Q^2 \text{ и } H_{\text{ном}} = 0,0827 \cdot \lambda \frac{L}{d^5} Q^2, \quad (26)$$

где $\frac{8}{\pi^2 g} = \frac{8}{3,14^2 \cdot 9,81} = 0,0827 \text{ с}^2/\text{м}$ – числовой множитель.

Имеются три основных типа задач гидравлического расчета трубопровода. В процессе расчета гидропривода приемлемо решение первого типа задач по определению полных потерь напора (давления) при известных геометрических параметрах трубопровода и расхода рабочей жидкости. Последовательность решения этого типа задач схематично выглядит так:

$$Q - \text{Re} - \lambda - L - H_{\text{ном}}. \quad (27)$$

1. По известным Q, d, ν находят число Рейнольдса и определяют режим движения жидкости.

2. В зависимости от режима движения жидкости по соответствующим формулам (приведены выше) вычисляется коэффициент Дарси λ .

3. Если в условии задания известны значения коэффициентов местных сопротивлений или они заданы в виде процентного отношения к потерям по длине, рассчитывая эквивалентные длины $l_{\text{эк}}$ трубопровода, определяют его длину L .

4. И, наконец, по соответствующей формуле (26) определяется требуемый напор $H_{\text{ном}}$.

При решении многих инженерных задач необходимо знать мощность потока. Удельная энергия представляет работу, которую может выполнить единица массы, объема и веса жидкости, а мощность равна работе в единицу времени всей массы, объема или веса. Поэтому для вычисления мощности N_n потока (в гид-

роприводах это полезная мощность насоса $N_{н.пл.}$, или потребляемая мощность гидродвигателя) необходимо полные удельные энергии умножить, соответственно, на расходы: массовый Q_m , объемный Q или весовой Q_{mg} . В результате получим:

$$N_n = e \cdot Q_m = p \cdot Q = H \cdot Q_{mg}. \quad (28)$$

Истечение жидкости через малое отверстие

Определяем скорость истечения и расход жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном уровне жидкости в резервуаре $H = const$ (или при постоянном давлении в гидроприводе), т. е. когда через отверстие происходит установившееся движение жидкости (истечение рабочей жидкости через живое сечение дросселя регулятора расхода), по следующим формулам:

$$g = \varphi \sqrt{2gH} \quad \text{и} \quad Q = \mu \omega_0 \sqrt{2gH} = \mu \omega_{op} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{op}}{\rho}}, \quad (29)$$

где: $\sqrt{\frac{1}{\alpha + \xi}} = \varphi$ – коэффициент скорости,

ξ – коэффициент местного сопротивления (отверстия);

$\mu = \varphi \varepsilon$ – коэффициент расхода отверстия;

ε – коэффициент стеснения потока;

ω_0, ω_{op} – живое сечение, соответственно, отверстия

и дросселя;

Δp_{op} – потери давления в дросселе (перепад давления).

Если пренебречь гидравлическими сопротивлениями и неравномерностью распределения скорости в струе, т. е. принять $\xi = 0$ и $\alpha = 1$ (что характерно для идеальной жидкости), то

$\varphi = 1$. Таким образом, получим [6] известную формулу Торричелли:

$$g = \sqrt{2gH} . \quad (30)$$

Тогда расход идеальной жидкости через отверстие $Q = \omega_0 \sqrt{2gH}$.

Гидромашины (насосы и гидродвигатели) *Общие сведения*

Понятие «гидромашины» включает в себя насосы и гидродвигатели.

Насос – это гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию в гидравлическую (энергию капельной жидкости).

Гидродвигатель – гидравлическая машина, преобразующая гидравлическую энергию в механическую энергию, которая в случае гидромотора выражена во вращательном движении выходного звена (вала), а в случае гидроцилиндра – в возвратно-поступательном движении выходного звена (штока).

По принципу действия гидромашины делят на объемные и динамические.

Объемные гидромашины – преобразующие один вид энергии в другой в замкнутом изменяющемся объеме (рабочей камере).

В **динамических гидромашинах** преобразование одного вида энергии в другой осуществляется за счет силового взаимодействия рабочего органа гидромашин с жидкостью. Основной разновидностью динамических насосов являются лопастные и, в частности центробежные насосы.

Баланс мощности гидромашин

Преобразование энергии в гидромашинах сопровождается потерями: объемными, гидравлическими и механическими.

Объемные потери мощности ΔN_0 вызываются, главным образом, утечками ΔQ жидкости через неплотности (в том числе и регулируемые утечками). Они при прочих равных условиях возрастают с перепадом давления.

Гидравлические потери мощности ΔN_{Γ} обусловлены гидравлическими сопротивлениями и определяются потерями напора ΔH (потерями давления $\Delta P = \rho g \Delta H$) в самой машине. Эти потери возрастают с увеличением скорости движения жидкости и не зависят от давления.

Механические потери мощности ΔN_M – потери от трения в подшипниках и уплотнениях гидромашины.

Применительно к насосам (с индексом «Н») и гидродвигателям (с индексом «г») баланс их мощности запишется так:

$$N_H = N_{H.пл.} + \Delta N_{H.O} + \Delta N_{H.\Gamma} + \Delta N_{H.M} = N_{H.вн} + \Delta N_{H.M};$$
$$N_{g.пт} = N_g + \Delta N_{g.o} + \Delta N_{g.\Gamma} + \Delta N_{g.M} = N_{g.вн} + \Delta N_{g.o} + \Delta N_{g.\Gamma},$$

где N_H – мощность насоса (мощность, потребляемая насосом);

$N_{H.пл.}$ – полезная мощность насоса (мощность, сообщаемая насосом жидкости);

$N_{H.вн} = N_{H.пл.} + \Delta N_{H.O} + \Delta N_{H.\Gamma}$ – внутренняя мощность насоса (мощность потока внутри насоса);

$N_{g.пт}$ – мощность, потребляемая гидродвигателем (мощность, отдаваемая потоком жидкости гидродвигателю);

N_g – мощность гидродвигателя (мощность, отдаваемая гидродвигателем, полезная мощность);

$N_{H.вн} = N_{g.пт} - \Delta N_{g.o} - \Delta N_{g.\Gamma}$ – внутренняя мощность гидродвигателя (мощность потока внутри гидродвигателя).

Полезная мощность насоса и мощность, потребляемая гидродвигателем, определяются как мощность потока жидкости

$$N_{н.пл} = \rho g H_n Q_n = p_n Q_n \quad (31)$$

$$N_{г.пт} = \rho g H_g Q_g = p_g Q_g, \quad (32)$$

где H_n и p_n , соответственно, напор и давление насоса; Q_n – подача насоса (объемный расход жидкости на выходе из насоса); H_g и p_g , соответственно, – напор и давление гидродвигателя; Q_g – расход гидродвигателя (объемный расход жидкости на входе в гидродвигатель). При отсутствии в гидромашине объемных и гидравлических потерь (идеальная гидромашина) ее напор H_T , давление p_T , расход (подача) Q_T называются теоретическими, а мощность $N_{вн}$ – внутренней.

Для насоса его теоретический напор $H_{нТ}$, теоретическое давление $p_{нТ}$, теоретическая подача $Q_{нТ}$ и внутренняя мощность $N_{н.вн}$ выразятся как:

$$\begin{aligned} H_{нТ} &= H_n + \Delta H_n; \\ p_{нТ} &= \rho g H_{нТ} = p_n + \Delta p_n; \quad Q_{нТ} = Q_n + \Delta Q_n; \\ N_{н.вн} &= \rho g H_{нТ} Q_{нТ} = p_{нТ} Q_{нТ}. \end{aligned} \quad (33)$$

Для гидродвигателя его теоретический напор $H_{гТ}$, теоретическое давление $p_{гТ}$, теоретический расход $Q_{гТ}$ и внутренняя мощность составят:

$$\begin{aligned} H_{гТ} &= H_g - \Delta H_g; \\ p_{гТ} &= p_g - \Delta p_g = \rho g H_{гТ}; \quad Q_{гТ} = Q_g - \Delta Q_g; \\ N_{г.вн} &= \rho g H_{гТ} Q_{гТ} = p_{гТ} Q_{гТ}. \end{aligned} \quad (34)$$

КПД насоса, определяемый соотношением полезной и потребляемой мощностей, будет:

$$\eta_H = \frac{N_{H,ПЛ}}{N_H} = \frac{N_{H,ПЛ}}{N_{H,ВН}} \frac{N_{H,ВН}}{N_H} = \frac{\rho g H_H Q_H}{\rho g H_{H,Т} Q_{H,Т}} \cdot \frac{N_{H,ВН}}{N_H} = \eta_{H,Г} \cdot \eta_{H,О} \cdot \eta_{H,М}, \quad (35)$$

где $\eta_{H,Г} = \frac{H_H}{H_{H,Г}} = \frac{p_H}{p_{H,Г}}$; $\eta_{H,О} = \frac{Q_H}{Q_{H,Т}}$; $\eta_{H,М} = \frac{N_{H,ВН}}{N_H}$, соответственно, гидравлический, объемный и механический КПД насоса. Аналогично определяется и КПД гидродвигателя:

$$\eta_g = \frac{N_g}{N_{g,ПТ}} = \frac{N_{g,ВН}}{N_{g,ПТ}} \frac{N_g}{N_{g,ВН}} = \frac{\rho g H_{g,Т} Q_{g,Т}}{\rho g H_g Q_g} \frac{N_g}{N_{g,ВН}} = \eta_{g,Г} \cdot \eta_{g,О} \cdot \eta_{g,М}, \quad (36)$$

где $\eta_{g,Г} = \frac{H_{g,Т}}{H_g} = \frac{p_{g,Т}}{p_g}$; $\eta_{g,О} = \frac{Q_{g,Т}}{Q_g}$; $\eta_{g,М} = \frac{N_g}{N_{g,ВН}}$, соответственно, гидравлический, объемный и механический КПД гидродвигателя. Из уравнений (26) и (27) следует:

$$N_H = \frac{N_{H,ПЛ}}{\eta_H} = \frac{\rho g H_H Q_H}{\eta_H} = \frac{p_H Q_H}{\eta_H}; \quad (37)$$

$$N_g = N_{g,ПТ} \cdot \eta_g = \rho g H_g Q_g \cdot \eta_g = p_g Q_g \eta_g. \quad (38)$$

Основные технические показатели гидромашин

Эксплуатационные качества гидромашин характеризуются значениями величин [7], называемых техническими показателями.

Основные технические показатели насосов:

n_H – частота вращения входного звена;

ω_H – угловая скорость входного звена;

M_H – крутящий момент на входном звене;

Q_H – подача (производительность);

$Q_{H,Т}$ – теоретическая подача;

p_H – давление;

N_H – мощность насоса;

$N_{H,ПЛ}$ – полезная мощность;

η_H – КПД насоса;

$\eta_{H,О}$ – объемный КПД.

Мощность насоса:

$$N_H = \omega_H M_H = 2\pi n_H M_H = \frac{P_H Q_H}{\eta_H}. \quad (39)$$

Основные технические показатели гидромоторов:

n_g – частота вращения выходного звена;

ω_g – угловая скорость;

M_g – крутящий момент;

Q_g – расход;

$Q_{g,Т}$ – теоретический расход;

p_g – давление;

N_g – мощность гидромотора;

$N_{g,ПТ}$ – потребляемая мощность;

η_g – КПД гидромотора;

$\eta_{g,О}$ – объемный КПД.

Мощность гидромотора:

$$N_g = \omega_g M_g = 2\pi n_g M_g = p_g \cdot Q_g \cdot \eta_g. \quad (40)$$

Основные технические показатели гидроцилиндров:

\mathcal{G}_g – линейная скорость выходного звена (штока);

P_g – усилие (сила) на выходном звене;

p_g – давление;

Q_g – расход;

$Q_{g.T}$ – теоретический расход;

N_g – мощность гидроцилиндра;

$N_{g.ПТ}$ – потребляемая мощность;

η_g – КПД гидроцилиндра;

$\eta_{g.O}$ – объемный КПД.

Мощность гидроцилиндра

$$N_g = P_g \mathfrak{V}_g = p_g \cdot Q_g \cdot \eta_g. \quad (41)$$

Объемные гидромашины

Основные элементы объемных гидромашин: рабочая камера, подвижный элемент (вытеснитель) и распределитель.

Рабочая камера – пространство внутри машины, объем которого меняется. Изменяемая часть объема рабочей камеры, представляющая разность между ее наибольшим и наименьшим объемами, называется *полезным объемом*, а неизменяемая – *мертвым объемом*, или *мертвым (вредным) пространством*. Последнее практически не влияет на рабочий процесс объемной машины при малосжимаемых жидкостях, в то же время при сжимаемых жидкостях такое влияние существенно. Подвижный элемент изменяет объем рабочей камеры, а распределитель попеременно сообщается с местами входа и выхода жидкости.

По количеству рабочих камер гидромашины делятся на одно- и многокамерные, а по конструктивному выполнению подвижных элементов [9] – на **поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые, мембранные, сильфонные** и др.

Если объем рабочей камеры увеличивается подвижным элементом, она через распределитель заполняется жидкостью. Когда объем рабочей камеры уменьшается, жидкость из камеры вытесняется. Так работают все объемные гидромашины.

Распределитель в поршневых гидромашинках конструктивно может быть клапанным или золотниковым, а роль распределителя в шестеренной, пластинчатой и винтовой гидромашинках

выполняет уплотнительная часть их корпуса и подвижного элемента: зубья и впадины – у шестеренной, ротор и пластины – у пластинчатой, впадины и гребни винтов – у винтовой.

Если в рабочей камере гидромашины совершается один рабочий цикл, т. е. она заполняется и освобождается от жидкости один раз за один оборот соответствующего звена, это машина однократного действия, а если таких циклов несколько, – многократного действия.

Гидромашины, в которых подвижные элементы совершают вращательное движение либо вращательное и возвратно-поступательное или вращательно и возвратно-поворотное, называются роторными (радиально-поршневые и аксиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые и винтовые насосы и гидромоторы).

Отличительным техническим показателем объемных гидромашин является их **рабочий объем**. Он указывается в паспорте механизма (насоса, гидромотора, пневмомотора) рядом с его маркой. Например, насос ВНР 32/20: В – высоконапорный; Н – насос; Р – радиальный; 32 – рабочий объем, см³/об.; 20 – давление, МПа.

Рабочий объем – это сумма изменений объемов рабочих камер гидромашины за один оборот, т. е. объем несжимаемой жидкости, выдаваемый идеальным насосом, работающим без потерь, или расходуемый идеальным гидромотором за один оборот. Выразим через рабочий объем q_H насоса его теоретическую подачу, действительную подачу, полезную мощность, мощность насоса и крутящий момент:

$$Q_{H.T} = q_H n_H; \quad (42)$$

$$Q_H = Q_{H.T} \cdot \eta_{H.O} = q_H n_H \eta_{H.O}; \quad (43)$$

$$N_{H.пл} = p_H Q_H = p_H q_H n_H \eta_{H.O}; \quad (44)$$

$$N_H = M_H \omega_H = \frac{p_H Q_H}{\eta_H} = \frac{p_H q_H n_H \eta_{H.O}}{\eta_H}; \quad (45)$$

$$M_H = \frac{1}{2\pi} p_H \cdot q_H \frac{1}{\eta_{H,\Gamma} \cdot \eta_{H,M}}. \quad (46)$$

Уравнение 46 получено из 45, где угловая скорость выражена через частоту вращения $\omega_H = 2\pi n_H$.

Последовательно запишем для гидромотора, используя его рабочий объем q_g , теоретический расход, действительный расход, потребляемую мощность, собственную мощность и крутящий момент:

$$Q_{g,\Gamma} = q_g n_g; \quad (47)$$

$$Q_g = \frac{Q_{g,\Gamma}}{\eta_{g,O}} = \frac{q_g n_g}{\eta_{g,O}}; \quad (48)$$

$$N_{g,ПТ} = p_g Q_g = p_g q_g n_g \frac{1}{\eta_{g,O}}; \quad (49)$$

$$N_g = M_g \omega_g = N_{g,ПТ} \cdot \eta_g = p_g q_g n_g \frac{\eta_g}{\eta_{g,O}}; \quad (50)$$

$$M_g = \frac{N_g}{2\pi n_g} = \frac{1}{2\pi} p_g q_g \cdot \eta_{g,\Gamma} \cdot \eta_{g,M}. \quad (51)$$

Уравнение 51 получено из 50, где угловая скорость выражена через частоту вращения $\omega_g = 2\pi n_g$.

Анализируя полученные уравнения, можно сделать вывод, что с изменением рабочего объема гидромашины меняется ее подача (расход), мощность и крутящий момент.

Гидромашины с изменяемым рабочим объемом получили название **регулируемых** (регулируемые насосы, или насосы переменной подачи; регулируемые гидродвигатели), а с неизменяемым рабочим объемом – **нерегулируемых** (нерегулируемые насосы, или насосы постоянной подачи; нерегулируемые гидродвигатели).

Формула регулирования для регулируемых гидромашин (параметр U_q ; указывается в каталогах) – это отношение текущего значения рабочего объема q к его максимальному значению q_{\max} ∴

$$U_q = \frac{q}{q_{\max}}. \quad (52)$$

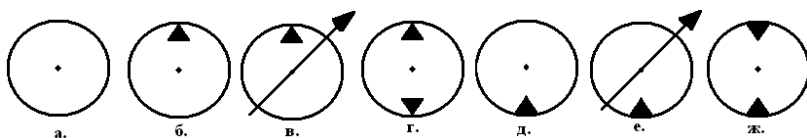


Рис. 1. Условные обозначения гидромашин на гидравлических схемах гидроприводов

На гидравлических схемах насосы обозначаются окружностью (рис.1 а). Направление потока жидкости (из насоса в гидросистему) показывается острием жирной стрелки, помещенной внутри окружности (рис.1 б), а регулируемость его подачи – длинной тонкой стрелкой, пересекающей этот контур под углом (рис.1 в). Нереверсивный насос постоянной производительности изображают одной, а реверсивный – двумя жирными стрелками внутри контура окружности, направленными во внешние стороны (рис.1 г).

Гидромоторы (рис.1 д, е, ж) обозначаются теми же символами, что и насосы, но с остриями стрелок, направленными внутрь контура окружности, показывающими [10], что поток жидкости направлен из гидросистемы в гидромотор.

На рис. 2 представлены условные обозначения некоторых насосов, наиболее часто встречающиеся на схемах и чертежах гидросистем: (а) шестеренный; (б) пластинчатый; (в) радиально-поршневой; (г) аксиально-поршневой; (д) кривошипно-поршневой; (е) винтовой; (ж) ручной; (и) центробежный.

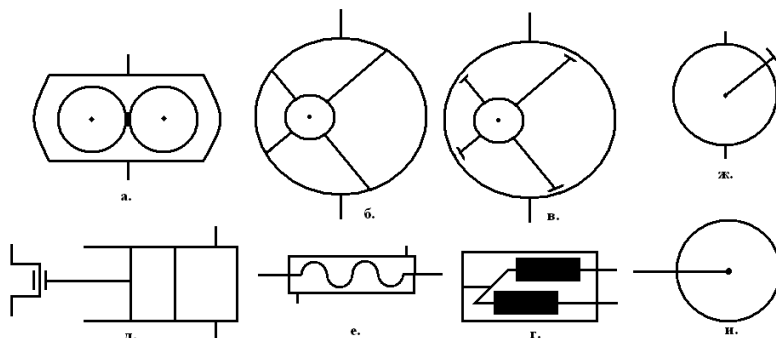


Рис. 2. Условные обозначения насосов на гидравлических схемах

Основными элементами поршневых насосов являются: цилиндр, поршень и распределитель, при помощи которого цилиндр попеременно сообщается с линией всасывания и линией нагнетания. Поршневые гидродвигатели устроены аналогично.

Классифицируя поршневые гидромашины, принимаем за основу два их признака: кратность действия и конструкцию распределителя. Поршни бывают дисковые, если их длина меньше диаметра ($b < D$), и плунжерные, если диаметр меньше длины ($D < b$). Обычно плунжерные используются для высоких давлений, причем они могут быть как сплошными, так и пустотелыми.

В зависимости от количества цилиндров и их расположения поршневые гидромашины делятся на одно- и многоцилиндровые, с параллельным расположением осей цилиндров в одной плоскости (эксцентрикковые насосы), со звездообразным расположением осей цилиндров в одной плоскости (радиальные насосы и гидродвигатели) и расположением осей цилиндров параллельно их оси вращения (аксиальные насосы и гидродвигатели).

Как правило, цилиндры радиальных и аксиальных роторно-поршневых гидромашин изготавливаются в массивных телах вращения, называемых роторами или цилиндрическими блоками. Рабочий объем многоцилиндрового (с одинаковыми цилиндрами) насоса многократного действия выражается формулой:

$$q_H = mZ k \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (53)$$

где m – число рядов цилиндров; Z – число цилиндров в одном ряду; k – кратность действия; D – диаметр поршня; S – рабочий ход поршня.

Гидромоторы по развиваемому крутящему моменту делятся на низкомоментные и высокомоментные (свыше **2000** нм при частоте вращения не более **100** об/мин).

Рабочий объем гидромотора выражается тем же уравнением, что и для насоса (см. форм. 53). Теоретическая напорная характеристика объемных насосов жесткая, поскольку подача насосы зависит только (см. форм. 43), от частоты вращения и рабочего объема, и представляет собой прямую линию [1], параллельную оси напоров (рис. 3), отстоящую от нее на расстоянии $Q_{H.T}$.

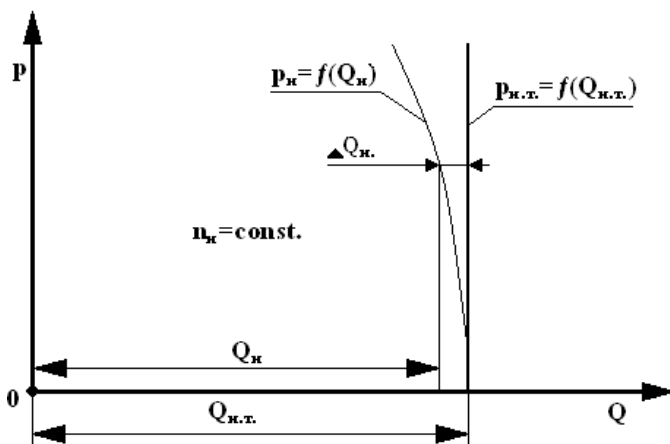


Рис. 3. Напорная характеристика объема насоса

Действительная подача насоса $Q_H = Q_{H.T} - \Delta Q_{H.T}$ зависит от давления, так как с увеличением последнего растут утечки $\Delta Q_{H.T}$. По этой причине действительная напорная характери-

ка $H_H = f(Q_H)$, или $p_H = f(Q_H)$ представляет кривую линию (рис. 3), так как утечки ΔQ_H изменяются по сложному закону.

По сравнению с шестеренными, пластинчатыми и винтовыми насосами поршневые имеют более жесткую напорную характеристику. Это объясняется тем, что поршни и цилиндры сравнительно легко изготовить с минимальными зазорами, обеспечивающими при больших давлениях высокое значение объемного КПД.

Отличительной особенностью шестеренных гидромашин является простота их конструкции, малые габариты и масса. Чаще всего они используются в качестве насосов и реже – в качестве гидромоторов. Шестеренные насосы бывают с внешним и внутренним зацеплением зубьев. Наиболее распространен насос с внешним зацеплением. Рабочий объем q шестеренного насоса, или гидромотора можно определить с достаточной для практики точностью из условия, что объем зуба равен объему впадины. Тогда, считая, что высота зуба $2m$, получим:

$$q = 2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot m \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b, \quad (54)$$

где m – модуль зуба; D_n – диаметр начальной окружности; z – число зубьев; b – ширина зуба. Из (54) следует, что для получения малогабаритных насосов (гидромоторов) необходимо делать шестерни с большим модулем и малым числом зубьев, хотя при этом несколько возрастает пульсация подачи (расхода).

Обычно шестеренные насосы изготовляют с постоянным рабочим объемом, т. е. постоянной подачей. При давлениях до 1,3 МПа применяют обычно шестеренные насосы типа Ш с подачей от $0,0835 \cdot 10^{-3}$ до $2,08 \cdot 10^{-3} \frac{M^3}{c}$ ($5-125 \frac{л}{мин}$), при давлениях до 10 МПа – насосы типа НШ-Д (НШ-10, НШ-32 и др.). Рабочий объем этих насосов выражается в $\frac{см^3}{об}$.

Пластинчатые (шиберные) гидромашины бывают однократного и многократного действия, одинарные и двоянные. Каждая камера в течение полного оборота участвует в нагнетании жидкости один раз, а значит, это насос однократного действия. Все камеры данного насоса переносят за один оборот в полость нагнетания объем жидкости, равный объему кольца толщиной $2e$, из которого нужно вычесть объем, занятый пластинами. Таким образом, определить рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия можно по формуле:

$$q = 2e \cdot (2\pi r - z\delta) \cdot b, \quad (55)$$

где e – эксцентриситет; r – радиус статора; z – число пластин; δ – толщина пластины; b – ширина ротора.

У пластинчатых насосов однократного действия ротор и подшипники испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание таких машин большой мощности и является одной из причин малого срока их службы. Целесообразнее устроены пластинчатые насосы двукратного действия, у которых вследствие наличия двух противоположно расположенных полостей ротор разгружен от сил давления. У таких насосов подвод жидкости в камеры и отвод из них производится через торцевые окна статора.

Пластинчатые насосы с подачей $0,083 \cdot 10^{-3} - 3,34 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с}$ (5 – 200 л/мин) и давлением до 6,5 МПа (65 атм.) нашли применение в некоторых гидроприводах. Однако они не могут быть использованы в качестве гидромоторов, так как, находясь в покое, пластины не прижаты к статору, и поэтому масло свободно перетекает в корпусе, не вызывая вращения ротора.

У низкомоментных пластинчатых гидромоторов типа Г16 постоянное прижатие пластин к статору достигается специальными пружинами. Высокомоментные пластинчатые гидромоторы из-за низкого объемного КПД при давлении 10 МПа (100 атм.) не получили широкого распространения [2]. **Гидроцилиндры** – это объемные гидродвигатели с возвратнопоступательным перемещением выходного звена.

Существует большое многообразие конструкций и схем гидроцилиндров. Рассмотрим некоторые из них.

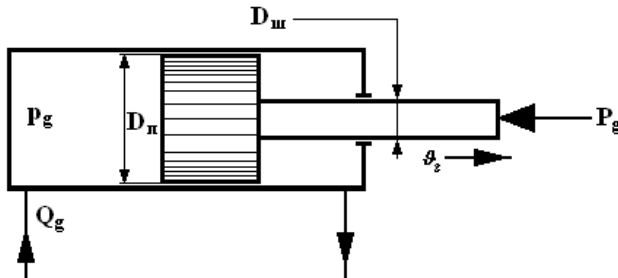


Рис. 4. Гидроцилиндр с односторонним штоком

В гидроцилиндрах одностороннего (с односторонним штоком) действия (рис. 4) рабочий ход поршня при движении слева направо совершается под давлением жидкости p_g , развивая усилие P_g , которое вычисляется из следующего выражения:

$$P_g = p_g \cdot F_g \cdot \eta_{g.m} = p_g \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \eta_{g.m}, \quad (56)$$

где $F_g = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$ – рабочая поверхность поршня гидроцилиндра с односторонним штоком.

При известной скорости \mathfrak{g}_g перемещения штока (рис. 4) расход рабочей жидкости Q_g в гидроцилиндре вычисляют по формуле:

$$Q_g = \frac{\mathfrak{g}_g \cdot F_g}{\eta_{g.o}} = \mathfrak{g}_g \frac{\pi \cdot D_n^2}{4 \cdot \eta_{g.o}} \quad \text{или} \quad \mathfrak{g}_g = \frac{4 \cdot Q_g \cdot \eta_{g.o}}{\pi \cdot D_n^2} \quad (57)$$

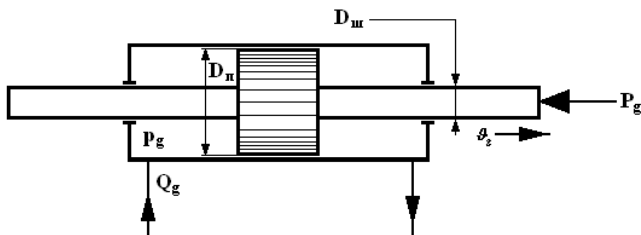


Рис. 5. Гидроцилиндр с двусторонним штоком

У гидроцилиндров с двусторонним штоком (рис. 5) развиваемое усилие P_g и расход Q_g рабочей жидкости определяются, соответственно, как:

$$P_g = p_g \cdot F_g \cdot \eta_{g.m} = p_g \frac{\pi \cdot (D_n^2 - D_u^2)}{4} \eta_{g.m}, \quad (58)$$

$$Q_g = \frac{g_g \cdot F_g}{\eta_{g.o}} = g_g \frac{\pi \cdot (D_n^2 - D_u^2)}{4 \cdot \eta_{g.o}}, \text{ или } g_g = \frac{4 \cdot Q_g \cdot \eta_{g.o}}{\pi \cdot (D_n^2 - D_u^2)}, \quad (59)$$

где $F_g = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - D_u^2)}{4}$ – рабочая поверхность поршня

гидроцилиндра с двусторонним штоком.

По данным литературы [5], ориентировочно давление p_g в гидроцилиндре назначается в зависимости от величины полезного усилия P_g :

при $P_g = 10 \div 20 \text{ кН}$ давление $p_g \leq 1,6 \text{ МПа}$;

при $20 \div 30 \text{ кН}$ давление $p_g \leq 3,2 \text{ МПа}$;

при $P_g = 30 \div 50 \text{ кН}$ давление $p_g \leq 6,3 \text{ МПа}$;

при $P_g = 50 \div 100 \text{ кН}$ давление $p_g \leq 10 \text{ МПа}$.

Основные параметры гидроцилиндров приводятся также в табл. 7 приложения.

В зависимости от выбранного давления p_g (см. форм. 56) находим диаметр D_n силового цилиндра и, в соответствии с ГОСТ 12447-80, округляем его до ближайшего стандартного в большую сторону.

Диаметры цилиндров, мм: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400.

Диаметры штока $D_{ш}$ гидроцилиндров определим по формулам:

$$D_{ш} = 0,5 \cdot D_n \text{ при } p_g < 6,5 \text{ МПа}; \quad (60)$$

$$D_{ш} = 0,7 \cdot D_n \text{ при } p_g > 6,5 \text{ МПа}. \quad (61)$$

По полученным значениям $D_{ш}$ выбирают стандартные диаметры штока. Согласно стандарту, приняты следующие диаметры штоков: 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180 мм.

Гидропривод (объемный насосный гидропривод) *Общие сведения*

Если в состав гидропривода входит один или несколько объемных гидродвигателей (поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые и т. д.), такой гидропривод называют объемным. В общем случае в состав насосного объемного гидропривода входят: гидropередача, гидропреобразователи, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидрролинии.

Как показывает опыт эксплуатации [3], гидроприводу присущи следующие основные достоинства:

- возможность получения совместных характеристик приводящего двигателя и гидропривода в соответствии с нагрузочными характеристиками машин;
- простота предохранения приводящего двигателя и исполнительных органов машин и механизмов от перегрузок;

- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена, что позволяет осуществить рациональный режим работы исполнительных органов;
- возможность передачи больших сил и моментов, а также осуществление больших передаточных чисел при относительно небольших размерах и массе гидроустройств;
- надежная смазка трущихся поверхностей благодаря применению в качестве рабочей жидкости минеральных масел;
- простота реверсирования без необходимости изменения направления вращения приводящего двигателя, а также возможность получения плавного движения и частых быстрых переключений на ходу машины;
- простота преобразования одного вида движения в другой и независимость расположения гидравлических устройств в пространстве, что удобно при общей компоновке машин;
- простота управления, что способствует применению систем автоматического, программного и дистанционного управления.

К недостаткам гидропривода относятся:

- утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, что снижает КПД установки и ведет к загрязнению рабочего места. Для повышения герметичности системы требуется высокая точность и чистота поверхностей сопрягаемых деталей;
- нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств тепловой защиты;
- необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха;
- пожароопасность в случае применения горючей рабочей жидкости;
- более низкий КПД гидропередачи по сравнению с механической.

Гидропередача – часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к машинам и механизмам. В простейшем случае она состоит из одного насоса, одного гидродвигателя и гидролинии, необходимой для циркуляции рабочей жидкости между ними.

Гидропреобразователь выполняет функцию преобразования энергии одного потока жидкости в энергию другого потока обычно с большим значением давления.

Гидроаппараты применяют для изменения или поддержания заданного постоянного значения давления или расхода рабочей жидкости либо для изменения направления потока рабочей жидкости.

Кондиционеры рабочей жидкости служат для получения необходимых качественных показателей жидкости. К ним относятся: гидроочистители, теплообменные аппараты, воздухопускные устройства.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии (гидросеть) – устройства, служащие для прохождения рабочей жидкости. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, каналы и соединения. Различают всасывающую, напорную и сливную линии, гидролинию управления и дренажную гидролинию (для удаления в емкость утечек).

Объемный гидропривод нашел широкое применение в подъемно-транспортных и строительно-дорожных машинах и механизмах в основном из-за своей компактности и универсальности движения выходного звена гидродвигателя.

Компактность обеспечивается применением высоких давлений (до 10МПа у маломощных вспомогательных машин и механизмов и свыше 10МПа у мощного основного оборудования). По типу применяемых гидродвигателей весь объемный гидропривод можно разделить на привод с гидромоторами, гидроцилиндрами и поворотными гидродвигателями. Последние в гидроприводе подъемно-транспортных и дорожно-строительных машин встречаются редко, тогда как гидропривод с гидроцилиндрами нашел самое широкое применение.

Гидропривод с гидроцилиндрами по характеру управления выходным звеном можно подразделить на три группы.

1. Движение происходит без регулирования скорости, а фиксация его положения осуществляется без гидрозамка (только гидрораспределителем). К этой группе относятся гидропривод для

перемещения различных узлов машин и механизмов (например, гидродомкраты, конвейеры, перегружатели, толкатели и т. п.).

2. Движение происходит без регулирования скорости, но с четкой фиксацией его положения гидрозамками. Так работают устройства для ориентации грузозахватных устройств в пространстве автопогрузчиков и изменения вылета стрелы автомобильных кранов и мощных экскаваторов.

3. Скорость движения выходного звена регулируется. К этой группе относится гидропривод механизма поворота стрелы грузоподъемных машин, а также подъема и опускания ковшов различных погрузчиков.

Все три группы гидроприводов имеют **разомкнутую систему циркуляции рабочей жидкости** [1, с.153] и единую схему насосной станции. Последняя, как правило, состоит из нерегулируемого насоса; гидроемкости; фильтров; клапанов – обратного, предохранительного и переливного; манометра.

Гидропривод с гидромоторами в машиностроении используют для передвижения машин (карьерных экскаваторов, предохранительных лебедок и т. п.). При этом обычно применяют высокомоментные гидромоторы [5]. **Система циркуляции рабочей жидкости** в данных приводах, как правило, **замкнутая** [4, с. 223–226].

Следует отметить, что нередко встречаются и комбинированные схемы: от одного насоса питаются гидромоторы и гидроцилиндры. По способу управления гидропривод может быть с ручным или автоматическим управлением. Иногда автоматизируется только какой-либо один процесс, чаще других повторяющийся в эксплуатации машин (например, механизм подачи резца металлорежущего станка).

Нередко в схемах гидропривода с постоянно работающим насосом применяется его автоматическая разгрузка от давления (насос на определенное время отключается от сети с гидродвигателем и работает вхолостую). Регулирование скорости выходного звена гидродвигателя в гидроприводе подъемно-транспортных и дорожно-строительных машин осуществляется, как правило, при неизменной скорости входного звена насоса ($n_H = const$). Подача насоса в общем случае:

$$Q_H = Q_g + \Delta Q, \quad (62)$$

где ΔQ – утечки рабочей жидкости в гидролинии (в том числе и регулируемые).

Из уравнения (62) видно, что расход гидродвигателя Q_g , а следовательно, и скорость его выходного звена, можно регулировать за счет изменения ΔQ или Q_H . Скорость выходного звена (шток гидроцилиндра) и частота вращения (вал гидромотора) при этом:

$$\text{у гидроцилиндра } g = \frac{Q_g \eta_{g.o}}{S_g}; \text{ у гидромотора } n_g = \frac{Q_g \eta_{g.o}}{q_g}. \quad (63)$$

Из уравнения (63) видно, что скорость выходного звена гидромотора можно регулировать также за счет изменения его рабочего объема q_g (у гидроцилиндров $S_g = const$). Поскольку регулирование насоса [при $\Delta Q = const$, см. уравнение (62)], как и гидромотора осуществляется за счет изменения рабочего объема q_H , такое регулирование можно подразделить на **дрельное** [4, с. 232] и **объемное (машинное)** – за счет частичного сброса жидкости из системы при постоянной подаче насоса [4, с. 239].

Очевидно, что первый способ регулирования (при использовании которого ухудшается общий КПД гидропривода за счет уменьшения объемного КПД) энергетически менее экономичен, чем второй. Однако второй способ требует более сложного, а следовательно, и более дорогостоящего оборудования – регулируемого насоса или гидромотора. Кроме того, при очень малом q_H скорость выходного звена получается неравномерной, а при малом q_g – малый момент M_g . Поэтому существует предельный диапазон регулирования

$\frac{n_{g \min}}{n_{g \max}}$: при изменении q_H диапа-

зон регулирования скорости вращения достигает $\frac{1}{500}$; при изменении $q_g - \frac{1}{3}$; при одновременном регулировании насоса и гидромотора – $\frac{1}{1500}$. На практике диапазон регулирования не превышает 1:1000.

В машиностроении гидроприводы с гидроцилиндрами обычно имеют дроссельное регулирование с разомкнутой системой циркуляции рабочей жидкости. В схемах с гидромоторами, как правило, применяют объемное регулирование, используя регулируемые насосы и замкнутую систему циркуляции рабочей жидкости.

Объемные гидроприводы обладают высоким быстродействием, незначительными размерами и небольшой массой. Высокий модуль упругости рабочей жидкости и герметичность гидроагрегатов (по сравнению с гидродинамическими передачами) обеспечивают механическую жесткость связи между ведущим и ведомым звеньями. Исключение поломок в машинах и механизмах с объемным гидроприводом обеспечивается предохранительными клапанами.

Полный КПД гидропривода сравнительно высок. Потери мощности в гидропередаче, состоящей из насоса и гидромотора, определяются как произведение их КПД:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_g, \quad (64)$$

где η_H – полный КПД насоса; η_g – полный КПД гидромотора. Если гидролинии гидропривода достаточно длинные и на их смонтирована различная аппаратура, необходимо учитывать гидравлические потери на трение по длине и местные гидравлические потери. Эти потери давления учитываются гидравлическим КПД передачи:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{p_{\text{H}} - \Delta p}{p_{\text{H}}} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{\text{H}}}, \quad (65)$$

где p_{H} – давление на выходе из насоса; $\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{М}}$ – потери давления на трение по длине и на местных сопротивлениях.

Полный КПД гидропривода равен произведению полных КПД насоса, гидромотора, а также гидравлического КПД передачи:

$$\eta_{\Gamma.П} = \eta \cdot \eta_{\Gamma} = \eta_{\text{H}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (66)$$

или как отношение полезной мощности на валу гидромотора и приводной мощности насоса:

$$\eta_{\Gamma.П} = \frac{N_{\text{г}}}{N_{\text{H}}}. \quad (67)$$

Гидроаппаратура

По назначению всю гидроаппаратуру можно разделить на **направляющую** и **регулирующую**. Первая предназначена для изменения направления движения рабочей жидкости в системе гидропривода, вторая – для регулирования его параметров: давления и расхода. Основной деталью всякого гидроаппарата является **запорно-регулирующий** элемент. Конструктивно он может быть выполнен в виде крана, золотника или клапана.

К направляющей гидроаппаратуре относятся гидрораспределители, обратные клапаны, гидрозамки и клапаны: выдержки времени, последовательности и логические. В гидроприводах средней мощности наибольшее применение нашли [6] гидрораспределители, обратные клапаны и гидрозамки.

Гидрораспределители, в зависимости от числа фиксированных положений запорного органа, подразделяют на двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.

В зависимости от числа внешних линий, подводимых к гидрораспределителю, последний может быть трехлинейным (трехходовым), четырехлинейным (четырёхходовым) и т. д.

Запорный орган гидрораспределителя может приводиться в движение различными источниками энергии. В зависимости от этого различают гидрораспределители с ручным (механическим), электрическим, гидравлическим и пневматическим управлением.

Наиболее простые – крановые гидрораспределители. Основными элементами конструкции (рис. 6 а) являются корпус 4 с отверстиями для подвода и отвода жидкости и подвижный элемент 3 пробкового типа с рукояткой 1. При повороте пробки осуществляется изменение направления движения жидкости в системе (рис. 6 б). Пробка может быть цилиндрической либо конической формы. В последнем случае для прижатия пробки к гнезду корпуса ставят пружину 2. У гидрораспределителей с цилиндрической пробкой во избежание значительных утечек жидкости необходима точная обработка сопрягаемых деталей. Крановые гидрораспределители обычно выпускают на небольшие давления (до 5–7 МПа) и расходы $(80-170) \cdot 10^{-6} \frac{M^3}{c} (5-10 \frac{L}{c})$.

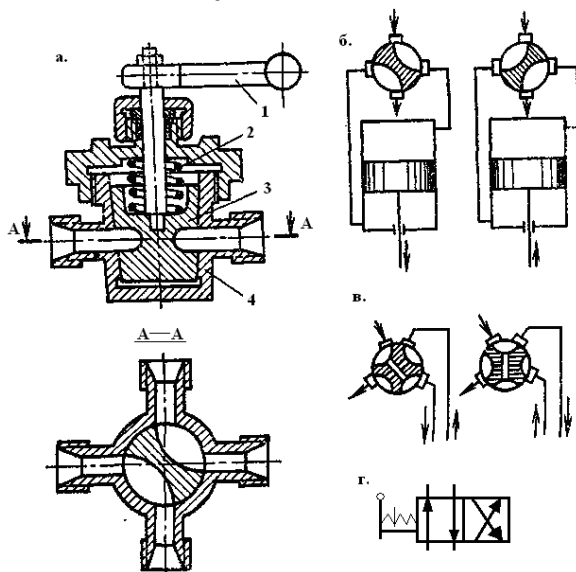


Рис. 6. Крановые гидрораспределители

Крановые гидрораспределители могут выполняться неразгруженными и разгруженными. В неразгруженных кранах (рис. 6 б) давление в камере, связанной с линией нагнетания, не уравнивается с другой стороны, что приводит к одностороннему прижатию пробки, увеличению момента для ее поворота и увеличению утечек. Поэтому при больших давлениях применяют только разгруженные краны (рис. 6 в), у которых диаметрально противоположные полости соединены каналами.

При построении условных обозначений гидрораспределителей число позиций запорного элемента изображают числом квадратов, а проходы (каналы) в гидрораспределителе – линиями со стрелками, показывающими направления потоков рабочей жидкости в каждой позиции. Запорный элемент изображают в исходной позиции, когда к нему не приложено управляющее воздействие.

Чтобы представить действие гидрораспределителя в другой рабочей позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя внешние гидролинии в прежнем положении. Управление гидрораспределителем показывается на малых сторонах общего прямоугольника, составленного из квадратов. На рис. 6 г показано условное обозначение на гидравлической схеме двухпозиционного четырехлинейного (четырёхходового) гидрораспределителя с ручным (механическим) управлением.

Золотниковые гидрораспределители получили наибольшее распространение в гидроприводе. Объясняется это простотой их изготовления, компактностью и высокой надежностью в эксплуатации. Они могут работать при весьма высоких давлениях (до 32 МПа) и значительно больших расходах, чем крановые гидрораспределители.

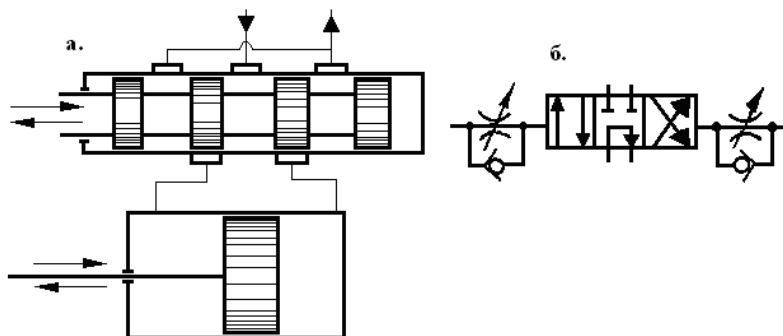


Рис. 7. Золотниковый гидрораспределитель

Основными элементами этих гидрораспределителей являются золотник с поясками и цилиндр (гильза) с окнами. На рис. 7 а приведена принципиальная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового гидрораспределителя (с гидравлическим управлением). Условное обозначение его на схеме отображает рис. 7 б.

Недостатком золотниковых гидрораспределителей является возможность появления облитерации. Для борьбы с «заеданием» золотника при облитерации применяют специальные механические и электромеханические устройства, сообщающие золотнику колебательные движения и разрушающие слой поляризованных молекул. С этой же целью иногда в гидравлических системах с небольшим давлением пояски золотников выполняют с нулевым или даже отрицательным (неполным) перекрытием окон. Разумеется, в последнем случае утечки через золотник увеличиваются.

Клапанные гидрораспределители применяются в основном в тех случаях, когда требуется высокая герметичность. По этой причине запорный элемент выполняют, как правило, в виде конического или шарового клапана.

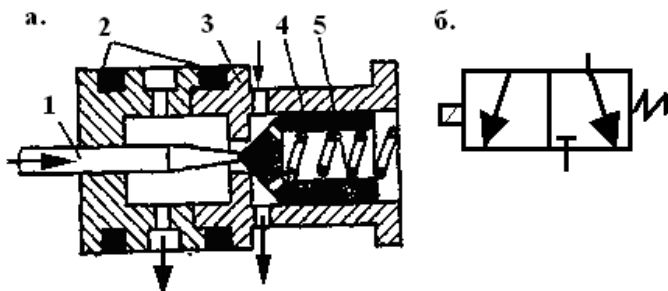


Рис. 8. Клапанный гидрораспределитель

Клапанный гидрораспределитель с коническим запорным элементом изображен на рис. 8 а. Основными его деталями являются: клапан 4 с центрирующим плунжером, прижимаемый к седлу 3 пружиной 5, и толкатель 1, воздействующий на клапан для его открывания. Чаще всего толкатель приводится в действие от электромагнита. В клапане 4 имеются отверстия для его уравнивания с подводимым давлением. С целью герметизации рабочей камеры в проточке корпуса для толкателя установлены манжетные уплотнения 2. Гидрораспределители этого типа могут работать при весьма высоких давлениях (до 32 МПа). Их достоинством является также большой срок службы. К недостаткам следует отнести малые расходы (до 5 л/мин) и значительные усилия [7], необходимые для управления.

Обратные клапаны предназначены для пропускания жидкости только в одном направлении. В зависимости от конструкции запорного элемента чаще всего они бывают шаровыми (рис. 9 а) или коническими (рис. 9 б), реже – тарельчатыми (рис. 9 в).

Обратный клапан, установленный во всасывающей линии, иногда называют всасывающим, или приемным. Особенностью обратных клапанов является небольшое усилие сжатия пружины, прижимающей запорный элемент к «седлу», и большая пропускная способность. Обычно потери давления в серийных клапанах не превышают 0,2 МПа, во всасывающих – на порядок меньше. Условное обозначение обратного клапана на гидравлических схемах дано на рис. 9 г.

Управляемые обратные клапаны, т. е. гидравлические замки, предназначенные для запираания рабочей жидкости в плоскостях гидроцилиндров, выпускаются одностороннего и двухстороннего действия. На рис. 10 б показано условное обозначение на схемах гидрозамка одностороннего действия и его подключение к гидроцилиндру.

Схема двухстороннего гидрозамка приведена на рис. 10 в. При подаче жидкости в правую полость гидрозамка плавающий поршень 5 переместится влево и своим толкателем 4 откроет левый клапан 2. Вместе с тем под давлением рабочей жидкости откроется правый клапан гидрозамка, и жидкость станет поступать в штоковую полость гидроцилиндра 1. При этом из поршневой полости гидроцилиндра жидкость будет сливаться через открытый левый клапан 2. С прекращением подачи жидкости в гидрозамок оба его клапана под действием пружин 3 закроются, и жидкость будет заперта в обеих полостях гидроцилиндра 1. При подаче жидкости в левую полость гидрозамка процесс будет протекать в обратном направлении. Условное обозначение гидрозамка двухстороннего действия на схемах и его подключение к гидроцилиндру показано на рис.10 г.

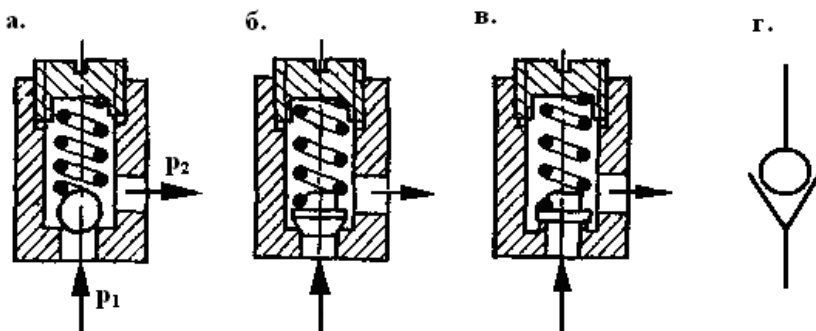


Рис. 9. Обратные клапаны

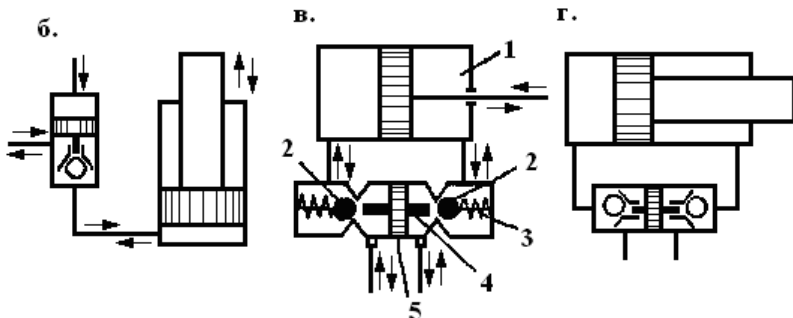


Рис. 10. Гидрозамки

Регулирующая гидроаппаратура в зависимости от регулируемого гидравлического параметра потока рабочей жидкости делится на *регуляторы давления* и *регуляторы расхода*. К первым относятся: предохранительные, переливные, редукционные клапаны, а ко вторым – дроссели и регуляторы потока.

Предохранительный клапан предназначен для ограничения давления в месте его подключения. При повышении давления до настроечного предохранительный клапан срабатывает и сбрасывает часть жидкости из гидравлической системы. Последнее приводит к уменьшению давления и, как правило, к закрытию клапана, т. е. режим работы клапана является эпизодическим.

В зависимости от конструкции запорного элемента клапаны делятся на шаровые, конические, тарельчатые, плунжерные, мембранные и золотниковые. Принципиальные схемы первых трех не отличаются от приведенных на рис. 9 (у предохранительных клапанов сечения проходных каналов меньше).

Схемы трех других предохранительных клапанов приведены на рис. 11 (а, б, в). Условное обозначение предохранительного клапана на гидравлических схемах показано на рис. 11 г. Скорость движения жидкости через клапан при его срабатывании может достигать 15–20 м/с, что, согласно уравнению Бернулли, приводит к резкому понижению давления.

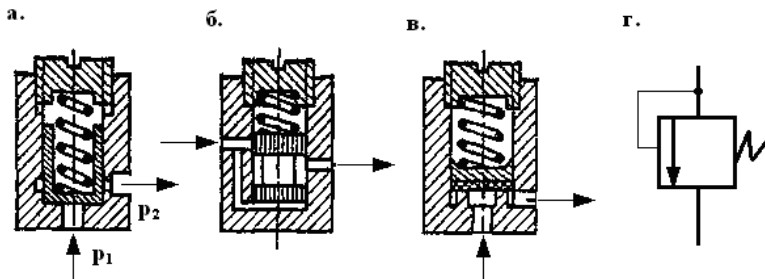


Рис. 11. Схемы предохранительных клапанов

Переливной клапан предназначен для поддержания заданного давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного постоянством своего действия, что предъявляет к его конструкции ряд требований:

- скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть сравнительно небольшой [9] – не более 5–8 м/с;
- запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям;
- пропускная способность клапана должна быть значительной (в пределах, равных подаче насоса).

Обычно запорным элементом переливного клапана является золотник (рис. 11 б). Так как требуемое усилие пружины определяется давлением жидкости и размерами проходного отверстия седла, при больших расходах и давлениях пружина может оказаться весьма жесткой, а клапан становится менее чувствительным к изменению давления в гидросистеме. Поэтому для увеличения чувствительности клапана и повышения стабильности давления в гидросистеме золотник делают дифференциальным (рис. 12 а) или к основному клапану (рис. 12 б (1)) пристраивают вспомогательный (рис. 12 б (2)).

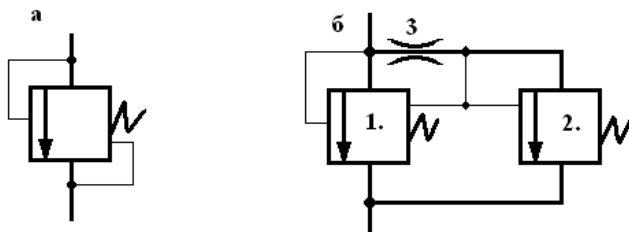


Рис. 12. Условное обозначение переливного клапана

У клапана с дифференциальным золотником усилие предварительного сжатия пружины уменьшается за счет частичного уравнивания золотника силами давления жидкости, действующими с разных сторон (рис.12 б (1) на торцы золотника. Для исключения колебаний запорно-регулирующего элемента в канале, соединяющем торцы золотника основного клапана, устанавливают дроссель (рис.12 б (3) постоянного сопротивления.

Редукционный клапан предназначен для поддержания заданного (более низкого) давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе открыт полностью и поддерживает постоянное давление жидкости *после себя* по потоку, в отличие от переливного, который делает это *до себя*.

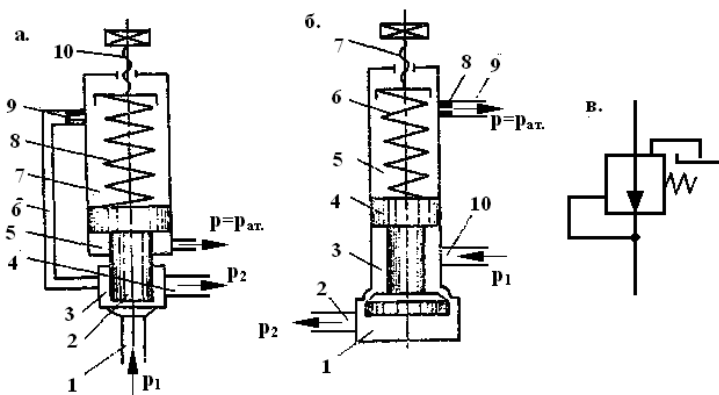


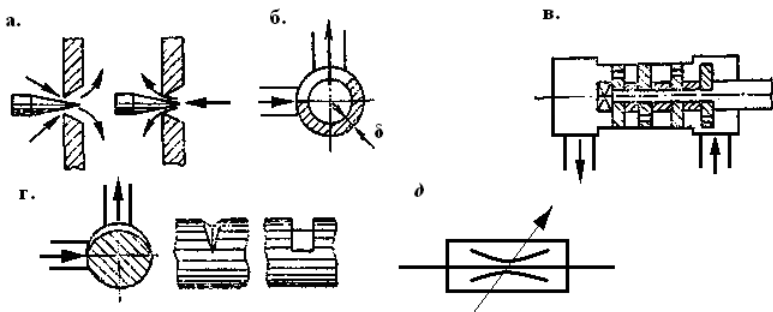
Рис. 13. Схемы редукционных клапанов

На рис. 13 а приведена схема клапана, предназначенного для больших перепадов давления. Гидролинией 1 к запорному элементу 2, выполненному в виде дифференциального золотника, подводится жидкость высокого давления p_1 , а по гидролинии 4 отводится жидкость с пониженным давлением p_2 . Если давление в полости 3 снизится, то оно снизится и в полости 7, и сила давления жидкости, действующая на запорный элемент 2 снизу, окажется больше суммарного усилия пружины 8 и силы давления, действующей на запорный элемент сверху. Последний приподнимается вверх, уменьшая сопротивление щели между седлом и запорным элементом, и давление в полости 3 повышается. При повышении давления в полости 3 произойдет обратное явление. Величина редуцированного давления регулируется с помощью винта 10. Для устранения колебаний запорного элемента в соединительную трубку 6 вставлена втулка 9 с капиллярным отверстием. Полость 5 соединена с линией слива.

Редукционные клапаны применяются в схемах с несколькими потребителями, питающимися от одного насоса, но требующими разных давлений. Условное обозначение редукционного клапана на гидравлических схемах показано на рис. 13 в.

Дроссели представляют собой регулируемые местные сопротивления, площади проходных отверстий которых можно изменять в процессе работы и тем самым изменять расход жидкости. В зависимости от формы проходного отверстия и регулирующего элемента дроссели делятся на *игольчатые*, *щелевые*, *канавочные* и *пластинчатые* (рис. 14).

Изменение площади проходного отверстия у игольчатых дросселей (рис. 14 а) достигается за счет осевого перемещения иглы. Недостаток игольчатых дросселей – склонность к облитерации вследствие значительного периметра кольцевой щели. Площадь проходного отверстия у щелевых дросселей (рис. 14 б) изменяется при повороте полой пробки, в которой сделана щель. Так как толщина стенки пробки (δ) мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Не возникает в щелевом дросселе и облитерация [10]. Поэтому дроссели данного типа нашли наибольшее применение.



Пластинчатый дроссель (рис. 14 в) состоит из набора шайб с отверстиями. Расход меняется с изменением числа шайб, находящихся на пути потока жидкости. На характеристику дросселя этого типа мало влияют облитерация и вязкость жидкости, но на загрязненных жидкостях он работает хуже, чем щелевой.

У канавочных дросселей (рис. 14 г) изменение площади проходного отверстия достигается поворотом пробки, на боковой поверхности которой сделаны эксцентричные каналы треугольной или прямоугольной формы. Канавочные дроссели склонны к облитерации и при малых расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости.

Дроссели применяют только в тех гидроприводах, где мало изменяется нагрузка на гидродвигатель или допускается уменьшение скорости его выходного звена с увеличением нагрузки, и наоборот. Условное обозначение регулируемого дросселя на гидравлических схемах показано на рис. 14 д.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле (29) скорости истечения и расхода жидкости через малое отверстие в тонкой стенке, где для щелевых дросселей $\mu = 0,64 - 0,7$, для игольчатых $\mu = 0,75 - 0,8$.

Регулятор потока (его условное обозначение на гидравлических схемах показано на рис. 15 б) предназначен для обеспечения заданного расхода вне зависимости от величины перепада давления между входным и выходным патрубками аппарата.

Регулятор потока состоит из дросселя и клапана разности давлений, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе.

На рис. 15 а приведена схема регулятора потока Г55-2. Жидкость подводится к отверстию 11, проходит щель, образованную золотником 9 и корпусом 8, в полость 10 и далее, через дроссельную щель в пробке 2, – к выходному отверстию 1. При уменьшении давления в отверстии 1 по обводному каналу 4 пониженное давление передается в полость над поршнем золотника 9. По этой причине золотник поднимется вверх и уменьшит площадь проходной щели между золотником и корпусом 8, благодаря чему уменьшится давление и в полости 10. При увеличении давления на выходе регулятора процесс будет протекать в обратном направлении. Таким образом, перепад давления на дросселе остается неизменным.

Если в отверстии 1 давление постоянное, а подводимое к отверстию 11 давление уменьшится, то из-за уменьшения суммарного давления жидкости на золотник 6 снизу он под действием пружины 7 и давления на поршень сверху опустится вниз и увеличит проходное отверстие между корпусом 8 и золотником 9. Давление в полости 10 увеличится. При увеличении давления в отверстии 11 процесс будет протекать в обратном направлении. Таким образом, и в этом случае клапан разности давлений будет поддерживать постоянный перепад на дросселе. Плавное регулирование расхода происходит за счет изменения площади проходного отверстия дросселя при вращении лимба 6, резкое – при повороте рукоятки 5. Утечки жидкости из аппарата отводятся через отверстие 3. Условное обозначение регулятора потока на гидравлических схемах показано на рис. 15 б.

Вспомогательные устройства и гидролинии

К вспомогательным устройствам гидропривода условно относят кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и измерительную аппаратуру.

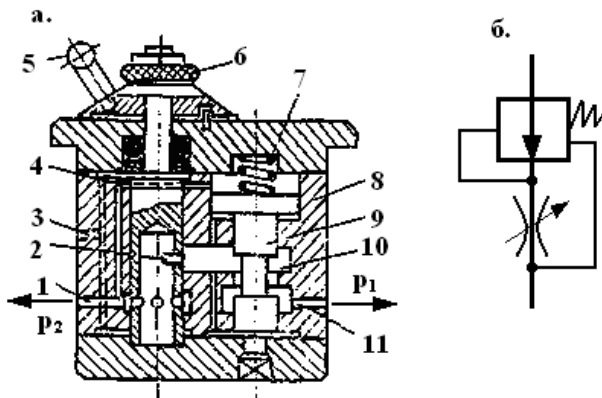


Рис. 15. Регулятор потока

Вспомогательные устройства и гидрелинии

Кондиционеры (в их число входят гидроочистители и теплообменные аппараты) предназначены для получения необходимых качественных показателей состояния рабочей жидкости.

Гидроочистители служат для очистки рабочей жидкости от твердых частиц, которые ухудшают смазку трущихся деталей, засоряют проходные отверстия гидроаппаратов, способствуют окислению и разрушению масел. От чистоты рабочей жидкости зависят срок службы и надежность работы гидропривода.

Очистка жидкости от твердых частиц может производиться либо в силовом поле (сепараторами), либо в пористом материале (фильтрами). Очистка в силовом поле (центробежном, гравитационном, магнитном) осуществляется за счет разного силового взаимодействия с ним твердых частиц и жидкости, в результате чего они движутся в очистителе по разным траекториям. Это и позволяет выводить твердые частицы из потока жидкости. Очистка жидкости от твердых частиц в центробежных и гравитационных очистителях [1] тем эффективнее, чем больше размер частиц и величина разности между плотностями частиц и рабочей жидкости. Поэтому такие очистители нашли широкое применение в пневмоприводе.

Магнитные очистители эффективно задерживают ферромагнитные и сцепленные с ними немагнитные частицы очень малых размеров (0,5 мкм и меньше), которые другими очистителями обычно не задерживаются.

Гидроочистители из пористого материала – фильтры могут задерживать твердые частицы любых физических свойств, но только определенной крупности. Поэтому такие очистители нашли наибольшее распространение в гидроприводе. В качестве фильтрующих материалов применяют металлические сетки и пластинки, ткань, войлок, бумагу, керамику и т. д. Чем меньше поры, тем лучше очистка жидкости.

Однако с уменьшением пор увеличивается сопротивление фильтра и уменьшается его пропускная способность. Фильтрующий материал должен также обладать достаточной механической прочностью. Иначе, разрушаясь, он будет загрязнять жидкость. По этой причине для очистки водно-масляных эмульсий не применяют фильтры из картона, бумаги. Степень очистки оценивается по наименьшему размеру d частиц, задерживаемых фильтром. По степени очистки условно различают фильтры следующих типов: грубой очистки ($d \geq 0,1$ мм), нормальной очистки ($d \geq 0,01$ мм), тонкой очистки ($d \geq 0,005$ мм).

Для грубой очистки применяются сетчатые и пластинчатые фильтры. На рис. 16 а изображен пластинчатый фильтр Г41. Он состоит из корпуса 3 и крышки 2. В крышке на двух стойках 9 закреплен фильтрующий пакет из пластин 8 с прокладками 7. На стойке 5 закреплен пакет скребков 6, состоящий из пластин, входящих в щели между пластинами фильтра. Фильтрующий пакет может поворачиваться вместе с осью 1. При этом неподвижно закрепленные скребки 6 будут очищать кольцевые щели между пластинами фильтрующего пакета. Снятая грязь может быть удалена из корпуса фильтра через отверстие, закрытое пробкой 4. Условное обозначение фильтра на гидравлических схемах показано на рис. 16 б.

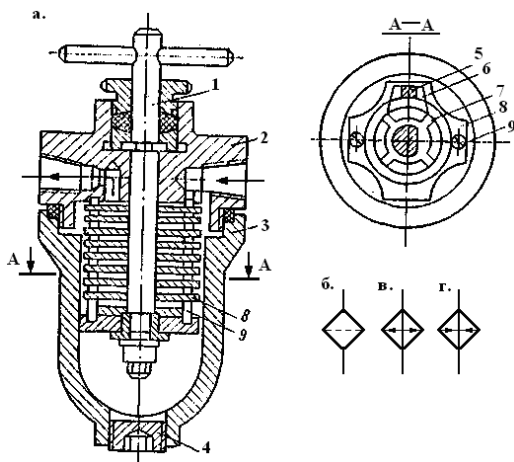


Рис. 16. Кондиционеры рабочей жидкости

В зависимости от места установки возможны **три схемы включения фильтров:**

1) **во всасывающую линию насоса.** При этом гидропривод будет работать на очищенной жидкости, а фильтр будет находиться под малым давлением. Однако фильтр значительно увеличивает сопротивление всасывающей линии, что может привести к кавитации. По этой причине используют только фильтры грубой очистки (приемные). Схемы применяется, как правило, при погруженных насосах;

2) **в напорную линию после насоса.** В этой схеме насос будет работать на неочищенной жидкости. Фильтр должен быть рассчитан на высокое давление. Часто для защиты фильтра от высоких давлений перед ним устанавливается предохранительный клапан, который срабатывает при засорении фильтра. Наиболее распространена эта схема для очистки жидкости, подаваемой подпилочным насосом;

3) **в сливную линию** (обычно в гидробаке). Фильтр при этом работает под малым давлением, а допуск перепада давления на нем возможен (при загрязнении) значительный. Однако в этом случае непосредственная очистка жидкости в гидроприво-

де отсутствует. Схема применяется при достаточной герметизации жидкости от окружающей среды.

Теплообменные аппараты (нагреватели и охладители) применяют для поддержания нормальной температуры рабочей жидкости. Устанавливаются они, как правило, в гидробаках. Иногда в баке устанавливаются сразу оба аппарата, которые работают попеременно – в зависимости от времени года

К **гидроемкостям** относятся гидробаки и гидроаккумуляторы [2]. Гидробак предназначен для питания гидропривода рабочей жидкостью. Его размеры принимают из расчета, чтобы жидкость, циркулирующая в гидроприводе, успевала отстояться и отдать избыток тепла в окружающую среду. Для этого объем бака принимают равным двух-четырёхминутной подаче насоса. Обычно бак делают сварным (рис. 17) со съёмной верхней крышкой 1, в которой имеется отверстие с пробкой 2 и сетчатым съёмным фильтром 3 для заливки жидкости.

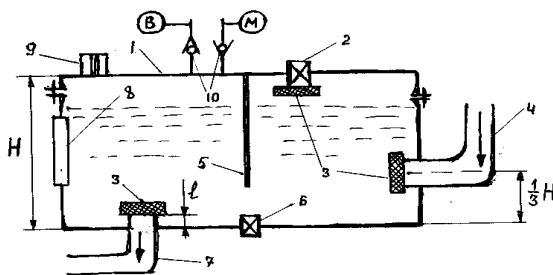


Рис. 17. Гидробак

В баке делают перегородку 5, отделяющую линию слива 4 от всасывающей линии 4. Назначение перегородки – «успокоить» жидкость и улучшить условия отстоя твердых частиц. Конец всасывающего трубопровода располагают в нижней части бака на небольшом расстоянии l от дна. При этом возможна работа насоса с некоторым подпором и исключается засасывание осевших на дно твердых частиц.

Сливная линия подводится обычно на $1/3$ высоты бака H от дна, а ось ее трубопровода располагается параллельно дну. При

этом уменьшается вероятность вспенивания жидкости и взмучивания осевших на дне частиц. Как упоминалось выше, в баках устанавливают также фильтры 3 и теплообменную аппаратуру. Бак должен иметь устройство для контроля уровня жидкости, которое чаще всего выполняется в виде смотрового стекла 8. Для смены рабочей жидкости и слива отстоя бак снабжается спускным отверстием с пробкой 6. Если уровень жидкости в баке в процессе работы гидропривода колеблется в значительных пределах, то на верхней крышке устанавливают обратные клапаны 10 для пропуски воздуха. Один из клапанов обычно регулируют так, чтобы он открывался, когда давление воздуха повысится в баке по сравнению с атмосферным примерно на 5 кПа, другой – когда создается разрежение (вакуум), равное примерно 2кПа (манометр, М и вакуумметр, В см. на рис. 17). Часто вместо обратных клапанов устанавливают пробку с отверстием для прохода воздуха (сапун) 9. На рис. 18 а показано условное обозначение бака на гидравлической схеме, работающего под атмосферным давлением; на рис. 18 в – функционирующего, соответственно, под давлением выше и ниже атмосферного.

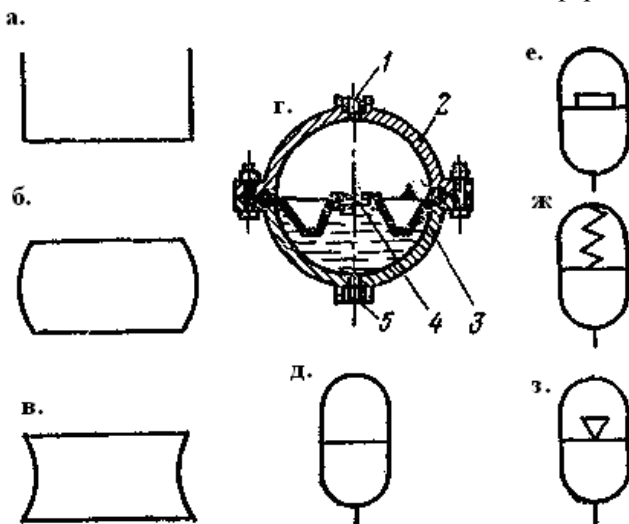


Рис. 18. Гидроемкости

Гидроаккумулятор предназначен для аккумулирования энергии рабочей жидкости. Необходимость в этом возникает в случае эпизодичности работы насоса либо неравномерной подачи или неравномерном расходе рабочей жидкости в гидроприводе. Первый случай характерен для гидравлических тормозов подъемно-транспортных машин и лебедок. Применение гидроаккумуляторов в тормозных системах позволяет значительно повысить надежность работы подъемно-транспортных установок. В зависимости от того, за счет чего происходит накопление потенциальной энергии и ее возврат, различают грузовые, пружинные и пневматические гидроаккумуляторы.

Пневматический гидроаккумулятор (рис. 18 г) состоит из корпуса 2, заполненного частично сжатым газом, частично – рабочей жидкостью. Диафрагма 3 служит для изоляции жидкости от газа, который может растворяться в ней. Штуцер 5 предназначен для подключения аккумулятора к гидролинии, штуцер 1 – для подзарядки аккумулятора газом. Металлическая шайба 4 предохраняет резиновую диафрагму 3 от продавливания газом при полной разрядке аккумулятора.

Условные обозначения гидроаккумуляторов на гидравлических схемах показаны на рис. 18: д – общее обозначение, е – грузового, ж – пружинного, з – пневматического.

Гидролинии требуются для прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода. В общем случае гидролиния состоит из всасывающей, напорной и сливной. Кроме того, в гидроприводе часто имеются гидролинии управления и дренажная. Всасывающая линия служит для проведения рабочей жидкости к насосу либо из гидробака, либо от распределителя, либо непосредственно от гидродвигателя.

Часть линии, по которой рабочая жидкость движется от насоса, гидроаккумулятора или магистрали к гидродвигателю, называется напорной. Сливная линия предназначена для слива рабочей жидкости в гидробак. В системах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости этот участок отсутствует. Гидролиния, по которой отводят утечки рабочей жидкости, называется дренажной. Гидролиния управления предназначена для подвода жидко-

сти к гидроаппаратам гидропривода (предохранительным и переливным клапанами и т. п.).

Все гидролинии могут выполняться из жестких металлических труб с неподвижными или подвижными соединениями либо из гибких рукавов – шлангов. В качестве металлических рекомендуется применять стальные бесшовные холоднодеформированные и горячедеформированные трубы. Гибкие рукава применяют из резины с металлической или нитяной оплетками. Использование медных труб [3] нежелательно, так как они способствуют старению масла. На гидравлических схемах всасывающая, напорная и сливная гидролинии показываются толстыми сплошными линиями; линии управления – сплошными тонкими; дренажные – штриховыми линиями.

При выборе скорости потока в гидролиниях гидропривода необходимо учитывать, что с увеличением скорости увеличивается потеря напора в системе, а уменьшение скорости ведет к увеличению диаметра и веса трубопровода и, следовательно, к возрастанию его стоимости. Увеличение площади поперечного сечения трубопровода вызывает увеличение объема жидкости, а это ухудшает жесткость системы (увеличивается абсолютная величина сжимаемости жидкости).

Достижение определенной скорости течения жидкости обусловлено также рабочим давлением. Исходя из опыта эксплуатации гидросистем, рекомендуются следующие величины скорости течения жидкости (м/с): для всасывающей гидролинии 0,5–1,5; для сливной (открытые системы) – 2,0; для напорных гидролиний при давлении до 2,5 МПа – 3,0; при давлении до 5,0 МПа – 4,0; при давлении до 10 МПа – 5,0 и при давлении более 15 МПа – 8,0–10,0.

В общем случае скорость течения рабочей жидкости выбирается такой, чтобы потери давления на трение по длине $\Delta P_{\text{от}}$ не превышали 5–6 % от рабочего давления насоса p_H , т. е. $\Delta p_{\text{от}} \approx (0,05 - 0,06)p_H$. Тогда в целом потери давления Δp в местных сопротивлениях и на трение по длине обычно не превышают 10 % от рабочего давления насоса, т. е. $\Delta p \approx 0,10 p_H$.

Принимая вышеуказанные значения скоростей $\mathfrak{V}_{ж}$ движения рабочей жидкости и зная ее расход Q в гидроприводе, определяем диаметр трубопровода:

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \mathfrak{V}_{ж}}}, \quad (68)$$

который затем округляем в большую сторону стандартного ряда. Стандартный ряд значений диаметров трубопроводов $d_{mp.}$: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50. Основной характеристикой трубопровода является его наружный диаметр и толщина стенок.

Рабочая жидкость

В гидроприводе рабочая жидкость выполняет важную роль, являясь носителем механической энергии и одновременно смазкой. При этом она подвергается воздействию переменных давлений (в пределах 25–80 МПа), скоростей (до 80 м/с) и температур – от 10 до 80⁰ С [4]. В процессе эксплуатации рабочая жидкость изменяет свои физико-химические свойства, что ухудшает работу гидропривода, и поэтому ее приходится периодически заменять.

Продлить срок службы рабочей жидкости можно применением специальных присадок, ограничением температуры пределами 60–70⁰ С, защитой системы от попадания извне воды, воздуха, загрязнений и надлежащей фильтрацией. При выборе рабочей жидкости руководствуются следующим: диапазон температур окружающей среды и максимально возможная температура рабочей жидкости при установившемся режиме работы гидропривода; давление рабочей жидкости в гидроприводе; допустимая степень загрязненности жидкости в условиях эксплуатации; допустимая длительность эксплуатации; стоимость рабочей жидкости.

Для обеспечения нормальной работы гидропривода рабочая жидкость должна удовлетворять следующим требованиям:

- не содержать механических примесей и влаги; возможно меньше выделять паров и газов, т. е. быть чистой.

- обладать антикоррозионной и химической стойкостью, хорошей смазывающей способностью; не вызывать смолообразования;

- не иметь склонности к пенообразованию и в ряде случаев быть негорючей;

- иметь минимальное изменение вязкости в пределах рабочих температур;

- не оказывать вредного воздействия на здоровье обслуживающего персонала.

Рабочую жидкость необходимо подобрать таким образом, чтобы при давлении и температуре, которые будут выдерживаться во время эксплуатации гидропривода, ее вязкость имела определенную величину. При применении в системах гидропривода более вязкой жидкости объемные потери уменьшаются, однако увеличиваются гидравлические потери в линиях гидропривода. Таким образом, следует выбирать рабочую жидкость с оптимальной вязкостью.

В гидроприводах различных машин в зависимости от их назначения, условий эксплуатации и степени надежности находят применение растительные и минеральные масла; синтетические жидкости, глицерин, спиртоглицериновые и водоглицериновые смеси; вода и водно-масляные эмульсии; керосин и керосино-масляные смеси. В гидроприводах станков и других машин обычно используются минеральные (нефтяные) масла.

При нормальной температуре рабочей жидкости (55–60° С) рекомендуется применять следующие величины ее вязкости:

при давлениях в системе до 7,0 МПа – $\nu = (0,20-0,36) \cdot 10^{-4} \frac{M^2}{c}$;

при давлениях 7,0–20,0 МПа – $\nu = (0,60-1,10) \cdot 10^{-4} \frac{M^2}{c}$.

Наилучшими сортами масла для гидроприводов металлорежущих станков являются масла с высокой степенью очистки – веретенное АУ и турбинное (22 и 30).

II. РЕШЕННЫЕ ЗАДАНИЯ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ НАСОСНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

ЗАДАНИЕ 1

Подвижный инструмент пресса приводится в движение вниз гидроцилиндром ГЦ гидропривода (рис. 1.1.), насос Н которого из бака ГБ и через гидрораспределитель ГР нагнетает рабочую жидкость в верхнюю полость гидроцилиндра. При прессовании по трубопроводу 2 жидкость подается с расходом Q_2 в правую часть мультипликатора М, развивая полезную мощность N_g на штоке гидроцилиндра пресса. При возвращении подвижного инструмента пресса в исходное верхнее положение жидкость подается по трубопроводу 3 в нижнюю полость гидроцилиндра ГЦ. При движении поршня гидроцилиндра вверх через трубопровод 5 мультипликатор М заправляется. Объемные потери жидкости при этом компенсируются насосом через обратный клапан ОК. Определить полезную мощность N_g силового гидроцилиндра ГЦ при его рабочем ходе (движении поршня вниз), если создаваемое насосом давление p_n и подача Q_n , диаметры поршня d_n , штока $d_{ш}$. КПД гидроцилиндра: механический $\eta_{q,m} = 0,9$, объемный $\eta_{q,o} = 0,95$, диаметры поршней подвижного элемента мультипликатора: D_1 и D_2 . КПД мультипликатора (механический и объемный) можно принять равным единице. Размеры трубопроводов следующие: длина участков $l_1 = l_2$ и $l_3 = l_4$, диаметры, соответственно, $d_1 = d_2$ и $d_3 = d_4$. Эквивалентная шероховатость гидролиний Δ_s . Рабочая жидкость в гидроприводе – АМГ–10, температура которого $T, ^\circ\text{C}$. КПД насоса и гидроцилиндра равны $\eta_n = \eta_q$.

Исходные данные:

1.1. Рабочая жидкость гидропривода марки АМГ-10, рабочая температура которой $T = 25^\circ\text{C}$;

2.1. Объемная производительность насоса $Q_n = 25, \text{ л/мин}$,
или $Q_n = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

2.2. Развиваемое давление насоса $p_n = 4 \text{ МПа} = 4 \cdot 10^6 \text{ Па}$;

3.1. Диаметры поршня и штока гидроцилиндра, соответственно, $d_n = 160 \text{ мм}$ и $d_{ш} = 50 \text{ мм}$;

4.1. Диаметры поршней мультипликатора равны $D_1= 250$ мм, $D_2=160$ мм;

5.1. Длина трубопроводов от насоса до (напорная гидролиния) мультипликатора $l_1 = l_2 = 2,4$ м;

5.2. Длина трубопроводов от гидроцилиндра до фильтра (сливная гидролиния) $l_3= l_4= 1,8$ м;

5.3. Диаметры трубопроводов от насоса до мультипликатора (напорная гидролиния) $d_1= d_2= 13$ мм;

5.4. Диаметры трубопроводов от гидроцилиндра до фильтра (сливная гидролиния) $d_3 = d_4 = 8$ мм;

6.1. Эквивалентная шероховатость трубопроводов $\Delta_s = 0,07$ мм;

7.1. КПД гидроцилиндра – механический $\eta_{q.m} = 0,9$, объемный $\eta_{q.o} = 0,95$;

8.1. Из условия задания полный КПД насоса и гидроцилиндра равны между собой $\eta_n = \eta_q$

Определить: полезную мощность силового гидроцилиндра при движении поршня вниз N_g (кВт).

Указания:

1. Руководствуясь схемой гидропривода (рис. 1.1.) и учитывая различия в расходах жидкости на разных участках системы, определить потери давления в каждом участке.

2. Потерями давления в трубопроводе 5 между мультипликатором **М** и рабочим гидроцилиндром **ГЦ** можно пренебречь.

3. В расчете учесть местные гидравлические сопротивления только в фильтре **Ф** и гидрораспределителе **ГР**, принимая, что сопротивления обоих каналов гидрораспределителя одинаковы.

Решение: вначале определим значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν для рабочей температуры $T = 25^0\text{C}$ масла **АМГ-10**. Для этого выпишем значения плотности и кинематического коэффициента вязкости масла **АМГ-10** (см. прилож. 1):

- плотность для температуры $T_0= 50^0\text{C}$ $\rho_0 = \rho_{50} = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

- кинематические коэффициенты вязкости для температуры $T_1 = 20^0\text{C}$ – $\nu_1 = \nu_{20} = 0,17\text{См}$ и для температуры $T_2 = 40^0\text{C}$ – $\nu_2 = \nu_{40} = 0,11\text{См}$.

Определим значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν для рабочей температуры $T = 25^0\text{C}$:

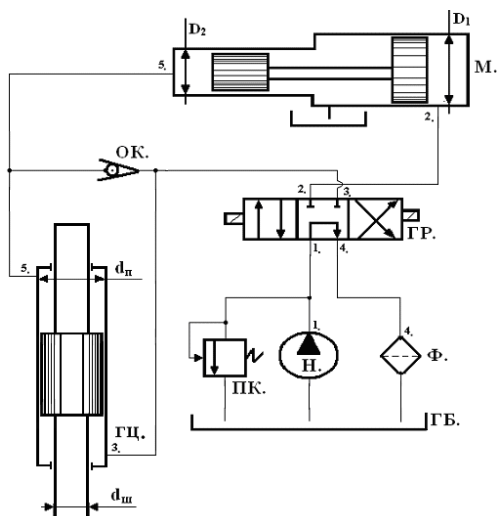
плотность

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha\Delta T} = \rho_{25} = \frac{\rho_{50}}{1 + \alpha(T - T_0)} = \frac{850}{1 + 0,0007 \cdot (25 - 50)} = 867 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где $\alpha = \beta_t = 0,0007^0\text{C}^{-1}$ – коэффициент температурного расширения масла;

коэффициент кинематической вязкости в интервале температур $20\text{--}40^0\text{C}$ определяем методом интерполяции (см. с. 8):

$$\nu = \nu_1 + \frac{\nu_2 - \nu_1}{T_2 - T_1}(T - T_1) = \nu_{20} + \frac{\nu_{40} - \nu_{20}}{40 - 20}(25 - 20) = 0,17 + \frac{0,11 - 0,17}{20} \cdot 5 = 0,155\text{см} \cdot$$



ГБ. – Гидробак; Н. – Насос; ПК. – Предохранительный клапан;
ГР. – Гидрораспределитель; М. – Мультипликатор; ГЦ. – Гидроцилиндр; ОК. – Обратный клапан; Ф. – Фильтр.

Рис. 1.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с гидроцилиндром

Итак, имеем для дальнейших расчетов значения плотности $\rho = 867 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ и кинематического коэффициента вязкости $\nu = 0,155 \text{ см} = 0.155 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ масла АМГ-10.

1. Определим объемный расход рабочей жидкости Q_2 , входящий в мультипликатор, при этом учитываем утечки в предохранительном клапане, которые равны 10 % от подачи насоса Q_n (см. с. 33):

$$Q_2 = 0,9 \cdot Q_n = 0,9 \cdot 0,41 \cdot 10^{-3} = 0,36 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Тогда расход рабочей жидкости Q_5 на выходе из мультипликатора будет:

$$Q_5 = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \cdot Q_2 = \left(\frac{160}{250} \right)^2 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3} = 0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Поскольку расход рабочей жидкости Q_g , поступающей в полость гидроцилиндра, равен расходу Q_5 на выходе из мультипликатора, можем определить (см. форм. 59) рабочую скорость v_g движения штока гидроцилиндра:

$$v_g = \frac{Q_g \cdot \eta_{g.o}}{F_g} = \frac{4 \cdot Q_g \cdot \eta_{g.o}}{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)} = \frac{4 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95}{3,14(0,16^2 - 0,05^2)} = 7,86 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где $F_g = \frac{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)}{4}$ – рабочая поверхность поршня гидроцилиндра с двусторонним штоком.

Итак, скорость штока гидроцилиндра при движении вниз равна

$$v_g = 7,86 \cdot 10^{-3} \text{ м/с} = 47 \text{ см/мин}.$$

2. Для определения полезной мощности N_g гидроцилиндра необходимо значение давления p_g в полости гидроцилиндра:

$$p_g = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 (p_n - p_{1,2} - p_{z.p.1}) - (p_{3,4} + p_{z.p.3} + p_\phi), \quad (1.1)$$

где: $p_{1,2}$ и $p_{3,4}$ – потери давления в гидролиниях, соответственно, нагнетания и слива;

$p_{z.p.1}$ и $p_{z.p.3}$ – потери давления в гидрораспределителе, соответственно, на гидролиниях нагнетания и слива; p_ϕ – потери давления в фильтре.

Потери давления в гидролиниях нагнетания и слива рассчитываются как потери давления по длине в зависимости от режима движения рабочей жидкости в этих трубопроводах [5]. Расчет ведем (см. форм. 27) в определенной последовательности.

Вычислив число Рейнольдса, определяем режим движения жидкости в трубопроводах:

нагнетания

$$\text{Re}_{\text{наг.}} = \frac{4Q_2}{\pi d_{1,2} \nu} = \frac{4 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,013 \cdot 0,155 \cdot 10^{-4}} = 2276$$

и слива

$$\text{Re}_{\text{сл.}} = \frac{4Q_5}{\pi d_{3,4} \nu} = \frac{4 \cdot 0,15 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,008 \cdot 0,155 \cdot 10^{-4}} = 1541;$$

далее, вычисляем коэффициент Дарси λ (см. форм. 18), в нашем случае соответствующий ламинарному режиму движения жидкости, для трубопроводов

$$\text{нагнетания } \lambda_{\text{наг.}} = \frac{64}{\text{Re}_{\text{наг.}}} = \frac{64}{2276} = 0,028$$

$$\text{слива } \lambda_{\text{сл.}} = \frac{64}{\text{Re}_{\text{сл.}}} = \frac{64}{1541} = 0,042;$$

и, наконец, определяем потери давления по длине (см. форм. 26) в трубопроводах:

$$\begin{aligned} \text{нагнетания} \quad p_{1,2} &= \rho g \cdot 0,0827 \cdot \lambda_{\text{нас.}} \cdot \frac{l_1 + l_2}{d_{1,2}^5} \cdot Q_2^2 = \\ &867 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot 0,028 \cdot \frac{2,4 + 2,4}{(13 \cdot 10^{-3})^5} \cdot (0,36 \cdot 10^{-3})^2 = 33215 \text{ Па} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{и слива} \quad p_{3,4} &= \rho g \cdot 0,0827 \cdot \lambda_{\text{сл.}} \cdot \frac{l_3 + l_4}{d_{3,4}^5} \cdot Q_5^2 = \\ &867 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot 0,042 \cdot \frac{1,8 + 1,8}{(8 \cdot 10^{-3})^5} \cdot (0,15 \cdot 10^{-3})^2 = 74124 \text{ Па} \end{aligned}$$

Потери давления в фильтре и в гидрораспределителе на гидролинии нагнетания и слива (приближенные значения коэффициентов которых даются в справочной литературе) рассчитываются как потери в местных сопротивлениях (см. форм. 15). Для гидрораспределителя $\xi_{z,p} = 2,4$ и для фильтра $\xi_{\phi} = 1,2$ (см. прилож. 8) определяем потери давления в местных сопротивлениях:

в гидрораспределителе на гидролинии нагнетания:

$$p_{z,p,1} = \rho g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{z,p}}{d_{1,2}^4} \cdot Q_2^2 = 867 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{2,4}{(13 \cdot 10^{-3})^4} \cdot (0,36 \cdot 10^{-3})^2 = 7567 \text{ Па};$$

в гидрораспределителе на гидролинии слива:

$$p_{z,p,3} = \rho g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{z,p}}{d_{3,4}^4} \cdot Q_5^2 = 867 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{2,4}{(8 \cdot 10^{-3})^4} \cdot (0,15 \cdot 10^{-3})^2 = 9470 \text{ Па};$$

в фильтре:

$$p_{\phi} = \rho g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{\phi}}{d_{3,4}^4} \cdot Q_5^2 = 867 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{1,2}{(8 \cdot 10^{-3})^4} \cdot (0,15 \cdot 10^{-3})^2 = 4735 \text{ Па} \cdot$$

Далее, подставляя вычисленные значения потерь давления в формулу (1.1), определим давление рабочей жидкости в полости гидроцилиндра:

$$p_g = \left(\frac{250}{160} \right)^2 \cdot (4000000 - 33215 - 7567) - (74124 + 9470 + 4735) = 9572163 \text{ Па} \cdot$$

Тогда усилие, создаваемое штоком гидроцилиндра при движении вниз (см. форм. 58):

$$P_g = p_g \cdot F_g \cdot \eta_{г.м} = p_g \cdot \frac{\pi(d_n^2 - d_w^2)}{4} \cdot \eta_{г.м} = 9572163 \cdot \frac{3,14(0,16^2 - 0,05^2)}{4} \cdot 0,9 = 156218н.$$

3. Полезная мощность, развиваемая силовым гидроцилиндром при движении поршня вниз (см. форм. 41), составит:

$$N_g = \mathfrak{G} \cdot P_g = 7,86 \cdot 10^{-3} \cdot 156218 = 1228Вт = 1,23кВт .$$

4. Мощность насоса (см. форм.???), затрачиваемая на работу гидропривода:

$$N_n = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{4000000 \cdot 0,41 \cdot 10^{-3}}{0,86} = 1907Вт = 1,9кВт$$

5. Коэффициент полезного действия данного насосного объемного гидропривода:

$$\eta_{г.н} = \frac{N_g}{N_n} = \frac{1,23}{1,9} = 0,65.$$

Ответ: полезная мощность силового гидроцилиндра $N_g = 1,23$ кВт;
КПД гидропривода $\eta_{г.н} = 0,65$.

Рекомендации. Для закрепления методики расчета схемы гидропривода повторить расчет с внесением в условия задания следующих изменений: 1) учесть потери напора на участке гидрролиний между мультипликатором **М** и гидроцилиндром **ГЦ**, определяя диаметр этого трубопровода как напорного при его длине $l = 3м$; 2) принять КПД мультипликатора объемный $\eta_{м.о} = 0,96$ и механический $\eta_{м.м} = 0,87$.

ЗАДАНИЕ 2

(Дроссельный метод регулирования скорости
выходного звена объемного насосного гидропривода)

Поворот платформы валочно-пакетирующей машины ЛП-19 обеспечивается (см. рис. 2.1.) гидроприводом, насос Н которого нагнетает рабочую жидкость – трансформаторное масло с температурой T , через гидрораспределитель ГР в гидромотор ГМ, вал которого нагружен крутящим моментом M_g . Рабочий объем гидромотора q_g , КПД объемный $\eta_{g.o}$ и гидромеханический $\eta_{г.м.}$. Номинальное давление и расход работающего в гидроприводе насоса $p_{ном.}$ и $Q_{ном.}$, а его объемный КПД равен $\eta_{н.о.}$. Потери давления в гидрораспределителе при $Q_{ном.}$ $\Delta p_{г.р.}$. Остальные местные потери давления составляют 30 % от потерь давления по длине.

Площадь живого сечения установленного параллельно насосу дросселя равна $\omega_{др.}$ и его коэффициент расхода μ . Длину каждого пронумерованного участка гидролиний принять $l = 150 \cdot d$, где d – внутренний диаметр гидролиний. Эквивалентная шероховатость трубопроводов Δ_Σ .

Исходные данные:

1.1. Рабочая жидкость гидропривода – трансформаторное масло, рабочая температура которой $T = 35^0C$;

2.1. Номинальная производительность насоса $Q_{ном.} = 35 \text{ л/мин}$;

2.2. Номинальное давление насоса $p_{ном.} = 2,5 \text{ МПа}$;

3.1. Момент на валу гидромотора $M_g = 20 \text{ н}\cdot\text{м}$;

3.2. Рабочий объем гидромотора $q_g = 125 \text{ см}^3/\text{об}$;

4.1. Длина каждого пронумерованного участка гидролиний = $150 \cdot d = 150 \cdot 0,01 = 1,5 \text{ м}$;

4.2. Внутренний диаметр гидролиний $d = 10 \text{ мм}$;

5.1. Площадь живого сечения дросселя $\omega_{др.} = 6,6 \text{ мм}^2$;

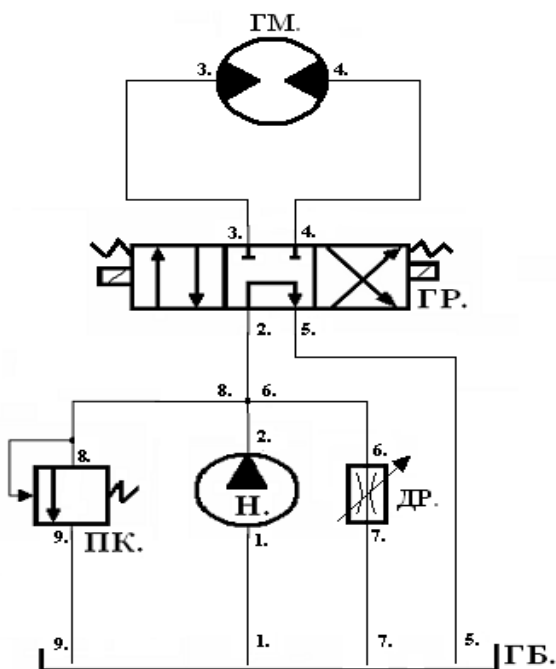
5.2. Коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,6$;

6.1. Эквивалентная шероховатость трубопроводов $\Delta_\Sigma = 0,05 \text{ мм}$;

7.1. КПД гидромотора гидромеханический $\eta_{г.м.} = 0,85$,
объемный $\eta_{g.o} = 0,97$;

8.1. Объемный КПД насоса $\eta_{н.о.} = 0,85$;

9.1. Потери давления в гидрораспределителе ... $\Delta p_{г.р.} = 20 \text{ кПа}$.



ГБ. – Гидробак; Н. – Насос; ПК.– Предохранительный клапан;
ГР. – Гидрораспределитель; ГМ. – Гидромотор; ДР. – Дроссель.

Рис. 2.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с гидромотором

Определить: развиваемое насосом давление и частоту вращения вала гидромотора при полностью открытом и закрытом дросселе, считая, что предохранительный клапан **ПК** не открывается.

Решение: определим значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν для рабочей температуры $T = 35^{\circ}\text{C}$ трансформаторного масла. Для этого выпишем (см. прилож. 1) значения плотности и кинематического коэффициента вязкости трансформаторного масла:

плотность для температуры $T_1 = 50^0\text{C}$ – $\rho_1 = \rho_{50} = 880 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

для температуры $T_2 = 20^0\text{C}$ – $\rho_2 = \rho_{20} = 884 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

кинематические коэффициенты вязкости

для температуры $T_1 = 20^0\text{C}$ – $\nu_1 = \nu_{20} = 0,28\text{Ст}$ и

для температуры $T_2 = 40^0\text{C}$ – $\nu_2 = \nu_{40} = 0,13\text{Ст}$.

Затем определяем значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν жидкости для рабочей температуры $T = 35^0\text{C}$. Поскольку плотность задана в интервале температур $50-20^0\text{C}$, значение ее для температуры 35^0C будем вычислять, используя (см. с.8) метод интерполяции, следующим образом (см. форм. 9):

$$\rho = \rho_1 + \frac{\rho_2 - \rho_1}{T_2 - T_1} (T - T_1) = \rho_{50} + \frac{\rho_{20} - \rho_{50}}{20 - 50} (35 - 50) = 880 + \frac{884 - 880}{30} \cdot 15 = 882 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

коэффициент кинематической вязкости в интервале температур $20 - 40^0\text{C}$ определяем тем же методом интерполяции:

$$\nu = \nu_1 + \frac{\nu_2 - \nu_1}{T_2 - T_1} (T - T_1) = \nu_{20} + \frac{\nu_{40} - \nu_{20}}{40 - 20} (35 - 20) = 0,28 + \frac{0,13 - 0,28}{20} \cdot 15 = 0,17\text{Ст}$$

Итак, имеем для дальнейших расчетов значения плотности

$\rho = 882 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ и кинематического коэффициента вязкости

$\nu = 0,17\text{Ст} = 0,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ трансформаторного масла.

1. Для построения совместной напорной характеристики насоса и дросселя сначала строим *напорную характеристику* объемного насоса, которая представляет собой [6] прямую, соединяющую две точки с координатами:

$$\text{первая точка } Q_{\max.} = \frac{Q_{\text{ном.}}}{\eta_{\text{н.о}}} = \frac{35}{0,85} = 41 \frac{\text{л}}{\text{мин}}, p_{\text{н}} = 0,00 \text{ МПа}$$

$$\text{и вторая } Q_{\text{ном.}} = 35 \frac{\text{л}}{\text{мин}}, p_{\text{ном.}} = 2,5 \text{ МПа.}$$

Затем, на этом же графике строим на основании формулы (29) *напорную характеристику дросселя* с учетом потерь давления по длине в трубопроводах 6 и 7. Тогда формула, по которой будем строить напорную характеристику дросселя, примет вид:

$$\Delta p'_{op} = (\Delta p_{dl} + \Delta p_{op}) = \left(\rho g \cdot 0,0827 \frac{l_6 + l_7}{d^5} \cdot \frac{10^{-12}}{3600} \cdot \lambda + \frac{\rho}{\mu^2 \cdot \omega_{op}^2 \cdot 2} \cdot \frac{10^{-12}}{3600} \right) \cdot Q_{др}^2 =$$

$$\left(882 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \frac{1,5 + 1,5}{(10 \cdot 10^{-3})^5} \cdot \frac{10^{-12}}{3600} \cdot \lambda + \frac{882}{0,6^2 \cdot (6,6 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 2} \cdot \frac{10^{-12}}{3600} \right) \cdot Q_{др}^2 \cdot$$

После проведенных математических действий окончательно имеем:

$$\Delta p'_{op} = (0,006 \cdot \lambda + 0,0078) \cdot Q_{op}^2, \quad (2.1)$$

куда подставляем расход жидкости в $\left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right]$ и получаем давление в $[МПа]$.

Число Рейнольдса вычисляем по формуле, где размерность расхода жидкости та же $\left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right]$,

$$Re = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot d \cdot \nu \cdot 60} \cdot Q_{op} = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,17 \cdot 10^{-4} \cdot 60} \cdot Q_{op} = 124,9 \cdot Q_{др} \quad (2.2)$$

с тем чтобы определить коэффициент Дарси для формулы (2.1).

Теперь, задавая расход жидкости $Q_{др} = 5 \text{ л/мин}$, вычисляем число Рейнольдса по формуле (2.2):

$$Re = 124,9 \cdot Q_{др} = 124,9 \cdot 5 = 625.$$

Так как режим движения ламинарный, коэффициент Дарси:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{625} = 0,1.$$

и, наконец, потери давления:

$$\Delta p'_{др} = (0,006 \cdot \lambda + 0,0078) \cdot Q_{др}^2 = (0,006 \cdot 0,1 + 0,0078) \cdot 5^2 = 0,2 \text{ МПа}.$$

В такой последовательности проводим расчет потери давления для расходов 9 л/мин , 13 л/мин , 17 л/мин , 19 л/мин . Полученные результаты заносим в таблицу 2.1.

По данным табл. 2.1. строим напорную характеристику дросселя от начало координат по 5-ти точкам (см. рис. 2.2.).

Таблица 2.1.
Напорная характеристика дросселя

$Q_{др}, \text{ л/мин}$	0	5	9	13	17	19
Re	–	625	1124	1624	2123	2373
λ	–	0,1	0,057	0,04	0,03	0,045
$p'_{др}, \text{ МПа}$	0	0,2	0,7	1,4	2,3	2,9

Для получения совместной напорной характеристики насоса и дросселя от характеристики насоса влево откладываем горизонтальные координаты характеристики дросселя (табл. 2.1.) по высоте соответствующих давлений. Например, берем точку **n** (см. рис. 2.2.), расположенную на высоте давления 0,7 МПа, соответствующую расходу 9 л/мин , потом на этой же высоте по

горизонталью влево от точки **m** характеристики насоса отложим этот же расход 9 л/мин и получим новое место **n** расположения точки **n**.

Поступая таким образом с остальными точками напорной характеристики дросселя, получаем совместную напорную характеристику насоса и дросселя (иногда ее называют приведенной напорной характеристикой насоса с параллельно включенным дросселем), которая берет начало от точки с координатами $p = 0,00$ МПа; $Q = 41$ л/мин.

2. Напорную характеристику гидропривода строим по формуле:

$$\Delta p_{ном} = p_g + \Delta p'_{z.p} + \Delta p_{dl}, \quad (2.3)$$

где: $\Delta p_{ном}$ – потребное давление гидропривода;

p_g – рабочее давление в гидромоторе;

$\Delta p'_{z.p}$ – потери давления в гидрораспределителе, зависящие от текущего значения расхода жидкости;

Δp_{dl} – потери давления в гидролиниях.

Вычисляем (по форм. 51) рабочее давление в гидромоторе:

$$p_g = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_g}{q_g \cdot \eta_{z.m}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 20}{125 \cdot 10^{-6} \cdot 0,85} = 1,2 \cdot 10^6 = 1,2 \text{ МПа}.$$

Зависимость потерь давления в гидрораспределителе от текущего значения расхода жидкости при режимах:

$$\text{ламинарном } \Delta p'_{z.p} = \frac{\Delta p_{z.p}}{Q_{ном}} \cdot Q = \frac{20000 \cdot 10^{-6}}{35} \cdot Q = 571 \cdot 10^{-6} \cdot Q, \quad (2.4)$$

$$\text{турбулентном } \Delta p'_{z.p} = \frac{\Delta p_{z.p}}{Q_{ном}^2} \cdot Q^2 = \frac{20000 \cdot 10^{-6}}{35^2} \cdot Q^2 = 16,3 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2. \quad (2.5)$$

Эти формулы дают значения давления (в МПа) при размерности расхода рабочей жидкости (л/мин).

Потери давления в гидролиниях рассчитываются как потери давления по длине в зависимости от режима движения рабочей жидкости. Поскольку диаметры трубопроводов одинаковы, режим движения будем определять, рассчитывая число Рейнольдса по уже готовой формуле (2.2).

Потери давления по длине в трубопроводах, с учетом 30 % потерь в местных сопротивлениях, определяем по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{дл}} &= \rho g \cdot 0,0827 \cdot \lambda \frac{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5) \cdot 1,3}{d^5} \cdot Q^2 = \\ &= 882 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \lambda \frac{5 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{10^{-10}} \cdot \frac{10^{-12}}{3600} \cdot Q^2, \end{aligned}$$

После проведенных математических действий окончательно получим:

$$\Delta p_{\text{дл}} = 0,019 \cdot \lambda \cdot Q^2. \quad (2.6)$$

С учетом рабочего давления в гидромоторе, а также полученных выше расчетных формул 2.4, 2.5 и 2.6. формула 2.3, по которой будем формировать напорную характеристику гидропривода, примет следующий вид:

$$\text{при ламинарном режиме } \Delta p_{\text{ном}} = 1,2 + 571 \cdot 10^{-6} \cdot Q + 0,019 \cdot \lambda \cdot Q^2, \quad (2.7)$$

$$\text{при турбулентном } \Delta p_{\text{ном}} = 1,2 + (16,3 \cdot 10^{-6} + 0,019 \cdot \lambda) \cdot Q^2. \quad (2.8)$$

Чтобы построить напорную характеристику гидропривода, расчеты потребного давления в гидроприводе по формуле 2.7 или 2.8 проводим в той же последовательности, что и для дросселя, т. е. задаемся расходом $Q = 22 \text{ л/мин}$, вычисляем число Рейнольдса $Re = 124,9 \cdot 22 = 2748$. Затем определяем коэффициент Дарси по формуле Блазиуса для гидравлически гладких труб:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{2748^{0,25}} = 0,044$$

и по формуле Шифринсона – для гидравлически шероховатых труб:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,05}{10} \right)^{0,25} = 0,029.$$

Потребное давление, поскольку режим турбулентный, рассчитываем по формуле **2.8**, подставляя в нее большее значение коэффициента Дарси ($\lambda = 0,044$):

$$\begin{aligned} \Delta p_{ном} &= 1,2 + (16,3 \cdot 10^{-6} + 0,019 \cdot \lambda) \cdot Q^2 = \\ &= 1,2 + (16,3 \cdot 10^{-6} + 0,019 \cdot 0,044) \cdot 22^2 = 1,6 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

В такой последовательности проводим расчет требуемого давления для расходов *25 л/мин, 35 л/мин, 41 л/мин*. Полученные результаты заносим в табл. 2.2. и по ним строим (см. рис. 2.2.) напорную характеристику гидропривода.

3. Пересечение *совместной напорной характеристики (с дросселем) насоса* и параллельно ей установленного дросселя с *напорной характеристикой гидропривода* дает нам рабочую точку **В** при полностью открытом дросселе (см. рис. 2.2.) с координатами [$p_B = 1,64 \text{ МПа}$; $Q_B = 23 \text{ л/мин}$], где развиваемое насосом давление $p_H = p_B = 1,64 \text{ МПа}$.

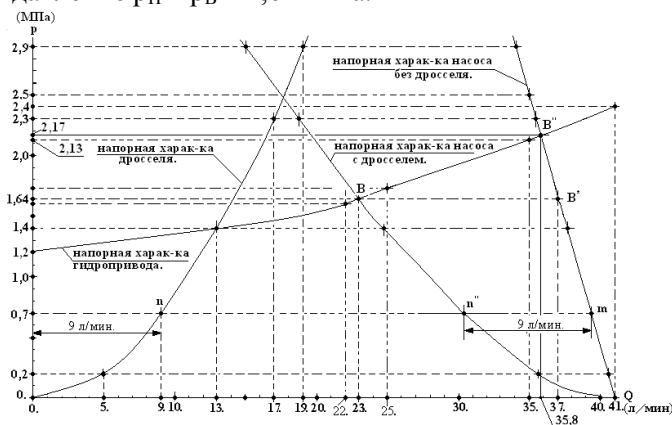


Рис. 2.2. Графическое определение рабочей точки насоса объемного гидропривода с гидромотором

Баланс расхода рабочей жидкости в гидроприводе при полностью открытым дросселе:

$$Q_n = Q_g + Q_{op} = 23 + 14 = 37 \text{ л/мин},$$

где Q_n – производительность насоса;

Q_g – действительный расход рабочей жидкости в гидромоторе;

Q_{op} – расход рабочей жидкости, протекающей через дроссель.

Частоту вращения вала гидромотора при полностью открытым дросселе вычисляем (см. форм. 63), и после преобразования:

$$n_g = \frac{\eta_{g.o} \cdot Q_g}{q_g} = \frac{0,97 \cdot 23 \cdot 10^{-3}}{125 \cdot 10^{-6}} = 179 \text{ об/мин}. \quad (2.9)$$

Таблица 2.2.

Напорная характеристика гидропривода

$Q, \text{ л/мин}$	0	22	25	35	41
Re	–	2748	3123	4371	5120
λ	–	0,044	0,042	0,039	0,037
$\Delta p_{ном}, \text{ МПа}$	1,2	1,6	1,7	2,13	2,4

4. Пересечение *напорной характеристики (без дросселя) насоса с напорной характеристикой гидропривода* дает нам рабочую точку **В** при полностью закрытом дросселе (см. рис. 2.2.) с координатами [$p_B = 2,17 \text{ МПа}$; $Q_B = 35,8 \text{ л/мин}$], где развиваемое насосом давление $p_H = p_B = 2,17 \text{ МПа}$.

Вычисляем частоту вращения вала гидромотора при полностью закрытом дросселе по формуле 2.9, где $Q_g = Q_B'' = 35,8 \text{ л/мин}$,

$$n_g'' = \frac{\eta_{g.o} \cdot Q_{B''}}{q_g} = \frac{0,97 \cdot 35,8 \cdot 10^{-3}}{125 \cdot 10^{-6}} = 278 \text{ об/мин}.$$

- Ответ:** 1) развиваемое насосом давление при:
открытом дросселе $p_H = p_B = 1,64 \text{ МПа}$,
закрытом дросселе $p_H = p_B'' = 2,17 \text{ МПа}$;
2) частота вращения вала гидромотора при:
открытом дросселе $n_g = 179 \text{ об/мин}$
закрытом дросселе $n_g'' = 278 \text{ об/мин}$

***Рекомендации.** Руководствуясь графиком рис. 2.2., определите коэффициенты полезного действия данного гидропривода, обеспечивающего поворот платформы валочно-пакетирующей машины ЛП-19 при полностью открытом и при полностью закрытом дросселе, считая также, что предохранительный клапан ПК не открывается.*

ЗАДАНИЕ 3

Насос **Н** гидропривода продольной подачи рабочего стола металлорежущего станка нагнетает рабочую жидкость – масло **Ж**, температура которой **T**, через гидрораспределитель **ГР** в силовой гидроцилиндр **ГЦ**, шток которого нагружен силой **P_г**. Диаметры поршня, штока гидроцилиндра **d_п**, **d_ш**. КПД гидроцилиндра $\eta_{г.м} = 0,9$, $\eta_{г.о} = 1,0$. Длина участков трубопровода **l₁**, **l₂**, **l₃**, **l₄**. Диаметры напорных и сливных гидролиний одинаковы и равны **d**. Эквивалентную шероховатость гидролиний принять $\Delta = 0,06 \text{ мм}$. Местные сопротивления учесть лишь в гидрораспределителе.

Исходные данные:

1. Рабочая жидкость гидропривода – веретенное масло **АУ**, рабочая температура которой **T = 65⁰ С**;

2. Шток гидроцилиндра нагружен силой $P_g = 10 \text{ кН}$;
3. Диаметры поршня и штока гидроцилиндра, соответственно, $d_n = 80 \text{ мм}$ и $d_{ш} = 40 \text{ мм}$;
4. Длина участков трубопровода: $l_1 = 1,7 \text{ м}$, $l_2 = l_3 = 1,3 \text{ м}$, $l_4 = 2,15 \text{ м}$;
5. Диаметры напорных и сливных гидролиний $d = 22 \text{ мм}$;
6. Эквивалентная шероховатость трубопроводов $\Delta_s = 0,06 \text{ мм}$;
7. КПД гидроцилиндра: механический $\eta_{г.м} = 0,9$, объемный $\eta_{г.о} = 1,0$;
8. Коэффициент сопротивления гидрораспределителя прием $\xi_{г.р} = 2,4$;
9. КПД объемного насоса..... $\eta_n = 0,9$.

Определить: скорость v_g перемещения рабочего стола вправо, мощность N_g гидроцилиндра и КПД $\eta_{г.н}$ гидропривода, если задана (табл. 3.1.) напорная характеристика насоса с переливным клапаном $Q_n = f(p_n)$;

Таблица 3.1.

Напорная характеристика насоса с переливным клапаном

$Q_n, \text{ л/с}$	0,00	1,50	1,65
$p_n, \text{ МПа}$	4,00	3,00	0,00

Решение: определим значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν для рабочей температуры $T = 65^\circ \text{ С}$ веретенного масла АУ. Для этого выпишем значения плотности и кинематического коэффициента вязкости веретенного масла АУ (см. прилож. 1):

$$\text{плотность для } T = 50^\circ \text{ С} - \rho_0 = \rho_{50} = 892 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

кинематические коэффициенты вязкости:

$$\text{для } T_1 = 80^\circ \text{ С} - \nu_1 = \nu_{80} = 0,059 \text{ Ст и}$$

$$\text{для } T_2 = 60^\circ \text{ С} - \nu_2 = \nu_{60} = 0,098 \text{ Ст.}$$

Затем определим значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν веретенного (см. форм. 5) масла АУ для рабочей температуры $T = 65^{\circ}\text{C}$:

плотность

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha \Delta T} = \rho_{65} = \frac{\rho_{50}}{1 + \alpha(T - T_0)} = \frac{892}{1 + 0,0007 \cdot (65 - 50)} = 883 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где $\alpha = \beta_t = 0,0007^{\circ}\text{C}^{-1}$ – коэффициент температурного расширения масла;

коэффициент кинематической вязкости в интервале температур $60-80^{\circ}\text{C}$ определяем методом интерполяции (см. с. 8):

$$\begin{aligned} \nu &= \nu_1 + \frac{\nu_2 - \nu_1}{T_2 - T_1} (T - T_1) = \nu_{80} + \frac{\nu_{60} - \nu_{80}}{60 - 80} (65 - 80) = \\ &= 0,059 + \frac{0,098 - 0,059}{20} \cdot 15 = 0,088 \text{Ст}. \end{aligned}$$

Итак, для дальнейших расчетов имеем значения плотности

$\rho = 883 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ и кинематического коэффициента вязкости

$\nu = 0,088 \text{Ст} = 0,088 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ веретенного масла АУ.

Это задание так же, как и задание 2, решается графоаналитическим методом, следуя которому необходимо найти рабочую точку пересечения заданной *напорной характеристики насоса с переливным клапаном* [7] с *напорной характеристикой гидропривода*.

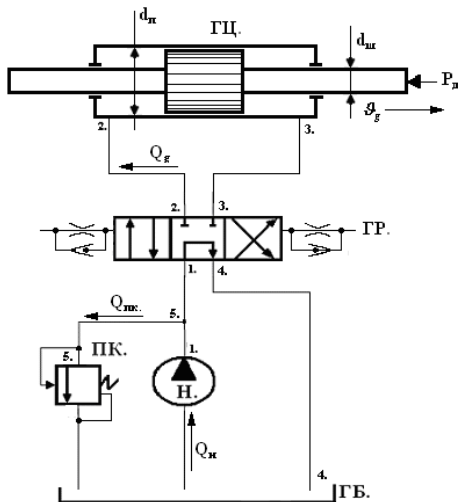
1. Напорную характеристику гидропривода (рис. 3.1.) строим по формуле:

$$\Delta p_{\text{ном}} = p_g + \Delta p, \quad (3.1),$$

где: $\Delta p_{\text{ном}}$ – потребное давление гидропривода;

p_g – рабочее давление в гидроцилиндре;

Δp – потери давления в гидрелиниях и гидрораспределителе.



ГБ. – Гидробак; Н. – Насос; ПК. – Переливной клапан;
ГР. – Гидрораспределитель; ГЦ. – Гидроцилиндр.

Рис. 3.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с гидроцилиндром.

Вычисляем (см. форм. 58) рабочее давление в гидроцилиндре:

$$p_g = \frac{4P_g}{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2) \cdot \eta_{г.м}} = \frac{4 \cdot 10000}{3,14 \cdot (0,08^2 - 0,04^2) \cdot 0,9} = 2,95 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,95 \text{ МПа}.$$

Потери давления в гидролиниях и гидрораспределителе рассчитываются как потери давления по длине и в местном сопротивлении в зависимости от режима движения рабочей жидкости. Поскольку диаметры трубопроводов одинаковы, режим движения будем определять, рассчитывая число Рейнольдса по формуле:

$$Re = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot d \cdot \nu} \cdot Q = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 0,088 \cdot 10^{-4}} \cdot Q = 6580 \cdot Q, \quad (3.2)$$

где расход Q выражают в (л/с).

Потери давления по длине (в трубопроводах) и в местном сопротивлении (в гидрораспределителе) находим по формуле:

$$\Delta p = \rho g \cdot 0,0827 \cdot \left(\lambda \frac{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) \cdot 10^{-12}}{d^5} + \frac{\xi_{z.p} \cdot 10^{-12}}{d^4} \right) \cdot Q^2 =$$

$$883 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \left(\lambda \frac{(1,7 + 2,6 + 2,15)}{0,022^5} + \frac{2,4}{0,022^4} \right) \cdot Q^2,$$

после проведенных математических действий окончательно получим:

$$\Delta p = (0,9 \cdot \lambda + 0,0072) \cdot Q^2. \quad (3.3)$$

Данная формула дает значение давления в (МПа) при размерности расхода ($л/с$).

С учетом рабочего давления в гидроцилиндре, а также формулы **3.3.**, полученной выше, расчетная формула **(3.1)**, по которой будем строить напорную характеристику гидропривода, примет следующий вид:

$$\Delta p_{nom} = 2,95 + (0,9 \cdot \lambda + 0,0072) \cdot Q^2. \quad (3.4)$$

Чтобы построить напорную характеристику гидропривода, расчеты потребного давления в гидроприводе по формуле **3.4** проводим в следующем порядке: задаемся расходом $\underline{Q = 0,5 л/с}$ и вычисляем число Рейнольдса по формуле **(3.2)**:

$$Re = 6580 \cdot 0,5 = 3290.$$

Затем определяем коэффициент Дарси для гидравлически гладких труб по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{3290^{0,25}} = 0,042$$

и для гидравлически шероховатых труб по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{22} \right)^{0,25} = 0,025.$$

Потребное давление рассчитываем по формуле (3.4), подставляя в нее большее значение коэффициента Дарси ($\lambda = 0,042$):

$$\begin{aligned} \Delta p_{ном} &= 2,95 + (0,9 \cdot \lambda + 0,0072) \cdot Q^2 = \\ &= 2,95 + (0,9 \cdot 0,042 + 0,0072) \cdot 0,5^2 = 2,96 \text{ МПа} \end{aligned}$$

В такой последовательности проводим расчет потребного давления для расходов 1,00 л/с, 1,65 л/с. Полученные результаты заносим в табл. 3.2. и по ним строим (см. рис. 3.2.) *напорную характеристику гидропривода*.

2. Итак, точка В (см. рис. 3.2.) пересечения заданной *напорной характеристики насоса с переливным клапаном*, которая построена по трем точкам табл. 3.1., с *напорной характеристикой гидропривода*, и есть рабочая точка с координатами (3,07 МПа; 1,41 л/с).

Таблица 3.2.

Напорная характеристика гидропривода

$Q, \text{ л/с}$	0	0,5	1,00	1,65
Re	—	3290	6580	10857
λ	—	0,042	0,035	0,031
$\Delta p_{ном}, \text{ МПа}$	2,95	2,96	3,00	3,1

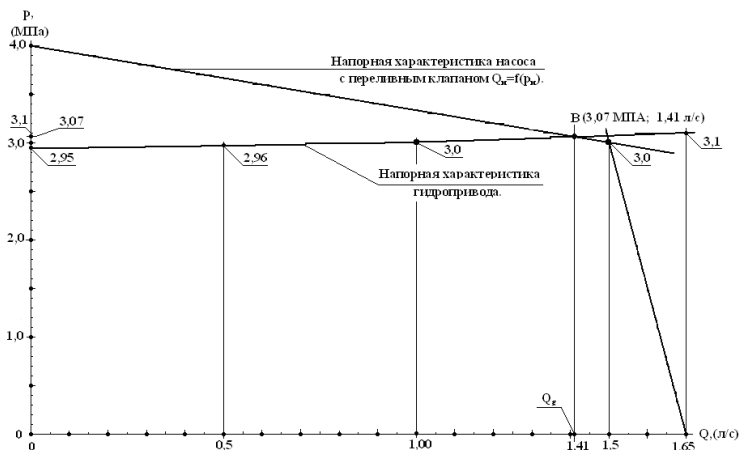


Рис. 3.2. Графическое определение рабочей точки насоса объемного гидропривода с гидроцилиндром.

Это позволит определить \mathfrak{Q}_g – скорость перемещения рабочего стола металлорежущего станка вправо, если действительный расход рабочей жидкости, поступающей (см. форм. 59) в гидроцилиндр, составляет $Q_g = 1,41$ л/с:

$$\mathfrak{Q}_g = \frac{4 \cdot Q_g \cdot \eta_{g.o}}{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)} = \frac{4 \cdot 1,41 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0}{3,14(0,08^2 - 0,04^2)} = 0,375 \text{ м/с}.$$

Мощность гидроцилиндра (см. форм. 41):

$$N_g = \mathfrak{Q}_g \cdot P_g = 0,375 \cdot 10000 = 3750 \text{ Вт} = 3,75 \text{ кВт}.$$

Мощность насоса (см. форм. 35):

$$N_n = \frac{N_{н.пл}}{\eta_n} = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{3,07 \cdot 10^6 \cdot 1,41 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 4800 \text{ Вт} = 4,8 \text{ кВт}$$

И, наконец, КПД гидропривода (см. форм. 67):

$$\eta_{z.np} = \frac{N_g}{N_n} = \frac{3,75}{4,8} = 0,78.$$

Ответ:

$$\begin{aligned} \mathfrak{V}_g &= 0,375 \text{ м/с}; \\ N_g &= 3,75 \text{ кВт}; \\ \eta_{z.np} &= 0,78. \end{aligned}$$

Рекомендации. Следует повторить гидравлический расчет этого гидропривода продольной подачи рабочего стола металлорежущего станка, приняв нагрузку на штоке гидроцилиндра равной $P_g = 1116,8 \text{ кг}$ и температуру рабочей жидкости $T = 45^0 \text{ C}$ с целью определить то, как и насколько изменятся \mathfrak{V}_g – скорость перемещения рабочего стола, N_g – мощность гидроцилиндра и $\eta_{z.np}$ – КПД гидропривода.

ЗАДАНИЕ 4

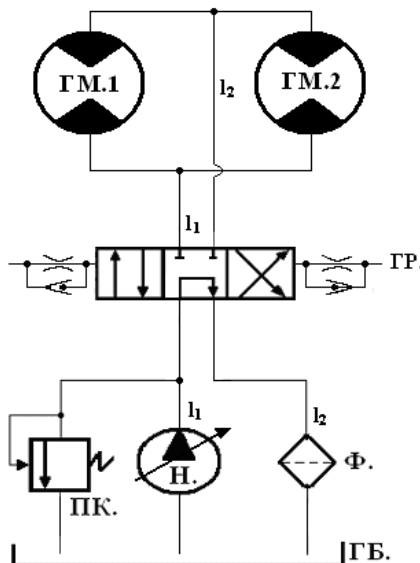
Объемный гидропривод (см. рис. 4.1.) с двумя параллельно соединенными гидромоторами, предназначенный для бухтовки стальных канатов, с рабочими объемами q_g вращаются с частотой n_g при моменте M_g , КПД объемном – $\eta_{g.o}$ и гидромеханическом – $\eta_{г.м}$. А полное КПД гидромотора равно полному КПД регулируемого насоса $\eta_g = \eta_n$ этой гидросистемы. Длина гидролиний нагнетания и слива, соответственно, l_1 и l_2 , рабочая жидкость и ее температура $T^0 \text{ C}$ задаются.

Исходные данные:

- 1.1. Рабочая жидкость гидропривода – промышленное масло **ИН-12** с рабочей температурой $T = 45^0 \text{ C}$;
- 2.1. Момент на валу гидромотора $M_g = 33,3 \text{ нм}$;
- 2.2. Рабочий объем гидромотора $q_g = 40 \text{ см}^3/\text{об}$;
- 2.3. Частота вращения вала гидромотора $n_g = 1100 \text{ мин}^{-1}$;
- 3.1. Длина каждого пронумерованного участка гидролиний:
 $l_1 = 9 \text{ м}, l_2 = 6 \text{ м}$;

4.1. КПД гидромотора: гидромеханический $\eta_{г.м} = 0,9$, объемный $\eta_{г.о} = 0,94$;

5.1. КПД насоса и гидромотора $\eta_g = 0,84$.



ГБ. – Гидробак; Н. – Насос регулируемый; ПК. – Предохранительный клапан; ГР. – Гидрораспределитель; ГМ. 1, ГМ.2 – Гидромоторы; Ф. – Фильтр.

Рис. 4.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с гидромоторами.

Определить: диаметры гидролиний нагнетания $d_{наг.}$, слива $d_{сл.}$ и КПД гидропривода $\eta_{г.п.}$, учитывая утечки рабочей жидкости через предохранительный клапан, а также потери давления в гидрораспределителе и фильтре.

Решение: значения плотности и кинематического коэффициента вязкости рабочей жидкости масла ИИ-12 для температуры $T = 45^0$ С определяем так же, как и в предыдущих заданиях, где используются свойства сжимаемости масла и метод интерполяции. В результате:

$$\rho = 886 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \nu = 0,167 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

1. Определим диаметры гидролиний нагнетания и слива. Для этого задаемся значением средней скорости (см. с. 43) движения жидкости в трубопроводе нагнетания $\mathfrak{V}_{\text{наг}} = 4 \text{ м/с}$ и слива $\mathfrak{V}_{\text{сл}} = 2 \text{ м/с}$. Затем рассчитываем диаметры (см. форм. 68), соответственно:

– гидролинии нагнетания

$$d_{\text{наг}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot \mathfrak{V}_{\text{наг}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,56 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 4}} = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 22 \text{ мм} \approx 20 \text{ мм},$$

принимая значение диаметра (вместо 22 мм) наименьшее из нормального ряда, т. е. стандартное (см. с. 43) значение $d_{\text{наг}} = 20 \text{ мм}$;

– гидролинии слива

$$d_{\text{сл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot \mathfrak{V}_{\text{сл}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,56 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 3,2 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 32 \text{ мм};$$

где Q_g – расход рабочей жидкости, поступающей в гидромоторы (см. форм. 63), который определен по формуле:

$$Q_g = 2 \cdot \frac{q_g \cdot n_g}{\eta_{g,o}} = 2 \cdot \frac{40 \cdot 10^{-6} \cdot 1100}{0,94 \cdot 60} = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 1,56 \text{ л/с}.$$

2. Потребное давление в гидроприводе, которое обеспечивается насосом, определяется из следующего баланса:

$$p_n = p_g + \Delta p_1 + \Delta p_{\text{рп.1}} + \Delta p_2 + \Delta p_{\text{рп.2}} + \Delta p_\phi \quad (4.1)$$

где: p_g – рабочее давление в гидромоторе, которое рассчитываем (см. форм. 51) следующим образом:

$$p_g = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_g}{q_g \cdot \eta_{г.м}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 33,3}{40 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 5800000 \text{ Па}$$

Δp_1 – потери давления в гидролинии нагнетания определяются как потери давления по длине, для чего вычисляем число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot d_{наг} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 1,56 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,167 \cdot 10^{-4}} = 5949.$$

Поскольку в условии задания отсутствует значение шероховатости трубы, а режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный, для определения коэффициента Дарси (см. форм. 19) воспользуемся формулой Блазиуса:

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{Re_1^{0,25}} = \frac{0,3164}{5949^{1/4}} = 0,036.$$

Итак, рассчитываем потери давления в гидролинии нагнетания:

$$\Delta p_1 = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \lambda_1 \cdot \frac{2 \cdot l_1}{d_{наг}^5} \cdot Q_g^2 =$$

$$886 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot 0,036 \cdot \frac{2 \cdot 9}{0,02^5} \cdot 1,56^2 \cdot 10^{-6} = 354227 \text{ Па};$$

$\Delta p_{г.р.1}$ – потери давления в гидрораспределителе на гидролинии нагнетания (см. прилож.8, $\xi_{г.р} = 2,4$) рассчитываем как потери давления в местном сопротивлении по формуле:

$$\Delta p_{z.p.1} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{z.p.}}{d_{наг}^4} \cdot Q_g^2 =$$

$$886 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{2,4}{0,02^4} \cdot 1,56^2 \cdot 10^{-6} = 26239 \text{ Па};$$

Δp_2 – потери давления в гидрролинии слива определяются таким же образом, как и потери давления по длине. Вычисляем число Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot d_{сл} \cdot v} = \frac{4 \cdot 1,56 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 0,167 \cdot 10^{-4}} = 3719.$$

Поскольку режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный; так же, по формуле Блазиуса, определяем коэффициент Дарси, рассчитываем потери давления в гидрролинии слива:

$$\Delta p_2 = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \lambda_2 \cdot \frac{2 \cdot l_2}{d_{сл}^5} \cdot Q_g^2 =$$

$$886 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot 0,04 \cdot \frac{2 \cdot 6}{0,032^5} \cdot 1,56^2 \cdot 10^{-6} = 25027 \text{ Па}$$

$\Delta p_{z.p.2}$ – потери давления в гидрораспределителе на гидрролинии слива (см. прилож. 8, $\xi_{z.p.} = 2,4$) рассчитываем как и потери давления в местном сопротивлении, по формуле:

$$\Delta p_{z.p.2} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{z.p.}}{d_{сл}^4} \cdot Q_g^2 =$$

$$886 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{2,4}{0,032^4} \cdot 1,56^2 \cdot 10^{-6} = 4004 \text{ Па};$$

Δp_ϕ – потери давления в фильтре расположенном на гидрролинии слива (см. прилож. 8, $\xi_\phi = 1,2$), рассчитываем так же, как и потери давления в местном сопротивлении [9] по формуле:

$$\Delta p_\phi = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_\phi}{d_{cl}^4} \cdot Q_g^2 =$$

$$886 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{1,2}{0,032^4} \cdot 1,56^2 \cdot 10^{-6} = 2002 \text{ Па} .$$

Итак, давление, создаваемое насосом, согласно балансу (4.1), равно:

$$p_n = \underline{5800000} + \underline{354227} + \underline{26239} + \underline{25027} + \underline{4004} + \underline{2002} = 6211499 \text{ Па} .$$

3. КПД гидропривода определяется из соотношения:

$$\eta_{c.n} = \frac{N_g}{N_n} , \quad (4.2)$$

где: N_g – суммарная мощность на валу гидромоторов:

$$N_g = p_g \cdot Q_g \cdot \eta_g = 5800000 \cdot 1,56 \cdot 10^{-3} \cdot 0,84 = 7600 \text{ Вт} = 7,6 \text{ кВт} ;$$

N_n – мощность насоса (механическая мощность насоса или мощность на валу насоса) рассчитываем следующим образом:

$$N_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{6211499 \cdot 1,72 \cdot 10^{-3}}{0,84} = 12718 \text{ Вт} = 12,7 \text{ кВт} .$$

Производительность насоса с учетом утечек через предохранительный клапан:

$$Q_n = 1,1 \cdot Q_g = 1,1 \cdot 1,56 \cdot 10^{-3} = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} .$$

Отсюда окончательно, КПД гидропривода составляет:

$$\eta_{г.п} = \frac{7,6}{12,7} = 0,6.$$

Ответ: $d_{наг} = 20\text{мм}$, $d_{сл} = 32\text{мм}$; $\eta_{г.п} = 0,6$.

Рекомендации. 1. Определите степень расхождения результатов при расчете суммарной мощности гидромоторов, используя их механические параметры. 2. Повторите расчет гидропривода для осуществления буктовки стальных канатов, принимая при этом значение диаметра гидролинии нагнетания наибольшим из стандартного ряда (в имеющихся расчетах использовано наименьшее значение) и температуру рабочей жидкости $T = 65^{\circ}\text{C}$.

ЗАДАНИЕ 5

Гидропривод, применяемый в скреперах, состоит (см. рис. 5.1.) из гидробака **ГБ**, насоса **Н**, гидрораспределителя **ГР**, гидрозамка **ГЗ**, силовых гидроцилиндров **ГЦ.1**, **ГЦ.2**, предохранительного клапана **ПК** и фильтра **Ф**.

Исходные данные:

Усилие $G = 50\text{ кН}$ на штоках силовых гидроцилиндров;

1. Скорость движения рабочего органа (штока гидроцилиндра) $\mathcal{G}_g = 0,2\text{ м/с}$;

2. Длина трубопровода от насоса до гидроцилиндров $l_1 = 6\text{ м}$, от гидроцилиндров до гидробака $l_2 = 6\text{ м}$ и коэффициент сопротивления гидрозамка $\xi_{г.з} = 6$.

3. Рабочая жидкость – касторовое масло с температурой $T = 45^{\circ}\text{C}$;

4. КПД насоса $\eta_n = 0,82$, объемный и механический КПД гидроцилиндра, соответственно, $\eta_{д.о} = 0,88$ и $\eta_{д.м} = 0,9$.

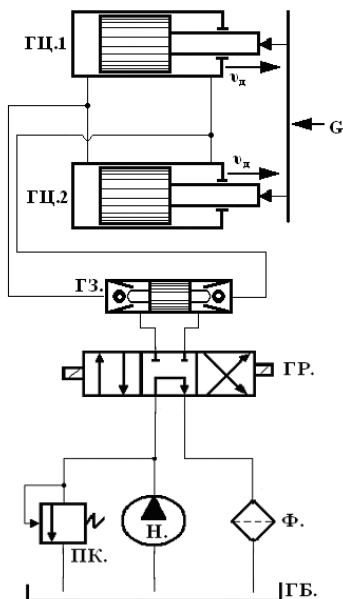
Определить:

1. Внутренний диаметр гидроцилиндра (диаметр поршня) D_n , диаметр штока поршня $D_{ш}$;

2. Диаметры трубопроводов нагнетания $d_{\text{наг}}$ и слива $d_{\text{сл}}$;
3. Подачу Q_n , давление p_n и мощность $N_{\text{насоса}}$, КПД гидропривод $\eta_{\text{г.п.}}$.

Решение: значения плотности и кинематического коэффициента вязкости рабочей жидкости касторового масла для температуры $T = 45^{\circ}\text{C}$ определяем так же, как и в предыдущих заданиях, где используются свойства сжимаемости масла и метод интерполяции. В результате имеем:

$$\rho = 944 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \nu = 2,9 \text{Ст} = 2,9 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$



- ГБ. – Гидробак; Н. – Насос; ПК. – Предохранительный клапан;
 ГР. – Гидрораспределитель; ГЗ. – Гидрозамок;
 ГЦ. 1, ГЦ. 2 – Гидроцилиндры; Ф. – Фильтр.

Рис. 5.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с двумя параллельно соединенными гидроцилиндрами

1. По данным (см. с. 24), для определения диаметра поршня гидроцилиндра ориентировочное давление назначается в зависимости от величины полезного усилия на штоке гидроцилиндра. В нашем случае полезное усилие на штоке гидроцилиндра $P_g = \frac{G}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ кН}$. Этому усилию соответствует ориентировочное давление в рабочей полости гидроцилиндра $p = 3,0 \text{ МПа}$.

Зная усилие и давление, определяем (см. форм. 56) диаметр поршня гидроцилиндра с односторонним штоком:

$$D_n^* = \sqrt{\frac{4 \cdot P_g}{\pi \cdot p \cdot \eta_{д.м}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25000}{3,14 \cdot 3 \cdot 10^6 \cdot 0,9}} = 109 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 109 \text{ мм}$$

Получено значение диаметра поршня силового гидроцилиндра в соответствии с ГОСТ–12447–80. Округляем его в большую сторону до ближайшего стандартного (см. с. 25), и тогда диаметр поршня $D_n = 110 \text{ мм}$.

Для дальнейших расчетов следует уточнить (см. форм. 56) значение рабочего давления в гидроцилиндре при стандартном значении диаметра поршня гидроцилиндра:

$$p_g = \frac{4 \cdot P_g}{\pi \cdot D_n^2 \cdot \eta_{д.м}} = \frac{4 \cdot 25000}{3,14 \cdot 0,11^2 \cdot 0,9} = 2924438 \text{ Па} = 2,9 \text{ МПа}.$$

Зависимость диаметра штока от диаметра поршня при рабочем давлении ниже 6,5 МПа (см. форм. 60) в полости гидроцилиндра следующая:

$$D_{ш} = 0,5 \cdot D_n = 0,5 \cdot 110 = 55 \text{ мм}.$$

2. Чтобы определиться с диаметрами трубопроводов гидропривода необходимо знать расход рабочей жидкости на входе и выходе гидроцилиндров, которые при заданной скорости дви-

жения \mathfrak{G}_g штока и известных диаметрах поршня и [10] штока гидроцилиндра определяются (см. форм. 57): следующим образом:

– гидролиния нагнетания

$$Q_{наг.} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \mathfrak{G}_g \cdot \frac{1}{\eta_{о.о}} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{0,88} = 4,3 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с};$$

– гидролиния слива (см. форм. 59):

$$Q_{сл.} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} [D_n^2 - D_{ш}^2] \cdot \mathfrak{G}_g = 2 \cdot \frac{3,14}{4} [0,0121 - 0,003] \cdot 0,2 = 2,86 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с}.$$

Затем, задаваясь значениями скорости движения рабочей жидкости в трубопроводах нагнетания и слива (см. с. 43), соответственно, $\mathfrak{G}_{наг.} = 4 м/с$ и $\mathfrak{G}_{сл.} = 2 м/с$, определяем диаметры:

– трубопровода нагнетания:

$$d_{наг.}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{наг.}}{\pi \cdot \mathfrak{G}_{наг.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 4}} = 3,7 \cdot 10^{-2} = 37 мм,$$

где полученное значение диаметра округляем до ближайшего из значений стандартного ряда (см. с. 43) в большую сторону, и тогда, имеем $d_{наг.} = 40 мм$;

– трубопровода слива:

$$d_{сл.}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{сл.}}{\pi \cdot \mathfrak{G}_{сл.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,86 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 4,27 \cdot 10^{-2} = 43 мм,$$

где полученное значение диаметра тоже округляем в большую сторону до ближайшего из стандартного ряда (см. с. 43), и тогда имеем $d_{сл.} = 50 мм$;

3. Производительность насоса, с учетом утечек через предохранительный клапан, которые в среднем составляют 10 % от расхода масла, поступающего в полости гидроцилиндров, равна:

$$Q_n = 1,1 \cdot Q_{наг.} = 1,1 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3} = 4,73 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потребное давление в гидроприводе, обеспечиваемое насосом, определяется из следующего баланса:

$$p_n = p_g + \Delta p_1 + \Delta p_{cp.1} + \Delta p_{z.3.1} + \left[1 - \frac{D_{ш}^2}{D_n^2} \right] (\Delta p_2 + \Delta p_{z.3.2} + \Delta p_{cp.2} + \Delta p_\phi), \quad (5.1)$$

где: p_g – рабочее давление в гидроцилиндре ($p_g = 2,9 \text{ МПа}$);

Δp_1 – потери давления в гидролинии нагнетания – определяются как потери давления по длине, для чего вычисляем число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{4 \cdot Q_{наг.}}{\pi \cdot d_{наг} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4}} = 472.$$

Поскольку режим движения жидкости в трубопроводе ламинарный, коэффициент Дарси вычисляем по формуле:

$$\lambda_1 = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{472} = 0,14.$$

Рассчитываем потери давления в гидролинии нагнетания:

$$\Delta p_1 = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_{наг}^5} \cdot Q_{наг.}^2 = 944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot 0,14 \cdot \frac{6}{0,04^5} \cdot 4,3^2 \cdot 10^{-6} = 116161 \text{ Па};$$

$\Delta p_{\xi.p.1}$ – потери давления в гидрораспределителе на гидролинии нагнетания (см. прилож. 8, $\xi_{\xi.p.} = 2,4$) рассчитываем как потери давления в местном сопротивлении по формуле:

$$\Delta p_{\xi.p.1} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{\xi.p.}}{d_{наг}^4} \cdot Q_{наг.}^2 =$$

$$944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{2,4}{0,04^4} \cdot 4,3^2 \cdot 10^{-6} = 13276 \text{ Па} ;$$

$\Delta p_{\xi.з.1}$ – потери давления в гидрозамке на гидролинии нагнетания рассчитываем так же, как и потери давления в местном сопротивлении:

$$\Delta p_{\xi.з.1} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{\xi.з.}}{d_{наг}^4} \cdot Q_{наг.}^2 =$$

$$944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{6}{0,04^4} \cdot 4,3^2 \cdot 10^{-6} = 33189 \text{ Па} ;$$

Δp_1 – потери давления в гидролинии слива определяются так же, как и потери давления по длине. Вычисляем число Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{4 \cdot Q_{сл.}}{\pi \cdot d_{сл} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 2,86 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 2,9 \cdot 10^{-4}} = 251.$$

Режим движения жидкости в трубопроводе ламинарный, отсюда коэффициент жидкостного трения:

$$\lambda_2 = \frac{64}{\text{Re}_2} = \frac{64}{251} = 0,26.$$

Рассчитываем потери давления в гидролинии слива:

$$\Delta p_2 = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_{сл}^5} \cdot Q_{сл.}^2 =$$

$$944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot 0,26 \cdot \frac{6}{0,05^5} \cdot 2,86^2 \cdot 10^{-6} = 31272 \text{ Па}$$

$\Delta p_{\text{з.з.2}}$ – потери давления в гидрозамке (см. с. 33) на гидролинии слива рассчитываем так же, как и потери давления в местном сопротивлении:

$$\Delta p_{\text{з.з.2}} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{\text{з.з.}}}{d_{\text{сл}}^4} \cdot Q_{\text{сл}}^2 =$$
$$944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{6}{0,05^4} \cdot 2,86^2 \cdot 10^{-6} = 6014 \text{ Па};$$

$\Delta p_{\text{з.р.2}}$ – потери давления в гидрораспределителе на гидролинии слива (см. прилож. 8, $\xi_{\text{з.р.}} = 2,4$) рассчитываем так же, как и потери давления в местном сопротивлении, по формуле:

$$\Delta p_{\text{з.р.2}} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{\text{з.р.}}}{d_{\text{сл}}^4} \cdot Q_{\text{сл}}^2 =$$
$$944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{2,4}{0,05^4} \cdot 2,86^2 \cdot 10^{-6} = 2406 \text{ Па};$$

Δp_{ϕ} – потери давления в фильтре расположенного на гидролинии слива (см. прилож. 8, $\xi_{\phi} = 1,2$) рассчитываем так же, как и потери давления в местном сопротивлении, по формуле:

$$\Delta p_{\phi} = \rho \cdot g \cdot 0,0827 \cdot \frac{\xi_{\phi}}{d_{\text{сл}}^4} \cdot Q_{\text{сл}}^2 =$$
$$944 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \cdot \frac{1,2}{0,05^4} \cdot 2,86^2 \cdot 10^{-6} = 1203 \text{ Па}.$$

Итак, давление, создаваемое насосом, согласно балансу (5.1), равно:

$$p_n = 2900000 + 116161 + 13276 + 33189 + \\ + \left[1 - \frac{55^2}{110^2} \right] (31272 + 6014 + 2406 + 1203) = 3093297 \text{ Па}$$

4. Определяем мощность насоса:

$$N_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{3093297 \cdot 4,73 \cdot 10^{-3}}{0,82} = 17843,6 \text{ Вт} = 17,8 \text{ кВт}.$$

Мощность, развиваемая гидроцилиндрами:

$$N_g = G \cdot \vartheta_g = 50000 \cdot 0,2 = 10000 \text{ Вт} = 10 \text{ кВт}.$$

И, наконец, результат – КПД этого насосного объемного гидропривода с гидроцилиндром равен:

$$\eta_{г.н} = \frac{N_g}{N_n} = \frac{10}{17,8} = 0,56$$

Ответ: $D_n = 110 \text{ мм}$, $D_{ш} = 55 \text{ мм}$, $d_{наг.} = 40 \text{ мм}$, $d_{сл.} = 50 \text{ мм}$;

$Q_n = 4,73 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $p_n = 3093297 \text{ Па}$, $N_n = 17,8 \text{ кВт}$,
 $\eta_{г.н} = 0,56$.

Рекомендации. Повторите расчет для этого гидропривода с двумя параллельно соединенными гидроцилиндрами, принимая условную скорость движения рабочей жидкости в гидродинамиках нагнетания $\vartheta_{наг.} = 5 \text{ м/с}$ и слива $\vartheta_{сл.} = 3 \text{ м/с}$, а температуру рабочей жидкости $T = 35^0 \text{ С}$. Проведите сравнительный анализ полученных результатов с уже имеющимися.

ЗАДАНИЕ 6

(Дроссельный метод регулирования скорости
выходного звена объемного насосного гидропривода)

Привод барабана лебедки диаметром D осуществляется через редуктор ($\eta_p = 0,9$) с передаточным числом i гидромотором с рабочим объемом q_d . Определить диаметр трубопровода $d_{тр}$ и КПД гидропривода с параллельно включенным дросселем, если: усилие на тросе P ; скорость его перемещения \mathcal{V} ; проходное сечение дросселя $\omega_{др.}$; суммарный коэффициент местных сопротивлений гидросистемы от точки C до гидромотора $\Sigma\xi$; длина гидролиний l ; полный КПД насоса и гидромотора $\eta_n = \eta_d$; объемный КПД гидромотора $\eta_{д.о.}$; рабочая жидкость гидропривода – масло **ИН-50**.

Исходные данные:

1. Рабочая жидкость гидропривода – масло **ИН–50** с температурой $T = 45^0 C$;
2. Диаметр барабана лебедки $D=0,32m$;
3. Передаточное число редуктора... $i = 38$;
4. Усилие на тросе..... $P = 40 кН$;
5. Рабочий объем гидромотора $q_g = 130 см^3/об$;
6. Длина гидролиний $l = 16 м$;
7. Скорость перемещения троса $\mathcal{V} = 0,035m/c$;
8. Площадь живого сечения дросселя $\omega_{др.} = 1,2 мм^2$;
9. Коэффициент расхода дросселя $\mu=0,6$;
10. Суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\xi=38$;
11. КПД гидромотора объемный $\eta_{г.о}= 0,97$;
12. Полный КПД насоса и гидромотора $\eta_n = \eta_d = 0,82$.

Определить:

1. Диаметр трубопровода $d_{тр}$;
2. КПД гидропривода с параллельно включенным дросселем..... $\eta_{г.п}$.

Решение: определим значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости ν для рабочей температуры $T = 75^0 C$ масла **ИН-50**. Для этого выпишем (см. прилож. 1) значения

плотности и кинематического коэффициента вязкости масла
ИН-50:

$$\text{плотность для температуры } T_0 = 50^{\circ}\text{C} - \rho_0 = \rho_{50} = 910 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

кинематические коэффициенты вязкости:

$$\text{для температуры } T_1 = 60^{\circ}\text{C} - \nu_1 = \nu_{60} = 0,38\text{Cm}$$

$$\text{для температуры } T_2 = 80^{\circ}\text{C} - \nu_2 = \nu_{80} = 0,16\text{Cm}.$$

Определим (см. прилож. 1) значения плотности ρ и кинематического коэффициента вязкости для рабочей температуры $T = 75^{\circ}\text{C}$:

$$\text{плотность } \rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha \Delta T} = \rho_{75} = \frac{\rho_{50}}{1 + \alpha(T - T_0)} = \frac{910}{1 + 0,0007(75 - 50)} = 894 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где $\alpha = \beta_t = 0,0007^{\circ}\text{C}^{-1}$ – коэффициент температурного расширения масла.

Коэффициент кинематической вязкости в интервале температур $60 - 80^{\circ}\text{C}$ (см. с. 8) определяем методом интерполяции:

$$\begin{aligned} \nu &= \nu_1 + \frac{\nu_2 - \nu_1}{T_2 - T_1} (T - T_1) = \nu_{60} + \frac{\nu_{80} - \nu_{60}}{80 - 60} (75 - 60) = \\ &= 0,38 + \frac{0,16 - 0,38}{20} \cdot 15 = 0,22\text{Cm}. \end{aligned}$$

Итак, имеем для дальнейших расчетов значения:

плотности $\rho = 894 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; кинематического коэффициента вязкости

масла **ИН-50** $\nu = 0,22\text{Cm} = 0,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$

1. Определяем расход рабочей жидкости, поступающий в гидромотор Q_g . Зависимость между частотой вращения n барабана лебедки и скоростью \mathfrak{B} перемещения троса $n = \frac{60 \cdot \mathfrak{B}}{\pi \cdot D}$, тогда [1] частота вращения вала гидромотора:

$$n_g = n \cdot i = \frac{60 \cdot \mathfrak{G}}{\pi \cdot D} \cdot i = \frac{60 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 0,32} \cdot 38 = 79,4 \text{ об/мин};$$

вычисляем (см. форм. 63) расход рабочей жидкости, поступающей в гидромотор, по формуле:

$$Q_g = \frac{q_g \cdot n_g}{\eta_{g.o}} = \frac{130 \cdot 10^{-6} \cdot 79,4}{0,97} = 10,64 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{мин}} = 0,18 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

1. Определяем давление рабочей жидкости в гидромоторе p_g . Зависимость момента на валу гидромотора от нагрузки на тресе с учетом КПД передаточного числа редуктора и диаметра барабана лебедки:

$$M_g = \frac{P \cdot D}{2 \cdot i \cdot \eta_p} = \frac{40000 \cdot 0,32}{2 \cdot 38 \cdot 0,9} = 187 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Вычисляем (см. форм. 51) рабочее давление в гидромоторе:

$$M_g = \frac{1}{2\pi} q_g p_g \frac{\eta_g}{\eta_{g.o}}, \Rightarrow$$

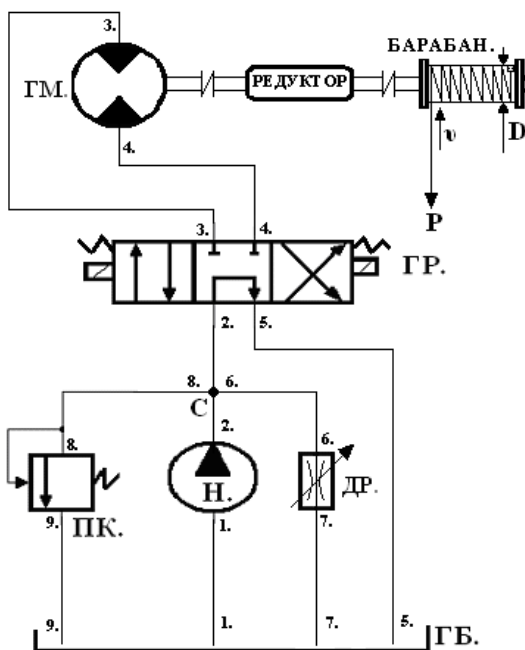
3. Определяем диаметр трубопроводов гидропривода. Задавшись скоростью движения рабочей жидкости $\mathfrak{G}_{жс} = 4 \text{ м/с}$ (см. форм. 43), вычисляем диаметр трубопроводов по формуле:

$$d_{mp}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot \mathfrak{G}_{жс}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 4}} = 0,76 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 7,6 \text{ мм},$$

где полученное значение диаметра округляем в большую сторону до ближайшего из стандартного ряда (см. с.59), и тогда, имеем: $d_{mp} = 8 \text{ мм}$.

4. Рассчитываем потери давления в гидроприводе (рис. 6.1). Данные потери складываются из потерь по длине (в трубопроводах) и потерь в местных сопротивлениях, которые заданы в условии этого задания виде суммарного коэффициента. Чтобы продолжить расчет, необходимо определиться с режимом движения рабочей жидкости в трубопроводах, а для этого определить значение числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{4 \cdot Q_g}{\pi \cdot d_{mp} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,008 \cdot 0,22 \cdot 10^{-4}} = 1303.$$



ГБ. – Гидробак; Н. – Насос; ПК. – Предохранительный клапан;
ГР. – Гидрораспределитель; ГМ. – Гидромотор; ДР. – Дроссель.

Рис. 6.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с гидромотором

Рассчитываем потери давления в гидроприводе по формуле:

$$\Delta p = \rho g \cdot 0,0827 \left[\lambda \frac{l}{d_{mp}^5} + \frac{\sum \xi}{d_{mp}^4} \right] \cdot Q_g^2 =$$

$$894 \cdot 9,81 \cdot 0,0827 \left[0,049 \frac{16}{0,008^5} + \frac{38}{0,008^4} \right] \cdot 0,18^2 \cdot 10^{-6} = 789842 \text{ Па}$$

Тогда давление, создаваемое насосом в гидроприводе, будет равно:

$$p_n = p_g + \Delta p = 7600000 + 789842 = 8389842 \text{ Па.}$$

5. Определяем (через параллельно включенный дроссель) утечки, т. е. расход рабочей жидкости, через малое отверстие сечением ω_{op} . Расчет производим (см. форм. 29) следующим образом:

$$Q_{op} = \mu \cdot \omega_{op} \sqrt{\frac{2 \cdot p_n}{\rho}} =$$

$$0,6 \cdot 1,2 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 8389842}{894}} = 0,099 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Итак, производительность насоса равна:

$$Q_n = Q_g + Q_{op} = 0,18 \cdot 10^{-3} + 0,099 \cdot 10^{-3} = 0,279 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Мощность насоса (механическая мощность на валу насоса):

$$N_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{8389842 \cdot 0,279 \cdot 10^{-3}}{0,82} = 2855 \text{ Вт} = 2,86 \text{ кВт}.$$

7. Мощность гидромотора (механическая мощность на валу гидромотора):

$$N_g = \frac{\pi \cdot n_g}{30} \cdot M_g = \frac{3,14 \cdot 79,4}{30} \cdot 187 = 1554 \text{ Вт} = 1,6 \text{ кВт}.$$

И, наконец, КПД насосного объемного гидропривода, предназначенного для вращения барабана лебедки, составляет:

$$\eta_{zn} = \frac{N_g}{N_n} = \frac{1,6}{2,86} = 0,56.$$

Ответ: $d_{mp} = 8 \text{ мм}$; $\eta_{zn} = 0,56$.

***Рекомендации.** Примите скорость движения рабочей жидкости в трубопроводе (при той же температуре – $T = 45^{\circ}\text{C}$, но масло возьмите другое – индустриальное ИИ-12) равной $\mathfrak{V}_{жс} = 5 \text{ м/с}$, вдвое увеличьте скорость перемещения \mathfrak{V} троса и повторите расчет этого гидропривода механизма подъема. Полученные результаты сравните с имеющимися.*

ЗАДАНИЕ 7

Схема гидравлической системы подъема стрелы путеукладочного крана состоит из гидробака ГБ, насоса Н, предохранительного клапана ПК, гидрораспределителя ГР, гидрозамка ГЗ, силовых гидроцилиндров ГЦ, трубопроводов и фильтра Ф (см. рис. 7.1.), коэффициент сопротивления гидрозамка $\xi_{4,5} = 6$, $\xi_{9,10} = 2$;

Исходные данные:

1. Усилие, передаваемое четырьмя силовыми гидроцилиндрами, $G = 120 \text{ кН}$. Скорость движения поршня $v_d = 0,09 \text{ м/с}$;
2. Длины трубопроводов: $l_{вс} = 1,5 \text{ м}$, $l_{1,6} = 5 \text{ м}$, $l_{7,8} = 6 \text{ м}$, $l_{9,13} = 4 \text{ м}$;
3. Рабочая жидкость – турбинное масло с температурой $T = 55^{\circ}\text{C}$;
4. Общий КПД насоса $\eta_n = 0,88$, объемный и механический КПД силового гидроцилиндра $\eta_{д.о} = 0,92$ и $\eta_{д.м} = 0,87$.

Определить:

1. Внутренний диаметр силового гидроцилиндра (диаметр поршня) D_n , диаметр штока поршня $D_{ш}$;
2. Диаметры трубопроводов – $d_{вс.}$, $d_{наг.}$, $d_{сл.1}$ и $d_{сл.2}$;
3. Подачу Q_n , напор H_n , мощность N_n насоса и КПД гидропривода $\eta_{гп}$.

Решение: значения плотности и кинематического коэффициента вязкости рабочей жидкости турбинного масла для температуры $T = 55^0 C$ определяем так же, как и в предыдущих заданиях, где используются свойства масла и метод интерполяции. В результате имеем:

$$\rho = 897 \frac{кг}{м^3}; \quad \nu = 0,215 Ст = 0,215 \cdot 10^{-4} \frac{м^2}{с}.$$

1. По данным (см. с. 24), для определения диаметра поршня гидроцилиндра ориентировочное давление назначается в зависимости от величины

полезного усилия на штоке гидроцилиндра. В нашем случае полезное усилие на штоке гидроцилиндра

$P_g = \frac{G}{4} = \frac{120}{4} = 30 кН$. Этому усилию соответствует ориентировочное давление в рабочей полости гидроцилиндра:
 $p = 4,0 МПа$.

Далее, зная усилие и давление, определяем (см. форм. 56) диаметр поршня гидроцилиндра с односторонним штоком:

$$D_n^* = \sqrt{\frac{4 \cdot P_g}{\pi \cdot p \cdot \eta_{д.м}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000}{3,14 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 0,9}} = 103 \cdot 10^{-3} м = 103 мм.$$

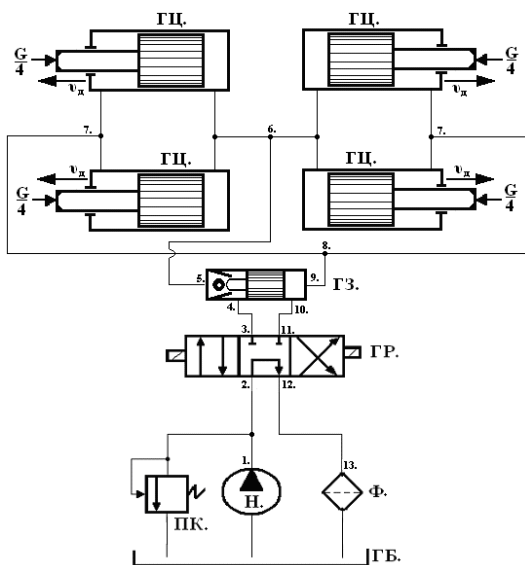
Получено значение диаметра поршня силового гидроцилиндра в соответствии с ГОСТ–12447–80. Округляем это значение до ближайшего стандартного (см. с. 25) в большую сторону, и тогда диаметр поршня будет равен $D_n = 110 мм$.

Для дальнейших расчетов уточним значение рабочего давления в гидроцилиндре при стандартном значении диаметра поршня гидроцилиндра:

$$p_g = \frac{4 \cdot P_g}{\pi \cdot D_n^2 \cdot \eta_{o.m}} = \frac{4 \cdot 30000}{3,14 \cdot 0,11^2 \cdot 0,87} = 3630337 \text{ Па} = 3,63 \text{ МПа}$$

Зависимость диаметра штока от диаметра поршня при рабочем давлении ниже 6,5 МПа в полости гидроцилиндра (см. форм. 60) следующая:

$$D_{ш} = 0,5 \cdot D_n = 0,5 \cdot 110 = 55 \text{ мм} .$$



ГБ. – Гидробак; Н. – Насос; ПК. – Предохранительный клапан;
 ГР. – Гидрораспределитель; ГЗ. – Гидрозамок; ГЦ. – Гидроцилиндры;
 Ф. – Фильтр.

Рис. 7.1. Гидравлическая схема насосного объемного гидропривода с параллельно соединенными гидроцилиндрами.

2. Чтобы определиться с диаметрами трубопроводов гидропривода, необходимо знать расходы рабочей жидкости на входе и выходе гидроцилиндров, которые при заданной скорости дви-

жения штока \mathfrak{G}_g и известных диаметрах поршня и штока гидроцилиндра находят следующим образом:

гидролиния нагнетания:

$$Q_{наг.} = 4 \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \mathfrak{G}_g \cdot \frac{1}{\eta_{о.о}} = 4 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} \cdot 0,09 \cdot \frac{1}{0,92} = 3,7 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с};$$

гидролиния слива для участка трубопровода 7–8:

$$Q_{сл1.} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} [D_n^2 - D_{ш}^2] \cdot \mathfrak{G}_g = 2 \cdot \frac{3,14}{4} [0,0121 - 0,003] \cdot 0,09 = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с};$$

гидролиния слива для участка трубопровода 8–13:

$$Q_{сл2.} = 4 \cdot \frac{\pi}{4} [D_n^2 - D_{ш}^2] \cdot \mathfrak{G}_g = 4 \cdot \frac{3,14}{4} [0,0121 - 0,003] \cdot 0,09 = 2,6 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с};$$

гидролиния всасывания:

$$Q_{вс.} = Q_n = 1,1 \cdot Q_{наг.} = 1,1 \cdot 3,7 \cdot 10^{-3} = 4,1 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с}$$

Q_n – расход рабочей жидкости в гидролинии всасывания с учетом утечек через предохранительный клапан (который установлен сразу за насосом), фактически и составит производительность насоса.

Затем, задавшись значениями скорости движения рабочей жидкости в трубопроводах нагнетания, слива и всасывания: $\mathfrak{G}_{наг.} = 5 м/с$, $\mathfrak{G}_{сл.} = 3 м/с$ и $\mathfrak{G}_{вс.} = 1,5 м/с$, соответственно (см. с. 58), определяем диаметры:

трубопровода нагнетания:

$$d_{наг.}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{наг.}}{\pi \cdot \mathfrak{G}_{наг.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,7 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} = 3,07 \cdot 10^{-2} = 31 мм,$$

где полученное значение диаметра округляем до ближайшего из стандартного ряда (см. с. 43) в большую сторону, и тогда имеем $d_{наг.}^* = 32 \text{ мм}$;

трубопровода слива для участка 7–8:

$$d_{сл1.}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{сл1.}}{\pi \cdot g_{сл.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3}} = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 23 \text{ мм},$$

где полученное значение диаметра округляем до ближайшего из стандартного ряда (см. с. 58) в большую сторону, и тогда имеем $d_{сл1.}^* = 25 \text{ мм}$;

трубопровода слива для участка 8–13:

$$d_{сл2.}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{сл2.}}{\pi \cdot g_{сл.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3}} = 3,3 \cdot 10^{-2} = 33 \text{ мм},$$

где полученное значение диаметра округляем до ближайшего из стандартного ряда (см. с. 58) в большую сторону, и тогда имеем $d_{сл2.}^* = 40 \text{ мм}$;

трубопровода всасывания:

$$d_{вс.}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{вс.}}{\pi \cdot g_{вс.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5}} = 5,9 \cdot 10^{-2} = 59 \text{ мм}.$$

Так как стандартный ряд диаметров трубопровода гидроприводов заканчивается значением 50 мм , принимаем диаметр трубопровода всасывания $d_{вс.} = 50 \text{ мм}$.

3. Потребный напор в гидроприводе, который обеспечивается насосом, определяется из следующего баланса:

$$H_n = H_g + \Delta H_0 + \Delta H_1 + \Delta H_{cp.1} + \Delta H_{2.3.1} + \left[1 - \frac{D_{ш}^2}{D_n^2} \right] (\Delta H_{2.1} + \Delta H_{2.2} + \Delta H_{2.3.2} + \Delta H_{cp.2} + \Delta H_{\phi}), \quad (7.1)$$

где: H_g – рабочий напор в гидроцилиндре, который определен нами ранее как рабочее давление в гидроцилиндре при стандартном значении диаметра поршня гидроцилиндра:

$$(H_g = \frac{p_g}{\rho g} = \frac{3630000}{897 \cdot 9,81} = 412,5 \text{ м});$$

ΔH_0 – потери напора в гидрوليнии всасывания определяются как потери напора по длине на участке трубопровода $l_{вс.} = 1,5 \text{ м}$, для чего вычисляем число Рейнольдса:

$$Re_{вс.} = \frac{4 \cdot Q_{вс.}}{\pi \cdot d_{вс.} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 4,1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,215 \cdot 10^{-4}} = 4859.$$

Поскольку режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный, и в условии задания не дана шероховатость трубы, коэффициент Дарси вычисляем [2] по формуле Блазиуса:

$$\lambda_{вс.} = \frac{0,3164}{Re_{вс.}^{0,25}} = \frac{0,3164}{4859^{0,25}} = 0,038.$$

Рассчитываем потери напора в гидрوليнии всасывания:

$$\Delta H_0 = 0,0827 \cdot \lambda_{вс.} \cdot \frac{l_{вс.}}{d_{вс.}^5} \cdot Q_{вс.}^2 =$$

$$0,0827 \cdot 0,038 \cdot \frac{1,5}{0,05^5} \cdot 4,1^2 \cdot 10^{-6} = 0,25 \text{ м};$$

ΔH_1 – потери напора в гидрوليнии нагнетания определяются как потери напора по длине на участке трубопровода 1–6, для чего вычисляем число Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{4 \cdot Q_{\text{наг.}}}{\pi \cdot d_{\text{наг.}} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 3,7 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 0,215 \cdot 10^{-4}} = 6850.$$

Поскольку режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный, вычисляем также коэффициент Дарси по формуле Блазиуса:

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{\text{Re}_1^{0,25}} = \frac{0,3164}{6850^{0,25}} = 0,035,$$

Рассчитываем потери напора в гидролинии нагнетания:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= 0,0827 \cdot \lambda_1 \cdot \frac{l_{1,6}}{d_{\text{наг.}}^5} \cdot Q_{\text{наг.}}^2 = \\ &= 0,0827 \cdot 0,035 \cdot \frac{5}{0,032^5} \cdot 3,7^2 \cdot 10^{-6} = 5,9 \text{ м}; \end{aligned}$$

$\Delta H_{\text{г.р.1}}$ – потери напора в гидрораспределителе на гидролинии нагнетания.

Выбираем золотниковый, с электрическим управлением (см. прилож. 5) гидрораспределитель [типоразмер 2Г72-15], потери давления в котором при номинальном расходе $Q_{\text{ном.}} = 200 \text{ л/мин}$ и рабочем давлении $p = 5 \text{ МПа}$ составляют $\Delta p_{\text{ном.}} = 0,1 \text{ МПа}$.

Потери давления в этом гидрораспределителе для расхода рабочей жидкости на гидролинии нагнетания ($Q_{\text{наг.}} = 3,7 \cdot 60 = 222 \text{ л/мин}$) будут определяться из пропорции, соответствующей турбулентному режиму:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ном.}}^2 &\Rightarrow \Delta p_{\text{ном.}}; \\ Q_{\text{наг.}}^2 &\Rightarrow \Delta p_{\text{г.р.1}}. \end{aligned} \quad \text{или}$$

$$\Delta p_{\text{г.р.1}} = \frac{Q_{\text{наг.}}^2}{Q_{\text{ном.}}^2} \cdot \Delta p_{\text{ном.}} = \frac{222^2}{200^2} \cdot 0,1 = 0,123 \text{ МПа}.$$

Тогда потери напора в гидрораспределителе на гидролинии нагнетания составят:

$$\Delta H_{\text{э.р.1}} = \frac{\Delta p_{\text{э.р.1}}}{\rho g} = \frac{123000}{897 \cdot 9,81} = 14,4 \text{ м}.$$

Потери напора в гидрозамке (см. с. 46) на гидролинии нагнетания ($\xi_{4.5} = 6$) рассчитываем так же, как и потери напора в местном сопротивлении:

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{э.з.1}} &= 0,0827 \cdot \frac{\xi_{4.5}}{d_{\text{наг}}^4} \cdot Q_{\text{наг}}^2 = \\ &0,0827 \cdot \frac{6}{0,032^4} \cdot 3,7^2 \cdot 10^{-6} = 6,48 \text{ м}; \end{aligned}$$

$\Delta H_{2.1}$ – потери напора в гидролинии слива для участка трубопровода 7–8 определяются так же, как и потери напора по длине. Вычисляем число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{7.8} = \frac{4 \cdot Q_{\text{сл.1}}}{\pi \cdot d_{\text{сл.1}} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 0,215 \cdot 10^{-4}} = 3081.$$

Режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный, отсюда коэффициент жидкостного трения:

$$\lambda_{7.8} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{7.8}^{0,25}} = \frac{0,3164}{3081^{0,25}} = 0,043.$$

Рассчитываем потери напора в гидролинии слива участка 7–8:

$$\begin{aligned} \Delta H_{2.1} &= 0,0827 \cdot \lambda_{7.8} \cdot \frac{l_{7.8}}{d_{\text{сл.1}}^5} \cdot Q_{\text{сл.1}}^2 = \\ &0,0827 \cdot 0,043 \cdot \frac{6}{0,025^5} \cdot 1,3^2 \cdot 10^{-6} = 3,69 \text{ м}; \end{aligned}$$

$\Delta H_{2,2}$ – потери напора в гидрوليнии слива для участка трубопровода 8–13 определяются так же, как и потери напора по длине. Вычисляем число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{8,13} = \frac{4 \cdot Q_{\text{сл.2}}}{\pi \cdot d_{\text{сл.2}} \cdot v} = \frac{4 \cdot 2,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,215 \cdot 10^{-4}} = 3851.$$

Режим движения жидкости в трубопроводе турбулентный, отсюда коэффициент жидкостного трения:

$$\lambda_{8,13} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{8,13}^{0,25}} = \frac{0,3164}{3851^{0,25}} = 0,04.$$

Рассчитываем потери напора в гидрوليнии слива участка 8–13:

$$\begin{aligned} \Delta H_{2,2} &= 0,0827 \cdot \lambda_{8,13} \cdot \frac{l_{8,13}}{d_{\text{сл.2}}^5} \cdot Q_{\text{сл.2}}^2 = \\ &0,0827 \cdot 0,04 \cdot \frac{4}{0,04^5} \cdot 2,6^2 \cdot 10^{-6} = 0,87 \text{ м}; \end{aligned}$$

Потери напора в гидрозамке на гидрوليнии слива ($\xi_{9,10} = 2$) рассчитываем так же, как и потери давления в местном сопротивлении:

$$\begin{aligned} \Delta H_{2,3,2} &= 0,0827 \cdot \frac{\xi_{9,10}}{d_{\text{сл.2}}^4} \cdot Q_{\text{сл.2}}^2 = \\ &0,0827 \cdot \frac{2}{0,04^4} \cdot 2,6^2 \cdot 10^{-6} = 0,44 \text{ м}; \end{aligned}$$

$\Delta H_{2,p,2}$ – потери напора в гидрораспределителе на гидрوليнии слива.

Потери давления в гидрораспределителе [типоразмер 2Г72-15] для расхода рабочей жидкости на гидрوليнии слива участка трубопровода 8–13 ($Q_{\text{сл.2}} = 2,6 \cdot 60 = 156 \text{ л/мин}$) будут опреде-

ляться из пропорции, также соответствующей турбулентному режиму:

$$Q_{ном.}^2 \Rightarrow \Delta p_{ном.}; \quad \text{или}$$

$$Q_{сл.2}^2 \Rightarrow \Delta p_{з.р.2}.$$

$$\Delta p_{з.р.2} = \frac{Q_{сл.2}^2}{Q_{ном.}^2} \cdot \Delta p_{ном.} = \frac{156^2}{200^2} \cdot 0,1 = 0,061 \text{ МПа}.$$

Итак, потери напора в гидрораспределителе на гидролинии слива участка трубопровода 8–13 составляют

$$\Delta H_{з.р.2} = \frac{\Delta p_{з.р.2}}{\rho g} = \frac{61000}{897 \cdot 9,81} = 6,9 \text{ м}.$$

ΔH_{ϕ} – потери напора в фильтре расположенного на гидролинии слива участка трубопровода 8–13.

Выбираем (см. прилож. 5) фильтр пластинчатый [типоразмер 0,12Г41-15], потери давления в котором при номинальном расходе $Q_{ном.} = 125 \text{ л/мин}$ и рабочем давлении $p = 5 \text{ МПа}$ составляют $\Delta p_{ном.} = 0,1 \text{ МПа}$.

Потери давления в этом фильтре для расхода рабочей жидкости на гидролинии слива ($Q_{сл.2} = 2,6 \cdot 60 = 156 \text{ л/мин}$) будут тоже определяться из пропорции, соответствующей турбулентному режиму:

$$Q_{ном.}^2 \Rightarrow \Delta p_{ном.}; \quad \text{или}$$

$$Q_{сл.2}^2 \Rightarrow \Delta p_{\phi}.$$

$$\Delta p_{\phi} = \frac{Q_{сл.2}^2}{Q_{ном.}^2} \cdot \Delta p_{ном.} = \frac{156^2}{125^2} \cdot 0,1 = 0,156 \text{ МПа}.$$

Итак, потери напора в фильтре на гидролинии слива участка трубопровода 8–13:

$$\Delta H_{\phi} = \frac{\Delta p_{\phi}}{\rho g} = \frac{156000}{897 \cdot 9,81} = 17,7 \text{ м}.$$

Тогда, напор, создаваемый насосом согласно балансу (7.1), равен:

$$H_n = 412,5 + 0,25 + 5,9 + 14 + 6,48 + \left[1 - \frac{55^2}{110^2} \right] (3,69 + 0,87 + 0,44 + 6,9 + 17,7) = 461,35 \text{ м.}$$

2. Определяем мощность насоса:

$$N_n = \frac{\rho g H_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{897 \cdot 9,81 \cdot 461,35 \cdot 4,1 \cdot 10^{-3}}{0,88} = 18914,4 \text{ Вт} = 18,9 \text{ кВт.}$$

Мощность, развиваемая гидроцилиндрами:

$$N_g = G \cdot g = 120000 \cdot 0,09 = 10800 \text{ Вт} = 10,8 \text{ кВт.}$$

5. И, наконец, КПД этого насосного объемного гидропривода с гидроцилиндром:

$$\eta_{г.н} = \frac{N_g}{N_n} = \frac{10,8}{18,9} = 0,57$$

Ответ: $D_n = 110 \text{ мм}$,

$$D_{ш} = 55 \text{ мм}, d_{вс.} = 50 \text{ мм}, d_{наг.} = 32 \text{ мм}, d_{сл.1} = 25 \text{ мм},$$

$$d_{сл.2} = 40 \text{ мм};$$

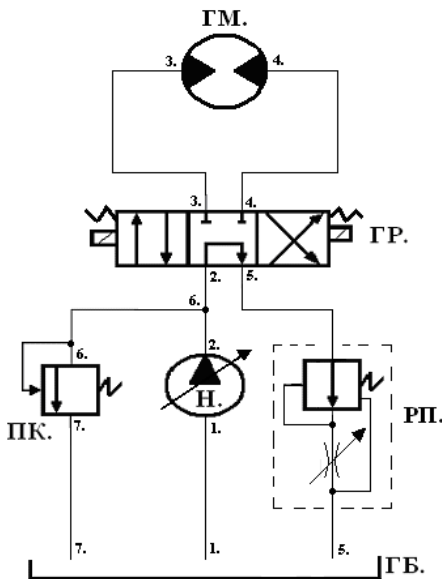
$$Q_n = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, H_n = 461,35 \text{ м}, N_n = 18,9 \text{ кВт}, \eta_{г.н} = 0,57$$

Рекомендации. Примите в качестве рабочей жидкости индустриальное масло **ИИ-20** при той же температуре $T = 55^{\circ}\text{C}$; скорость движения поршня оставьте прежней, а усилие, передаваемое четырьмя силовыми гидроцилиндрами, увеличьте вдвое. Затем повторите расчет этого гидропривода, предназначенного для подъема стрелы путеукладочного крана. Сравните полученные результаты с имеющимися.

III. ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

ЗАДАНИЕ 8

В гидроприводе (рис. 8.1.) вращательного движения рабочая жидкость – масло **Ж**, температура которой $T^{\circ}\text{C}$, из бака **ГБ** нагнетается регулируемым насосом **Н** через гидрораспределитель **ГР** в гидромотор. Рабочий объем гидромотора $q_{дл}$, а частота вращения $n_{д}$. КПД гидромотора: объемный $\eta_{д.о} = 0,95$, гидромеханический $\eta_{д.гм} = 0,8$. Развиваемый гидромотором крутящий момент $M_{д}$. Номинальные потери в распределителе при номинальном расходе $Q_{ном}$ составляют $\Delta p_{ном} = 250$ кПа. Длина каждого из участков гидролиний равна l , диаметры всех гидролиний равны d . Эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,075$ мм. Местные сопротивления в гидросистеме (кроме распределителя и регулятора потока) учесть в плавных поворотах гидролиний и в их штуцерных соединениях. Коэффициент сопротивления регулятора потока $\xi_{р.п} = 8$; коэффициент сопротивления одного штуцера $\xi_{шт} = 0,6$.



- ГБ. – Гидробак;
- Н. – Регулируемый насос;
- ПК. – Предохранительный клапан;
- ГР. – Гидрораспределитель;
- ГМ. – Гидромотор;
- РП. – Регулятор потока.

Рис. 8.1. Схема гидропривода к заданию 8

Определить (см. табл. 8): необходимую Q_n подачу насоса и КПД $\eta_{г.н}$ гидропривода, если КПД насоса η_n .

Таблица 8

Варианты данных к заданию 8

Заданные условия	Варианты, № п/п									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Масло, Ж	Вер. АУ	Тур-бин.	ИН-20	ИН-30	ИН-12	ИН-50	Трансфор.	АМГ-10	Вер. АУ	Трансфор.
$T, ^\circ\text{C}$	25	35	45	55	65	75	35	65	55	45
$M_d, \text{нм}$	100	80	60	50	40	30	25	20	15	10
$q_d, \text{см}^3/\text{об}$	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
$n_d, \text{с}^{-1}$	10	8	7	6	5	4	3	2	2	20
$Q_{ном.}, \text{л/мин}$	160	100	70	50	50	25	16	12,5	12,5	100
$l, \text{м}$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6
$d, \text{мм}$	25	25	20	18	15	15	13	8	7	25
$\eta_n, \%$	0,65	0,84	0,70	0,74	0,76	0,73	0,80	0,85	0,85	0,60

ЗАДАНИЕ 9

Гидропривод, применяемый (рис. 9.1.) в бульдозерах, состоит из гидробака **ГБ**, насоса **Н**, обратного клапана **ОК**, гидрораспределителя **ГР**, силовых гидроцилиндров **ГЦ.1**, **ГЦ.2**, трубопроводов, предохранительного клапана **ПК** и фильтра **Ф**.

Исходные данные:

1. Усилие **G** на штоках силовых гидроцилиндров.
2. Скорость движения штока поршня $v_d = 0,3 \text{ м/с}$.
3. Длина трубопровода от насоса до фильтра $l = 15 \text{ м}$ и коэффициент сопротивления обратного клапана $\xi = 3$.
4. Рабочая жидкость с температурой $T ^\circ\text{C}$.
5. КПД насоса η_n , объемный и механический КПД гидроцилиндра, соответственно, $\eta_{д.о}$ и $\eta_{д.м}$.

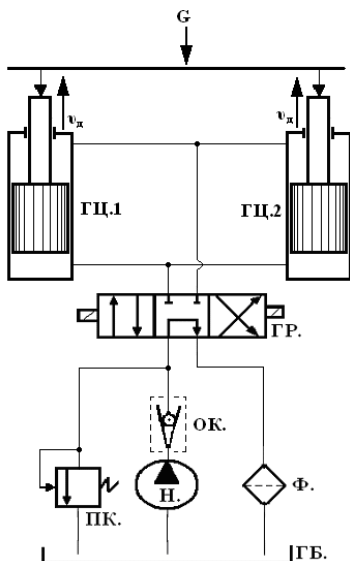
Определить (см. табл. 9):

1. Внутренний диаметр гидроцилиндра (диаметр поршня) $d_{пн}$, диаметр штока поршня $d_{ш}$.
2. Диаметры трубопроводов нагнетания $d_{наг}$ и слива $d_{сл}$.
3. Подачу, напор, мощность насоса и КПД гидропривода $\eta_{г.п.}$

Таблица 9

Варианты данных к заданию 9

Заданные условия	Варианты, № п/п									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Масло – Ж	АМГ-10	Кас-тор.	Вер. АУ	ИН-20	ИН-50	Кас-тор	АМГ-10	ИН-12	ИН-30	Турбин.
$T, ^\circ C$	35	25	45	65	65	45	35	55	75	55
$G, кН$	80	30	40	50	60	70	35	45	55	65
$\eta_{пн}$	0,87	0,87	0,80	0,87	0,80	0,87	0,89	0,87	0,87	0,81
$\eta_{до}$	0,94	0,94	0,89	0,94	0,89	0,94	0,96	0,89	0,90	0,94
$\eta_{дм}$	0,92	0,92	0,90	0,92	0,90	0,92	0,94	0,92	0,93	0,90



- ГБ. – Гидробак;
- Н. – Насос;
- ОК. – Обратный клапан;
- ПК. – Предохранительный клапан;
- ГР. – Гидрораспределитель;
- ГЦ. 1, ГЦ. 2 – Гидроцилиндры;
- Ф. – Фильтр.

Рис. 9.1. Схема гидропривода к заданию 9

ЗАДАНИЕ 10

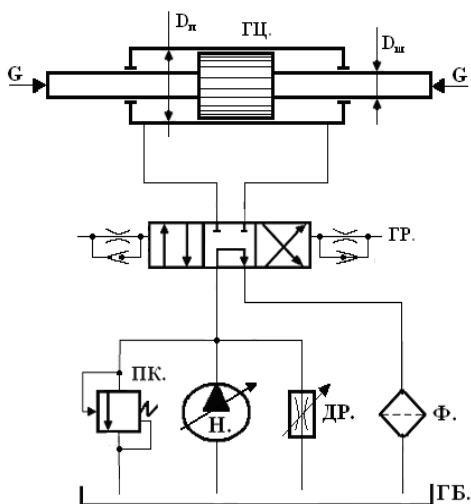
Гидропривод (рис. 10.1.) перемещения каретки погрузчика ЛТ-72 состоит из гидробака ГБ, насоса Н, переливного клапана ПК, регулируемого дросселя ДР, гидрораспределителя ГР, гидроцилиндра ГЦ с двухсторонним штоком, трубопроводов и фильтра Ф.

Исходные данные:

1. Полезное усилие, передаваемое штоку поршня G .
2. Длина хода поршня S .
3. Число двойных ходов поршня в минуту n_d .
4. Длина магистрального трубопровода l .
5. Рабочая жидкость с температурой $T^{\circ}C$.
6. Общий КПД насоса $\eta_n = 0,9$, объемный и механический КПД силового гидроцилиндра $\eta_{д.о} = 0,95$ и $\eta_{д.м} = 0,89$.

Определить (см. табл. 10):

1. Диаметр силового гидроцилиндра (диаметр поршня) D_n , диаметр штока поршня $D_{ш}$.
2. Диаметр магистральных трубопроводов $d_{тр}$.
3. Подачу Q_n , напор H_n , мощность N_n насоса и КПД гидропривода $\eta_{гп}$.



ГБ. – Гидробак;
 Н. – Насос;
 ПК. – Переливной клапан;
 ДР. – Регулируемый дроссель;
 ГР. – Гидрораспределитель;
 ГЦ. – Гидроцилиндр;
 Ф. – Фильтр.

Рис. 10.1. Схема гидропривода к заданию 10

Варианты данных к заданию 10

Заданные условия	Варианты, № п/п									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Масло, Ж	ИН-30	ИН-50	Тур-бин.	ИН-12	ИН-20	АМГ-10	Вер.АУ	Кас-тор.	ИН-20	ИН-30
T, °C	25	35	65	45	45	65	55	35	55	75
G, кН	45	10	20	15	30	25	40	35	50	45
S, м	0,50	0,63	0,80	1,20	0,50	1,00	0,40	0,71	0,90	0,40
n _д , мин ⁻¹	5	7	6	6	3	4	5	6	3	4
l, м	20	12	8	10	13	18	14	10	12	16

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *В. Г. Гейер, В. С. Дулин и др.* «Гидравлика и гидропривод» – М.: Недра, 1981. – 301 с.
2. *Т. М. Баишта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др.* «Гидравлика, гидромашин и гидроприводы» – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. *Б. Т. Емцев.* «Техническая гидромеханика» - М.: Машиностроение, 1987. – 460 с.
4. *Б. Е. Калмухамбетов, М. Х. Саргужин, К. Д. Байжуманов.* «Механика жидкости и газа, гидро-и пневмопривод» – Алматы: КазНТУ им. К. И. Сатпаева, 2009.– С.268.
5. *П. Е. Осипов, В. С. Муратов.* «Гидропривод машин лесной промышленности и лесного хозяйства». М.: Лесная промышленность, 1998.
6. *Б. Е. Калмухамбетов.* «Сборник решенных задач и упражнений по общей гидравлике» – Алматы: КазНТУ им. К. И. Сатпаева, 2011.– С.88.
7. «Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам». *Под ред.* Б. Б. Некрасова – М.: Высш. шк., 1989. – 245 с.
8. *Н. М. Константинов, Н. А. Петров, В. А. Александров.* «Примеры гидравлических расчетов» – М.: Транспорт, 1987. – 440 с.
9. *Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова и др.* *Под ред.* И. И. Куколевского и Л. Г. Подвидза «Сборник задач по машиностроительной гидравлике» – М.: Машиностроение, 1981. – 463 с.
10. *В. Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин.* Справочник по гидроприводам горных машин. М., Недра, 1973. – 502 с.
11. *А. У. Канахин, Б. Е. Калмухамбетов.* «Гидравлика и гидравлические машины» (методические указания к решению задач) – Алма-Ата.: КазПТИ, 1989. – 28 с.
12. *Б. Е. Калмухамбетов, Ш. Д. Ахметова.* «Гидравлика» (методические указания к решению задач для студентов дневной и заочной формы обучения машиностроительных и нефтяных специальностей) – Алматы.: КазНТУ им. К. И. Сатпаева, 2003. – 29 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Средние значения плотности ρ и кинематической вязкости ν
некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность, $кг/м^3$, при $T, ^\circ C$		Кинематическая вяз- кость, $Ст$, при $T, ^\circ C$			
	20	50	20	40	60	80
Вода	998	–	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть легкая	884	–	0,25	–	–	–
Нефть тяжелая	924	–	1,4	–	–	–
Бензин	745	–	0,0073	0,0059	0,0049	–
Керосин Т-1	808	–	0,025	0,018	0,012	0,010
Керосин Т-2	819	–	0,010	–	–	–
Дизтопливо	846	–	0,28	0,12	–	–
Глицерин	1245	–	9,7	3,3	0,88	0,38
Ртуть	13550	–	0,0016	0,0014	0,0010	–
МАСЛА:						
касторовое	960	–	15	3,5	0,88	0,25
трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
АМГ-10	–	850	0,17	0,11	0,085	0,065
веретенное АУ	–	892	0,48	0,19	0,098	0,059
индустриальное:	–	883	0,48	0,19	0,098	0,059
-12	–	891	0,85	0,33	0,14	0,080
-20	–	901	1,8	0,56	0,21	0,11
-30	–	910	5,3	1,1	0,38	0,16
-50	–	900	0,97	0,38	0,16	0,088
-турбинное	–	900	0,97	0,38	0,16	0,088

Указание. Плотность жидкости при другой температуре можно определить по формуле $\rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha \cdot \Delta T}$,

где ρ – плотность жидкости при температуре $T = T_0 + \Delta T$;

ΔT – изменение температуры;

T_0 – температура, при которой плотность жидкости равна ρ_0 ;

α – коэффициент температурного расширения жидкости. В среднем для минеральных масел можно принять

$$\alpha = 0,0007 \frac{1}{^{\circ}\text{C}}.$$

$$1\text{Ст (стокс)} = 1 \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 100 \text{ сСт (сантисктокс)} = 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Характеристики некоторых рабочих жидкостей,
применяемых в гидроприводах

Рабочая жид- кость	Кинема- тичес- кая вяз- вяз- кость, <i>мм² / с</i>	Температура, °С			Плот- ность, <i>кг/м³</i>
		вязко- сти, плот- ность	вспыш- ки	застыва- ния	
Масла индустриальные (ГОСТ 20799– 75)	4–5	50	120	–25	890
И-5А	6–8	50	130	–20	900
И-8А	10–14	50	165	–30	880
И-12А	17–23	50	180	–15	885
И-20А	24–27	50	180	–15	890
И-25А	28–33	50	190	–15	890
И-30А	35–45	50	200	–15	895
И-40А	47–55	50	200	–20	910
И-50А	65–75	50	200	–10	910
И-70А	90–118	50	210	–10	920
И-100А					
Масло АМГ-10 (ГОСТ 6794–75)	10 1250	50 –50	92	–70	850
Трансформа- торное (ГОСТ 982–68)	30 9,6	20 50	135	–45	884
Веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	12–14 49	50 20	163	–45	892
Турбинное 22 (ГОСТ 32–74)	20–23	50	180	–15	900
Турбинное 30 (ГОСТ 32–74)	28–32	50	180	–10	900
Турбинное 46 (ГОСТ 32–74)	44–48	50	195	–10	900

Приложение 3

Соотношение между единицами давления

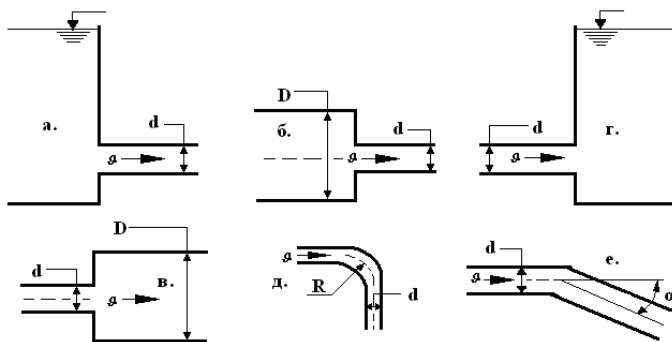
Единицы	$\text{Па} \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right]$	$\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} (\text{ат})$	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$
$1 \text{ Па} \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right]$	1	$10,2 \cdot 10^{-6}$	0,102
$1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} (\text{ат})$	$98,1 \cdot 10^3$	1	10^4
$1 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	9,81	10^{-4}	1
1 мм вод. ст.	9,81	10^{-4}	1
1 м вод. ст.	$9,81 \cdot 10^3$	0,1	10^3
1мм рт. ст.	133,3	$1,36 \cdot 10^{-3}$	13,6
1 бар	10^{+5}	1,02	$10,2 \cdot 10^3$

Продолжение прилож. 3

Единицы	мм вод. ст.	м вод. ст.	мм рт. ст.	бар
$1 \text{ Па} \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right]$	0,102	$102 \cdot 10^{-6}$	$750 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}
$1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} (\text{ат})$	10^4	10	735,6	0,981
$1 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	1	10^{-3}	$73,56 \cdot 10^{-3}$	$98,1 \cdot 10^{-6}$
1 мм вод. ст.	1	10^{-3}	$73,56 \cdot 10^{-3}$	$98,1 \cdot 10^{-6}$
1 м вод. ст.	10^3	1	73,56	$98,1 \cdot 10^{-3}$
1мм рт. ст.	13,6	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1	$1,333 \cdot 10^{-3}$
1 бар	$10,2 \cdot 10^3$	10,2	750	1

Значения коэффициентов ξ некоторых местных сопротивлений

Тип препятствия	Схема сопротивления по рисунку	Значения коэффициентов ξ
Вход в трубу	а	0,50
Внезапное сужение	б	$0,50 \left[1 - \frac{d^2}{D^2} \right]$
Внезапное расширение	в	$\left[\left(\frac{D^2}{d^2} \right) - 1 \right]^2$
Выход из трубы	г	1,0



Продолжение прилож. 4

Плавный поворот (см. схему на рис. д.)		Крутой поворот (см. схему на рис. е.)	
d / D	ξ	α^0	ξ
0,20	0,14	20	0,12
0,40	0,21	30	0,16
0,60	0,44	45	0,32
0,80	0,98	60	0,56
—	—	90	1,19

Приложение 5

Потери давления в некоторых гидравлических элементах
(в местных сопротивлениях)

Наименование элемента гидропривода	Типоразмер	Номинальный расход $Q_{ном}, л/мин$	Наибольшее рабочее давление $p, МПа$	Потери давления $\Delta p_{ном}, МПа$
Фильтр пластинчатый	0,12Г41-11	5	–	0,10
	0,12Г41-12	12,5	–	0,10
	0,12Г41-13	25	–	0,10
	0,12Г41-14	50	–	0,10
	0,12Г41-15	125	–	0,10
Распределитель золотниковый с электрическим управлением	ПГ73-11	8	20	0,20
	ПГ73-12	20	20	0,10
	Г72-33	40	20	0,10
	ПГ73-24	80	20	0,30
	ПГ73-25	160	20	0,10
Распределитель золотниковый с гидравлическим управлением	2Г72-21	8	5,0	0,25
	2Г72-22	18	5,0	0,25
	2Г72-13	35	5,0	0,20
	2Г72-14	70	5,0	0,20
	2Г72-15	200	5,0	0,10

Приложение 6

Средние значения эквивалентной шероховатости Δ_s

Материал труб, способ изготовления	$\Delta_s, мм$
Новые холоднотянутые и горячекатаные стальные трубы	0,06
– стальные сварные трубы	0,07
– обычные оцинкованные стальные трубы	0,12
Старые стальные сварные трубы	0,75
Сварные трубы из нержавеющей стали	0,075
Новые холоднотянутые алюминиевые трубы и трубы из алюминиевого сплава (дюралюминия)	0,30
Новые чугунные трубы	0,60
Бывшие в употреблении, но очищенные чугунные трубы	0,90

Основные характеристики гидроцилиндров

Основные характеристики гидроцилиндров	Диаметр цилиндра – D, мм								
	40	50	63	70	80	90	100	110	125
Номинальный расход, <i>л/мин</i>	20	25	40	50	50	50	80	100	100
Максимальное (теоретическое) толкающее усилие, <i>кН</i>	7,7 5	12,0 7	18, 8	23, 7	31, 0	39, 2	48, 5	58, 6	75, 8
Ход поршня до.....мм	200	200	200	300	400	630	630	630	800
Утечки при давлении $p^* = 6,3 \text{ МПа}$, <i>см³/мин</i>	25	32	40	45	50	56	63	70	80

Приложение 8

Значения коэффициентов местных сопротивлений

1.	Вентиль с изменением направления движения жидкости на 90^0	$\xi = 2,5 - 3$.
2.	Вентиль с прямоточным движением жидкости	$\xi = 0,5 - 1$.
3.	Распределительные устройства и обратные клапаны	$\xi = 2 - 3$.
4.	Значительное расширение потока при поступлении жидкости в гидроцилиндры	$\xi = 0,8 - 0,9$.
5.	Штампованные или сверленные угольники под 90^0	$\xi = 2$.
6.	Прямоугольные тройники: для отводимого под углом 90^0 потока для транзитного потока	$\xi = 1 - 1,2$. $\xi = 0,1 - 0,2$.
7.	Выход жидкости из цилиндров в трубы	$\xi = 0,5$.
8.	Приемный клапан	$\xi = 10$.
9.	Клапан управления (при угле поворота 5^0)	$\xi = 0,05$.
10.	Фильтр (примерно)	$\xi = 1 - 2$.

Ориентировочно давление p_g в гидроциindre назначается в зависимости от величины полезного усилия P_g :

при $P_g = 10 \div 20 \text{кН}$ давление $p_g \leq 1,6 \text{МПа}$;

при $20 \div 30 \text{кН}$ давление $p_g \leq 3,2 \text{МПа}$;

при $P_g = 30 \div 50 \text{кН}$ давление $p_g \leq 6,3 \text{МПа}$;

при $P_g = 50 \div 100 \text{кН}$ давление $p_g \leq 10 \text{МПа}$.

Диаметры цилиндров, мм: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400.

Диаметры штока $D_{ш}$ гидроцилиндров определяем по формулам:

$$D_{ш} = 0,5 \cdot D_n \text{ при } p_g < 6,5 \text{ МПа};$$

$$D_{ш} = 0,7 \cdot D_n \text{ при } p_g > 6,5 \text{ МПа}.$$

По стандарту приняты следующие диаметры штоков: 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180 мм.

Стандартный ряд значений диаметров трубопроводов $d_{мп.}$: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	3
I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ГИДРОПРИВОДОВ.....	4
Гидравлика	
(механика жидкого тела)	4
Физические свойства жидкости	4
Режимы движения жидкости	8
Уравнение Бернулли.....	10
Потери напора в трубопроводах.....	12
Напорная характеристика трубопровода.....	15
Истечение жидкости через малое отверстие.....	18
Гидромашины.	
Общие сведения.....	19
Баланс мощности гидромашин.....	19
Основные технические показатели гидромашин.....	22
Объемные гидромашины.....	24
Гидропривод.	
Общие сведения	34
Гидроаппаратура.....	40
Вспомогательные устройства и гидролинии.....	51
Рабочая жидкость.....	59
II. РЕШЕННЫЕ ЗАДАНИЯ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ НАСОСНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ.....	61
Задание 1.....	61
Задание 2.....	68
Задание 3.....	77
Задание 4.....	84
Задание 5.....	90
Задание 6.....	98
Задание 7	103
III. ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ	114
Задание 8	114
Задание 9.....	115
Задание 10	117
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	119
ПРИЛОЖЕНИЯ	120
	129

Болатжан Естаевич Калмухамбетов

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
НАСОСНЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРОВОДОВ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Учебное пособие
для студентов вузов РК специальности 5В071300 –
Транспорт, транспортная техника и технологии

Нач. РО УИЦ
Редактор
Компьютерная верстка

З. А. Губайдулина
С. Е. Синицына
Л. Т. Касжанова

Подписано в печать 11.09.2014 г.
Тираж 300 экз. Формат 60 x 84x 1/16. Бумага типогр. № 1.
Уч.-изд.л. 8,1. Усл. п.л.7,5. Заказ № 200. Цена договорная.

Издание Казахского национального технического
университета имени К. И. Сатпаева.
Учебно-издательский центр КазНТУ,
г. Алматы, ул. Сатпаева, 22.

ISBN 978-601-228-610-6



9 786012 286106