

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Д. Л. Стасенко

ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к контрольным работам по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
заочной формы обучения

Гомель 2010

УДК 62-33(075.8)
ББК 34.447я73
С77

*Рекомендовано научно-методическим советом
заочного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 3 от 24.11.2009 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Технология машиностроения»
ГГТУ им. П. О. Сухого *М. П. Кульгейко*

Стасенко, Д. Л.

С77 Элементы управления и регулирования гидропневмосистем : метод. указания к контрол. работам по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» заоч. формы обучения / Д. Л. Стасенко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 28 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены задания для контрольной работы и методика расчета клапанов, распределителей, дросселей.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» заочной формы обучения.

**УДК 62-33(075.8)
ББК 34.447я73**

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2010

1. Общие положения и классификация

Понятие "Гидроаппаратура" включает в себя устройства, предназначенные для изменения или поддержания заданного постоянного значения давления или расхода рабочей среды, либо для изменения направления потока рабочей среды [1].

Основным конструктивным элементом всех гидроаппаратов является запорно-регулирующий элемент - это подвижная деталь или группа деталей гидроаппарата, при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение.

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяются на золотниковые, кромочные и клапанные. По функциональному назначению гидроаппараты подразделяются на направляющие и регулирующие.

Направляющий гидроаппарат предназначен для изменения направления потока рабочей среды путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения. К направляющей гидроаппаратуре, относятся:

1. Гидрораспределитель - устройство, предназначенное для изменения направления или пуска и остановки потока рабочей среды в двух или более гидрелиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

2. Гидроклапан выдержки времени - устройство для пуска или остановки потока рабочей среды, через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала.

3. Гидроклапан последовательности - устройство, предназначенное для пропускания потока рабочей среды при достижении в нем заданной величины давления.

4. Обратный гидроклапан - устройство, предназначенное для пропускания рабочей среды только в одном направлении, а гидрозамок при наличии управляющего воздействия - в обоих направлениях, при отсутствии - в одном.

5. Логический гидроклапан - устройство, пропускающее поток рабочей среды только при наличии давления во всех подводящих гидрелиниях.

Регулирующая гидроаппаратура предназначена для изменения расхода и давления потока рабочей среды путем частичного открытия рабочего проходного сечения. К таковой относится следующая:

1. Гидроклапан давления - устройство, предназначенное для регулирования давления рабочей среды.

2. Напорный гидроклапан - устройство, предназначенное для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей среды.

3. Предохранительный гидроклапан - устройство, предназначенное для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное.

4. Переливной гидроклапан - устройство, предназначенное для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей среды во время работы.

5. Редукционный гидроклапан - устройство, предназначенное для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей среды, более низкого, чем давление в подводимом потоке.

6. Гидроклапан разности давлений - устройство, предназначенное для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей среды или в одном из этих потоков и постороннем потоке.

7. Гидроклапан соотношения давлений - устройство, предназначенное для поддержания заданного соотношения давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей среды или в одном из этих потоков и постороннем потоке.

8. Гидроклапан соотношения расходов - устройство, предназначенное для поддержания заданного соотношения расходов рабочей среды в двух или нескольких параллельных потоках.

9. Делитель потока, сумматор потока - устройства, предназначенные для разделения, суммирования потоков рабочей среды.

10. Гидродроссель - устройство, предназначенное для поддержания заданной величины расхода в зависимости от величины перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей среды.

11. Регулятор потока - устройство, предназначенное для поддержания заданной величины расхода независимо от величины перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей среды.

12. Дросселирующий гидрораспределитель - устройство, предназначенное для изменения расхода и направления потока рабочей среды в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением величины внешнего управляющего воздействия.

При проектировании, изготовлении и испытании различных агрегатов с гидроприводом большое значение имеет правильный выбор гидрораспределителей, который сводится к следующему. Выбирают тип гидрораспределителя. Наиболее целесообразно применять золотниковые гидрораспределители. В зависимости от серийности произ-

водства выбирают малоблочные гидрораспределители (для крупносерийного производства) или секционные гидрораспределители (при индивидуальном или мелкосерийном производстве). Применение секционных гидрораспределителей иногда обусловливается возможностью применения различных комбинаций из универсальных секций. В зависимости от требований к управлению проектируемого агрегата выбирают гидрораспределители с ручным, механическим, гидравлическим, электромагнитным или комбинированным управлением. Число позиций гидрораспределителя определяют в зависимости от числа операций рабочих органов агрегата.

2. Расчет и выбор параметров предохранительных и переливных гидроклапанов

Предохранительные и переливные гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия. В гидроклапане прямого действия величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей среды на запорно-регулирующий элемент. В гидроклапанах непрерывного действия величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате воздействия потока рабочей среды на вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

Предохранительные гидроклапаны. В гидроклапанах давления в качестве запорно-регулирующего элемента широко применяются шариковые, конические и золотниковые клапаны. Для расчета задаются скоростью течения жидкости в подводящем канале, которую рекомендуется принимать: 5 м/с для давления $P < 0,5$ МПа, 12-15 м/с для давления $P < 1,2 - 2,0$ МПа, 25-30 м/с для давления $P > 2,0$ МПа.

Диаметр подводящего канала определяется по формуле:

$$d_k = 10^2 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Средний диаметр d_{cp} . (рис. 1) выбирается на 0,3-0,5 мм больше диаметра канала d_k .

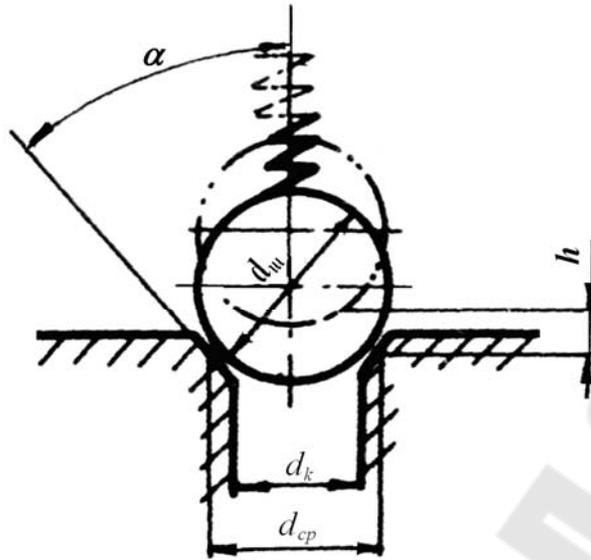


Рис. 1. Схема предохранительного клапана с шариковым запорным элементом

Начальное усилие открытия клапана можно определить исходя из силы давления на запорный элемент P_{om} и площади сечения запорного элемента в месте его контакта с седлом по формуле:

$$R_{om} = P_{om} \cdot \frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4}.$$

Диаметр проволоки пружины определяют по формуле: $d_n = 0,6 \cdot \sqrt{R_{om}}$. При выборе диаметра пружины D_{np} следует учитывать диаметр подводящего канала по следующей рекомендации: $(1,1 - 1,2) \cdot d_k \geq (4 - 7) \cdot d_n$.

Задав длину пружины в свободном состоянии l_{np} и приняв величину шага пружины $i_{np} = (2,0 - 2,5) d_n$, находят число рабочих витков Z . При этом необходимо учесть, что Z должно быть не менее 3-х. Жесткость пружины определяют по формуле:

$$c = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot Z \cdot D_{np}^3} \text{ (Н/см)}, \quad (2.1)$$

где G – модуль упругости (для пружинной стали 65Г составляет $8 \cdot 10^6$ Н/см²). Исходя из этого, можно определить предварительное поджатие пружины по выражению: $x_0 = R_{np} / c$. Затем необходимо проверить условие не соприкосновения витков пружины: $n_{np} (i_{np} - d_n) > x_0$.

При расчете гидроклапана конического или шарикового типа устойчивость его после отрыва от седла не проверяется, а выполняется расчет пружины на прочность и устойчивость, а также расчет ми-

нимального проходного сечения: $f_{кл.min} = Q/v$, (m^2). Затем рассчитывается диаметр подводного канала и величина подъема клапана (рис. 2) [1]:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кл.min}}{\pi}}; \quad d_{cp} = \frac{d_0 + d_k}{2}; \quad b = 0,1 \cdot d_k; \quad c = b \cdot \sin \alpha.$$

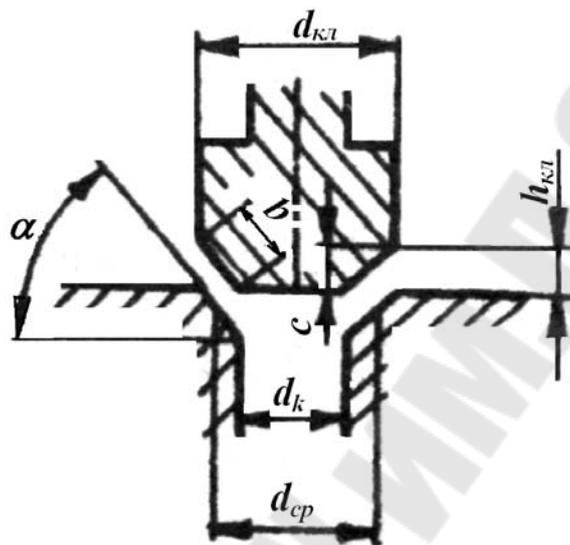


Рис. 2. Схема предохранительного клапана с коническим запорным элементом

Высота подъема клапана определяется из выражения:

$$h_{кл} = \frac{d_{cp} (1 - \sqrt{1 - \cos(\alpha/2)})}{\sin \alpha},$$

где α - угол конуса (во избежание заклинивания клапана принимают $\alpha > 20^\circ$).

Переливные гидроклапаны (рис. 3) непрямого действия отличаются особенностью работы, которая заключается в том, что давление на входе поддерживается постоянным независимо от величины расхода жидкости через клапан. Это происходит потому, что расход жидкости через вспомогательный шариковый клапан зависит от расхода через демпфирующее отверстие в клапане.

Площадь $F_{кл}$ вспомогательного шарикового клапана, которая находится под давлением, можно найти по формуле: $F_{кл} = \frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4}$, (2.2)

где средний диаметр d_{cp} принимается больше геометрического диаметра клапана на 0,3 мм.

С учетом перегрузки расчетное давление $P_{рас}$ рекомендуется определять по формуле: $P_{рас} = 2 \cdot P_{вх}$.

Максимальное усилие пружины шарикового клапана находится из выражения: $R_{пр.маx} = c \cdot [l_{пр} - (Z + 1,5) \cdot d_n]$, (2.3)

при этом необходимо, чтобы рассчитанное усилие было больше, чем усилие со стороны шарика при расчетном давлении, т.е. выполнялось условие: $R_{пр.маx} > 2 \cdot P_{вх} \cdot f_{кл}$. (2.4)

Геометрические параметры вспомогательного клапана окончательно выбираются после проверки расхода масла через клапан по формуле:

$$Q_{кл.щ} = \alpha \cdot F_{кл.щ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (2.5)$$

где α - коэффициент расхода (принимается в пределах 0,65 - 0,72); $F_{кл.щ}$ - площадь щелевого зазора вспомогательного клапана, определяется: $F_{кл.щ} = \pi \cdot d_{ср} \cdot h_{кл}$; (2.6)

$h_{кл}$ - высота подъема клапана, определяемая: $h_{кл} = \frac{\Delta P \cdot F_{кл}}{c}$. (2.7)

Если расход через вспомогательный клапан больше 5 – 10 % от общего расхода, то необходимо увеличить жесткость c пружины или уменьшить диаметр $d_{ср}$.

Выбор геометрических параметров основного клапана с переливным золотником проводят из условия, чтобы наибольшие скорости протекания жидкости через клапан не превышали значения 5-7 м/с. Скорость потока жидкости на входе клапана определяется:

$$v_{вх} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{кл.вх}^2}, \quad (2.8)$$

где $d_{кл.вх}$ - диаметр входного отверстия, м.

Скорость потока жидкости непосредственно в клапане находится из выражения: $v_{кл} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d_{кл}^2 - d_{ш.кл}^2)}$, (2.9)

где $d_{кл}$, $d_{ш.кл}$ - диаметры клапана и шейки, соответственно.

Высота подъема основного клапана $h_{кл.о}$ выбирается из условия, чтобы она с известным запасом была больше, чем высота подъема клапана при его работе с разгрузкой: $h'_{кл} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{кл} \cdot \alpha \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}}$, (2.10)

где перепад давления ΔP при разгрузке принимается равным 0,4 МПа.

Усилия трения клапана при открытии определяются по формуле:

$$R_{mp} = \sum_{i=1}^i \left(\mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta} \pm \frac{\delta}{2} \right) \cdot l_i \cdot b_i, \quad (2.11)$$

где $v_{щ}$ - скорость перемещения стенки щели, м/с ; δ и δ_i - величина зазоров, м; l_i — длина щелей, м; b_i - ширина щелей, м.

Для клапана, показанного на рис. 5.4, формула имеет вид:

$$R_{mp} = \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_1} \cdot l_1 \cdot b_1 + \left(\mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_2} + \frac{\delta_2}{2} + \frac{\Delta P}{l_2} \right) \cdot l_2 \cdot b_2 + \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_3} \cdot l_3 \cdot b_3 + \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_4} \cdot l_4 \cdot b_4.$$

Сила трения от неуравновешенного давления при коэффициенте трения f_{mp} может быть определена по формуле:

$$R_{mp.n.d} = f_{mp} \cdot d_{кл} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \cdot \frac{P_{ex}}{2}. \quad (2.12)$$

Усилие струи при максимальном расходе определяется:

$$R_{cm} = 42,6 \cdot \sqrt{P_{ex}} \cdot Q \cdot \cos \varphi, \quad (2.13)$$

где φ - угол направления струи (для расчетов можно принять $\varphi = 69^\circ$).

Осевое усилие от давления пружины при полностью открытом клапане (с учетом предварительного сжатия пружины) определяется:

$$R_{np} = c' \cdot h_{\Sigma}, \quad (2.14)$$

где c' - жесткость пружины основного клапана, h_{Σ} - суммарная деформация пружины, см.

Суммарное осевое усилие, действующее на клапан, будет равно:

$$R_{\Sigma} = R_{mp} + R_{mp.n.d} + R_{cm} + R_{np}. \quad (2.15)$$

Преодоление этого осевого усилия требует приложения соответствующего перепада давления:

$$\Delta P = \frac{4 \cdot R_{\Sigma}}{\pi \cdot D_{кл.n}^2}, \quad (2.16)$$

где $D_{кл.n}$ - диаметр поршня клапана, при этом расчетное значение должно удовлетворять условию: $\Delta P \leq 0,4$ (МПа).

Постоянные утечки через демпфирующее отверстие, площадь которого выполняется размером $\approx 1 \text{ мм}^2$, рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{\delta} = \alpha \cdot F_{\delta} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \quad (2.17)$$

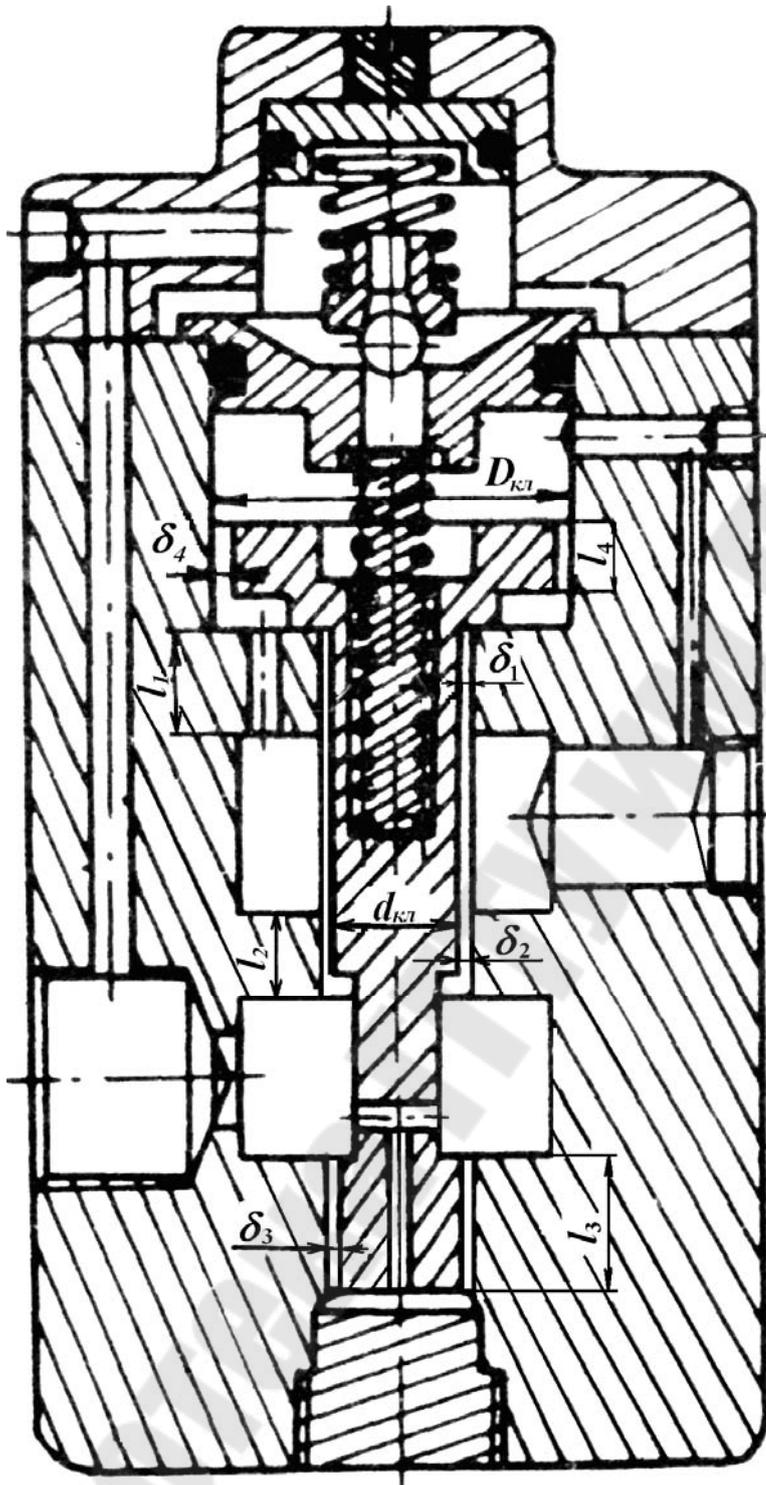


Рис. 3. Расчетная схема переливного клапана.

Утечки в переливном клапане из полости высокого давления в полость низкого давления составят:
$$\Delta Q_{\text{кл}} = \frac{\pi \cdot P_{\text{вх}} \cdot \delta^3 \cdot d_{\text{кл}}}{12 \cdot \mu \cdot l_2}, \quad (2.18)$$

где δ – величина зазора соответствующая максимальному значению поля допуска сопрягаемых деталей, m ; μ – зависит от свойств рабочей

жидкости, (принимается в пределах 0,01-0,1, Нс/м² или рассчитывается: $\mu = \nu \cdot \rho$, где ν – кинематическая вязкость жидкости).

После расчета геометрических, силовых и энергетических параметров клапана непрямого действия, проводят расчет динамики клапана, в частности, расчет собственных частот клапана и быстродействия. Собственная частота вспомогательного клапана может быть выражена формулой:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c \cdot 10^2}{m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3}}}, \quad (2.19)$$

где $m_{кл}$, $m_{пр}$ – масса клапана и пружины соответственно.

Собственная частота переливного клапана определяется аналогично, при подстановке c и соответствующих значений масс клапана и пружины.

При расчете на быстродействие принимаются следующие допущения:

- а) подача жидкости насосом в систему осуществляется равномерно;
- б) срабатывание клапана происходит при полной остановке исполнительного механизма;
- в) подъем давления в системе в момент открытия клапана осуществляется по линейному закону;
- г) путь разгона и торможения, по отношению к основной величине открытия клапана, пренебрежимо мал.

Очевидно, что пик давления будет иметь минимальное значение, если время, за которое происходит увеличение давления в системе, и время срабатывания клапана будут при условии: $t_1 \geq t_2$. Время подъема насосом давления в системе может быть выражено формулой: $t_1 = \frac{V \cdot \Delta P_k \cdot \beta}{Q - Q_{кл}}$,

где V - объем жидкости в напорной части клапана, β - сжимаемость жидкости в напорной части клапана, $Q_{кл}$ - средний расход сливаемой жидкости при постоянном давлении ($Q_{кл} \approx 0,5 \cdot Q$), ΔP_k – пиковое значение перепада давления, определяемое:

$$\Delta P_k = \sqrt[3]{\frac{0,25 \cdot Q^2 \cdot m_{кл} \cdot h_{кл}}{k \cdot V^2 \cdot \beta^2 \cdot F_{кл}}}, \quad (2.20)$$

где $F_{кл}$ – площадь поршня клапана, k – коэффициент силы (принимают в пределах 0,125 - 0,25, причем меньшее значение числового коэффициента относят к клапанам золотникового типа, а большее - к клапанам шарикового типа.). Время открытия клапана определяется из условия равноускоренного движения клапана без начальной скорости под действием среднего значения перепада давления:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot m_{кл} \cdot h_{кл}}{k \cdot V^2 \cdot \beta^2 \cdot F_{кл}}} \quad (2.21)$$

Если расчетное значение $\Delta P_{к}$ больше, чем заданное показателем чувствительности, определяемым $\frac{P_{вх} + \Delta P_{к}}{P_{вх}} \cdot 100, \%$ (принимая равным 105-110 %), необходимо скорректировать конструкцию клапана с целью снижения массы или высоты подъема клапана.

Задание 2.1. Выполнить расчет и выбор параметров переливного гидравлического клапана непрямого действия (рис.3) если заданы следующие условия: $p_{вх}$, Δp , Q , ρ , κ , T , ν . (Значения $p_{вх}$, Δp , Q , ρ , κ , T , ν – по таблице 1)

Расчет переливного клапана непрямого действия выполняют в следующей последовательности:

Исходя из практики конструирования предохранительных клапанов с переливным золотником, по справочнику [1] задаемся предварительно следующими параметрами вспомогательного клапана: $d_{ср}$, $D_{пр}$, параметры пружины: d_n , Z , l_n , G .

Рассчитываем:

1. Площадь вспомогательного шарикового клапана, находящуюся под давлением, по формуле (2.2);
2. Жесткость пружины шарикового клапана по формуле (2.1);
3. Максимальное усилие пружины шарикового клапана по формуле (2.3);
4. Проверяем выполнение условия (2.4);
5. Высоту подъема клапана по формуле (2.7);
6. Площадь щелевого зазора по формуле (2.6);
7. Расход масла через клапан по формуле (2.5);
8. Предварительно задаемся параметрами основного клапана (рис.5): $d_{кл.вх}$, $d_{кл}$, $d_{ш.кль}$, $D_{кл.пв}$, α , l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , δ_1 , δ_2 , δ_3 , δ_4 ;
9. Скорость потока на входе клапана по формуле (2.8);
10. Скорость потока в клапане по формуле (2.9);
11. Высоту подъема основного клапана при его работе с разгрузкой по формуле (2.10);
12. Усилие трения при открытии клапана по формуле (2.11);
13. Силу трения от неуравновешенного давления по формуле (2.12);
14. Усилие струи при максимальном расходе по формуле (2.13);

15. Задаваясь параметрами пружины: определяем ее жесткость и усилие от давления пружины по формуле (2.14);
16. Суммарное осевое усилие, по формуле (2.15);
17. Расчетный перепад давления, по формуле (2.16);
18. Постоянные утечки через демпфирующее отверстие, по формуле (2.17);
19. Утечки в переливном клапане из полости высокого давления в полость низкого давления, по формуле (2.18);
20. Собственную частоту вспомогательного клапана по формуле (2.19);
21. Собственная частота переливного клапана;
22. Перепад давления по условию быстрогодействия по формуле (2.20);
23. Время открытия клапана по формуле (2.21).

Задание 2.2. Определить ширину проходного отверстия b и жесткость пружины c переливного клапана (рис. 4), который начинает перекрывать проходное отверстие при падении давления на входе p_{Bx} и полностью перекрывает его при $p_{ex1} = p_{ex} - \Delta p$. Перепад давления на агрегате Δp при полностью открытом золотнике и расходе Q . Проходное отверстие выполнено в виде кольцевой щели, диаметр золотника D мм, коэффициент расхода окна золотника μ ; плотность жидкости ρ .

Указание. Площадь проходного сечения конусной щели определить по упрощенной формуле $S_{щ} = \pi \cdot d \cdot h \cdot \sin(\alpha/2)$, где h — ход клапана. (Значения p_{Bx} , Δp , Q , ρ — по таблице 1; D , μ , c — по таблице 2).

Задание 2.3. Изображенный на рисунке 5 переливной клапан плунжерного типа предназначен для того, чтобы поддерживать заданное давление жидкости на входе p_{ex} путем непрерывного ее слива. Однако точность поддержания давления зависит от размера клапана и характеристики пружины. Найти связь между расходом через клапан Q и давлением p_{ex} , если известны следующие величины: диаметр клапана d ; постоянное давление на выходе из клапана $p_2 = p_{ex} - \Delta p$; сила пружины $R_{np.o}$ при $y=0$ определяется через величину начального поджатия $x_0 = R_{np}/c$; жесткость пружины c ; коэффициент расхода щелевого отверстия μ , не зависящий от высоты подъема y . Можно считать, что давление p_1 равномерно распределено по площади клапана ($\pi d^2/4$).

Указание. Следует записать выражение для расхода через коэффициент μ , площадь щели и перепад давления, а также уравнение равновесия клапана.

(Значения $p_{вх}$, Δp , ρ – по таблице 1; d , μ , c , x_0 – по таблице 2).

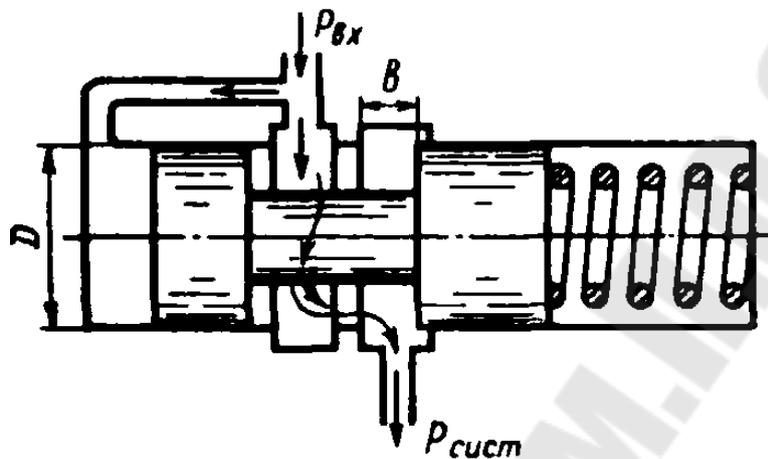


Рис. 4. Расчетная схема к заданию 2.2.

Задание 2.4. Редукционный клапан (рис. 6) предназначен для обеспечения постоянного давления на выходе из него $p_2 = p_{вх} - \Delta p$. Определить требуемые жесткость пружины и ее предварительное поджатие (при полностью открытом клапане), обеспечивающие изменение давления за клапаном $\Delta p_2 = \pm 4\% p_2$, если его диаметр d , максимальный ход l , угол конуса α , коэффициент расхода дросселирующей щели μ , плотность рабочей жидкости ρ . Каков максимальный расход жидкости через клапан, если максимальное давление перед ним $p_1 = p_{вх}$. (Значения $p_{вх}$, Δp , ρ – по таблице 1; d , μ , l , α – по таблице 2)

Задание 2.5. На рисунке 7 представлена конструктивная схема регулятора расхода (клапан, обеспечивающий постоянство расхода). Он состоит из корпуса 1 с дросселирующими отверстиями 4, подвижного плунжера 3 с дросселирующим отверстием 2 и пружины 5. Определить, при каком значении силы пружины $R_{пр}$ регулятор будет обеспечивать расход Q , если известны диаметры D , d_1 ; коэффициенты расхода дросселирующих отверстий μ ; плотность рабочей жидкости ρ . Считать, что в пределах рабочего хода плунжера сила пружины остается постоянной. (Значения Q , ρ – по таблице 1; D , d_1 , μ – по таблице 2)

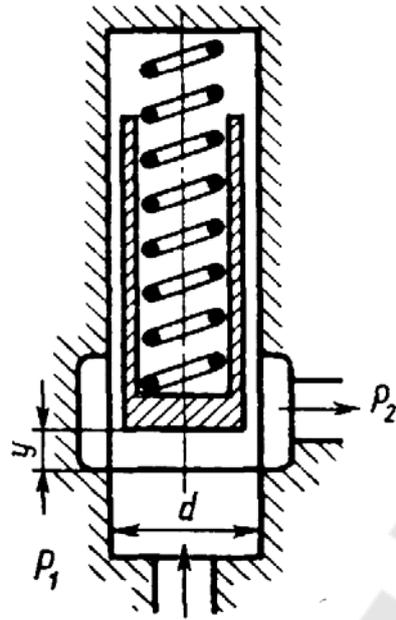


Рис. 5. Расчетная схема к заданию 2.3.

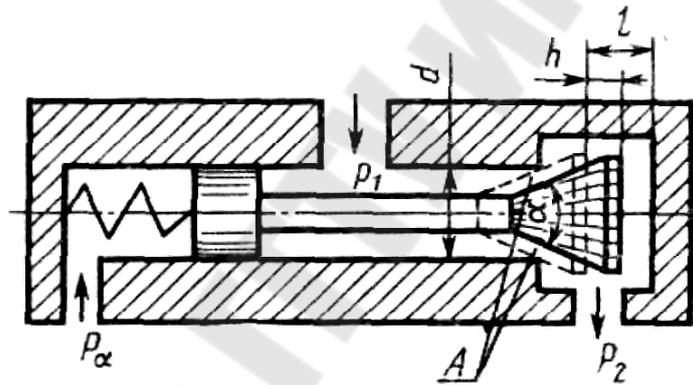


Рис. 6. Расчетная схема к заданию 2.4.

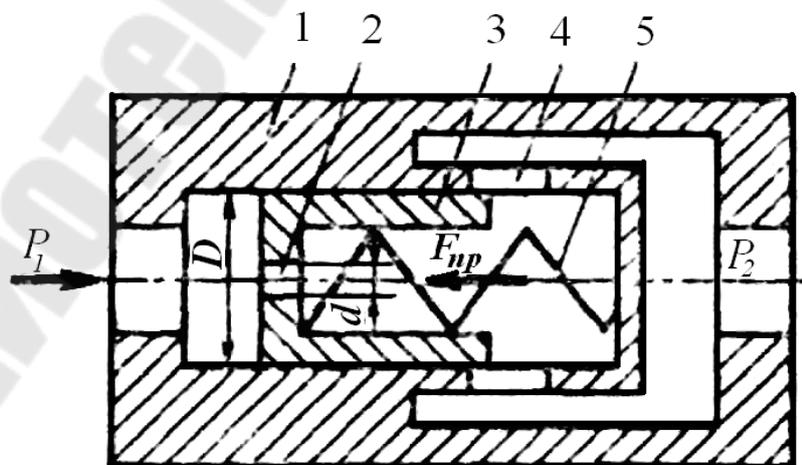


Рис. 7. Расчетная схема к заданию 2.5.

Задание 2.6. На рисунке 8 показан гидроаппарат, назначение которого заключается в том, что в случае разрушения трубопровода 1 клапан 3 перекрывает отверстие 2 и тем самым препятствует выбросу рабочей жидкости из гидросистемы. При нормальной работе перепад давления в полостях a и b , обусловленный сопротивлением отверстий 4, недостаточен для сжатия пружины 5 и клапан 2 под действием силы предварительного поджатия пружины R_{np} находится в крайнем правом положении. Определить минимальное значение расхода Q , при котором клапан 3 начнет перемещаться влево, если известно: D ; суммарная площадь отверстий 4 $S_0 = \pi \cdot d_1^2$; коэффициент расхода отверстий μ ; плотность жидкости ρ . Определить силу, с которой клапан 3 будет прижиматься к седлу в случае разрушения трубопровода 1, приняв: максимальный ход клапана l ; жесткость пружины c ; диаметр отверстия 2 d ; давление на входе в гидроаппарат $p_{вх}$. (Значения ρ – по таблице 1; $D(d)$, d_1 , μ , c , l – по таблице 2)

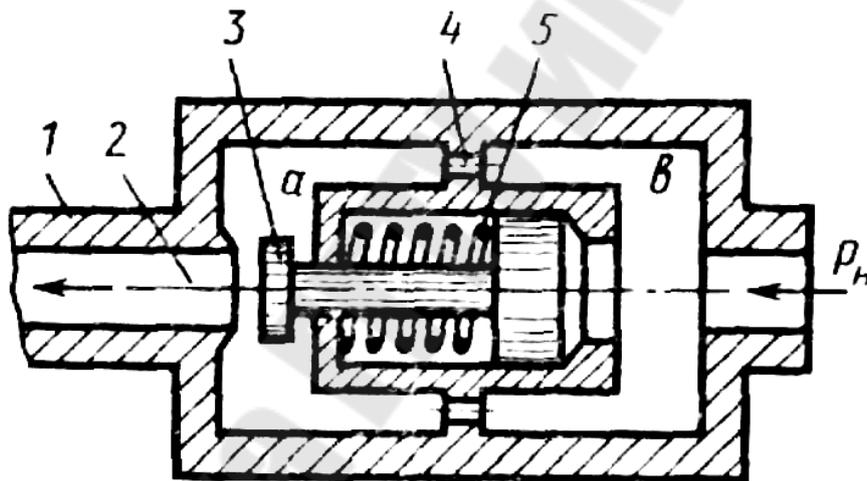


Рис. 8. Расчетная схема к заданию 2.6.

3. Расчет и выбор параметров распределителей.

Гидрораспределители в схемах гидропривода обозначаются согласно ГОСТ 2.781 и классифицируются по числу позиций и ходов. В зависимости от числа фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента гидрораспределители могут быть двухпозиционными, трехпозиционными и т.д. В зависимости от числа внешних гидролиний – двухлинейными, трехлинейными и т.д. В сокращенных записях гидрораспределители обозначаются дробно, в числителе указывается число внешних гидролиний, в знаменателе – число характерных позиций. Например, четырехлинейный (четырёх-

ходовой) трехпозиционный гидрораспределитель обозначается: "Гидрораспределитель 4/3". Конструктивно гидрораспределители выполняются с золотниковым, крановым и клапанным запорно-регулирующими элементами. Выбор типа гидрораспределителя в каждом конкретном случае зависит от назначения гидропривода, способа регулирования и ряда параметров (давления, расхода, быстродействия и др.). Расчет гидрораспределителей сводится к определению: геометрических размеров запорно-регулирующего элемента и площади рабочих окон, гидравлических потерь, утечек и усилий, необходимых для перемещения запорно-регулирующего элемента.

Задание 3.1 Выполнить расчет и выбор параметров золотникового гидравлического распределителя если заданы следующие условия: $p_{вх}$, Δp , Q , ρ , κ , T , ν . (Значения $p_{вх}$, Δp , Q , ρ , κ , T , ν – по таблице 1)

Расчет и выбор параметров гидрораспределителя с золотниковым запорно-регулирующим элементом выполняется в следующей последовательности:

1. Диаметр и ход запорно-регулирующего элемента (золотника) определяются в основном исходя из обеспечения максимальной мощности (расхода жидкости) в исполнительном механизме. Так как усилия трения зависят от диаметра золотника, то его размеры должны быть минимальными. Минимальным должен быть и ход золотника, который, например, для гидрораспределителей следящих систем не должен превышать 0,2-0,5мм.

2. Рабочее проходное сечение гидрораспределителя определяется по формуле: $F_3 = Q/\nu$, причем это сечение должно быть таким, чтобы скорость потока не превышала 5-6 м/с. Большее значение скорости соответствует большему давлению. Например, при давлении, равном 10 МПа, рекомендуется брать скорость, равную 5,5 м/с.

3. Сечение карманов, где происходит изменение направления потока, должно быть на 30-50% больше сечения рабочих окон. Большое распространение получили золотниковые гидрораспределители, у которых сечения рабочих окон выполнены по всей окружности гильзы (рис. 8). В этом случае сечение рабочего окна определяется по формуле: $F_3 = \pi \cdot d_3 \cdot h_3$, где h_3 – ход золотника. Если рабочее окно выполнено только на части окружности и суммарный центральный угол окна равен φ° , то в этом случае площадь сечения рабочего окна опре-

деляется: $F_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot h_3 \cdot \varphi}{360}$.

4. Диаметр шейки золотника $d_{зш}$ выбирается из соображения равенства сечения рабочего окна и сечения образованного проточкой золотника по следующему неравенству: $\pi \cdot d_3 \cdot h_3 \leq \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_{зш}^2)}{4}$. Кроме этого условия, диаметр шейки золотника должен обеспечить достаточную жесткость всего золотника, обеспечивается выполнением следующего условия: $\frac{d_{зш}}{d_3} = \text{от } \frac{4}{5} \text{ до } \frac{2}{3}$.

5. Наибольшая потребная площадь сечения рабочего окна определяется по выражению: $F_{зш} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho}}}$, где α - коэффициент рас-

хода и ρ - плотность жидкости.

6. При конструировании и расчете гидрораспределителей решающее значение имеют гидравлические потери, которые обуславливаются вязкостью жидкости, шероховатостью поверхностей обтекания и формой каналов. Необходимо отметить, что гидравлические потери в гидрораспределителях в основном определяются местными потерями и рассчитываются по формуле:

$\Delta P_3 = \xi \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot q}$, где γ - объемный вес жидкости, ξ - коэффициент ме-

стного сопротивления ($\xi = \text{от } 2 \text{ до } 4$), v - средняя скорость течения жидкости в распределителе, превышающая скорость течения во внешних гидролиниях в 2 - 2,5 раза. В этом случае потери давления ΔP_3 не превышают 1,5 % рабочего давления, а уравнение максимальной

площади сечения рабочего окна имеет вид: $F_{з. \max} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot v \cdot \sqrt{\xi}}$.

7. При определении максимального расхода Q_{\max} необходимо учитывать потери жидкости за счет утечек через зазоры. При этом рассматриваются два основных случая утечек жидкости: через строго концентрическую щель и эксцентрично расположенную щель. В обоих случаях поток жидкости принимается ламинарным. В первом случае расчет утечек жидкости производится по формуле:

$$\Delta Q_3 = \frac{\pi \cdot \Delta P'_3 \cdot \delta \cdot d_3}{12 \cdot \mu \cdot l}$$

а во втором - по формуле:
$$\Delta Q'_3 = \frac{\pi \cdot \Delta P'_3 \cdot \delta \cdot d_3}{12 \cdot \mu \cdot l} \cdot (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2)$$

где μ - динамическая вязкость, l - длина зазора, δ - ширина зазора. При максимальном эксцентриситете ($\varepsilon=1$) утечки жидкости увеличиваются в 2,5 раза по сравнению с утечкой через концентрическую щель. Величина утечек, кроме того, изменяется с изменением перепада давления $\Delta P'_3$ и температуры жидкости. Оба эти фактора либо непосредственно влияют на величину утечек, либо на величину вязкости жидкости.

8. Суммарная сила, потребная для перемещения золотника, определяется выражением: $R = R_x + R_{mp} + R_n$. Гидродинамическая сила может

быть рассчитана по формуле: $R_x = \sqrt{\frac{Q \cdot 128 \cdot \gamma}{q \cdot \xi}} - Q \cdot \sqrt{\Delta P'_3}$. Сила вязкого

трения определяется по формуле: $R_{mp} = \nu \cdot \rho \cdot \frac{\nu}{\delta} \cdot F_3$. Силу, связанную с

нагрузкой золотника пружиной, можно определить по формуле: $R_n = k \cdot d_3 \cdot l_3 \cdot P_{3,ex} \cdot f$, где l_3 - длина золотника, на которой возможно одностороннее высокое давление, f - коэффициент трения золотника о гильзу, k - коэффициент, зависящий от точности изготовления золотника ($k=0,15 - 0,3$). Значение k принимают тем больше, чем меньше d_3 , l_3 . Также R_n может быть определена через параметры пружины: $R_n = c \cdot x$, где c - жесткость пружины, определяемая по формуле (2.1).

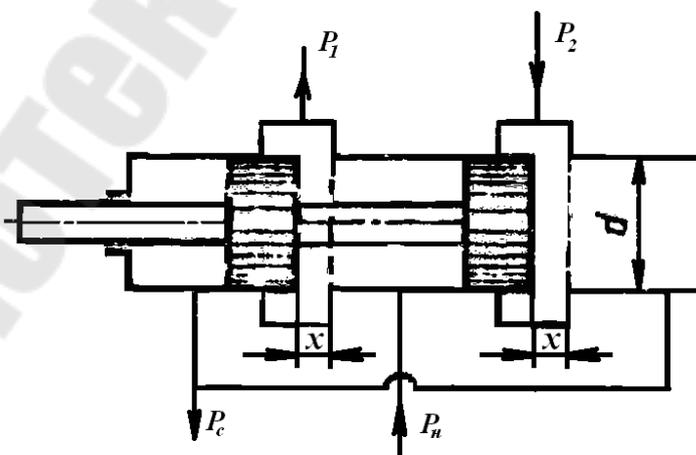


Рис. 9. Расчетная схема к заданию 3.2.

Задание 3.2. Определить перепад давления $\Delta p_p = p_1 - p_2$ в системе гидропривода за дросселирующим распределителем (рис. 9) при перемещении его золотника на $x=l$, если подача насоса равна расходу на сливе: $Q_h = Q_c = Q$; давление насоса $p_n = p_{вх}$; давление слива $p_c = \Delta p$; коэффициенты расхода дросселирующих щелей μ ; диаметр золотника распределителя d , плотность рабочей жидкости ρ . (Значения $p_{вх}$, Δp , ρ , Q – по таблице 1; d , μ , l – по таблице 2)

4. Расчет и выбор параметров дросселей.

В процессе истечения жидкости происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую. Из уравнения Бернулли легко выводится выражение для скорости истечения:

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (4.1)$$

где H — расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т. е. $H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$; (4.2)

φ — коэффициент скорости, определяемый как $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}$. (4.3)

Здесь α — коэффициент Кориолиса; ζ — коэффициент местного сопротивления.

Расход жидкости при истечении через дроссели определяется произведением скорости истечения на площадь сечения струи. Однако последняя часть бывает меньше площади отверстия вследствие сжатия струи. Поэтому вводится коэффициент сжатия:

$$\varepsilon = S_c / S_o, \quad (4.4)$$

где S_c и S_o — площади сечения струи и отверстия. Отсюда расход равен: $Q = S_c \cdot v = \varepsilon \cdot S_o \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ (4.5)

Вместо расчетного напора H часто используется расчетный перепад давления и вместо (4.5) пишут: $Q = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$ (4.6)

Истечение жидкости может происходить либо в газовую среду, например в атмосферный воздух, либо в среду той же жидкости. В последнем случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразования.

Задание 4.1. Определить коэффициент сопротивления многоступенчатого дросселя, отнесенный к скорости в трубке диаметром d , если дроссель состоит из пяти ступеней (рис. 10). Каждая ступень представляет собой отверстие диаметром $d_0=d_1$ в стенке толщиной $\delta=l$. Принять коэффициент расхода такого отверстия равным μ и считать, что взаимное влияние ступеней дросселя отсутствует (скорость в промежутках между стенками гасится до нуля), а полная потеря напора распределяется между ступенями поровну. Определить полную потерю давления в дросселе при скорости течения в трубке $v=1$ м/с, если плотность жидкости ρ . (Значения ρ , – по таблице 1; d , d_1 , μ , l – по таблице 2)

Задание 4.2. Для сопла-заслонки, изображенной на схеме (рис. 11), определить силу, с которой жидкость воздействует на заслонку в следующих случаях: 1) когда заслонка плотно прижата к торцу сопла ($x=0$) и истечения жидкости не происходит; 2) когда расстояние $x=l$, т.е. достаточно велико и истечение происходит так, как показано на схеме. Давление в широкой части сопла (сечение 0—0) $p_0=p_{вх}$, скорость $v_0=0$ в обоих случаях. Диаметр выходного канала сопла $d=d_1$; а коэффициент расхода μ . (Значения $p_{вх}$, – по таблице 1; d_1 , μ , l – по таблице 2)

Указание. Во 2-м случае следует записать уравнение количества движения в направлении струи.

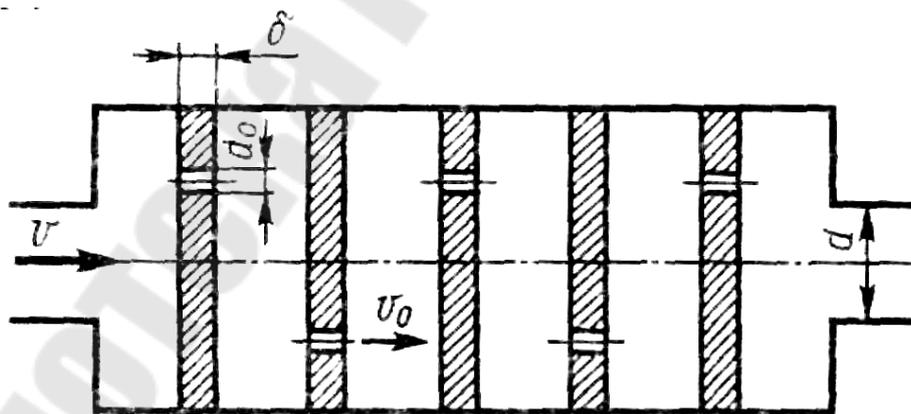


Рис. 10. Расчетная схема к заданию 4.1

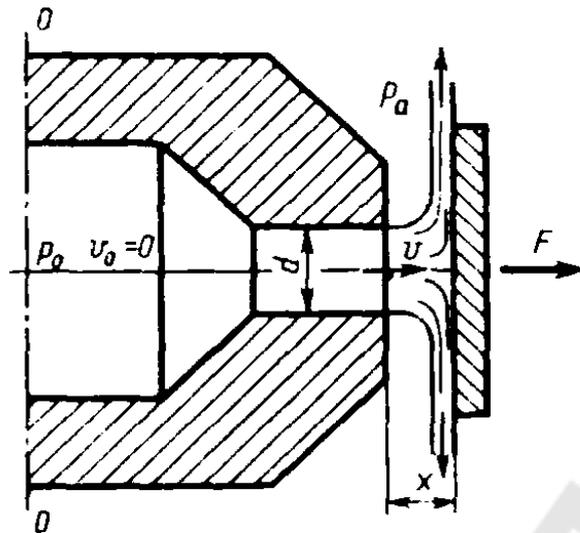


Рис. 11. Расчетная схема к заданию 4.2

Задание 4.3. На рисунке 12 изображена схема регулируемого игольчатого дросселя. Определить, на какое расстояние l необходимо вдвинуть иглу в дросселирующее отверстие для обеспечения перепада давления $\Delta p_{др} = p_1 - p_2 = p_{вх}$, если угол иглы α , диаметр дросселирующего отверстия $D = d_1$, его коэффициент расхода μ , расход жидкости Q , плотность рабочей жидкости ρ . (Значения $p_{вх}$, ρ , Q – по таблице 1; d_1 , μ , α – по таблице 2).

Указание. Площадь дросселирующего кольца определить по приближенной формуле $S = S_0 - S_{И}$, где S_0 — площадь отверстия, $S_{И}$ — площадь иглы в сечении 1-1.

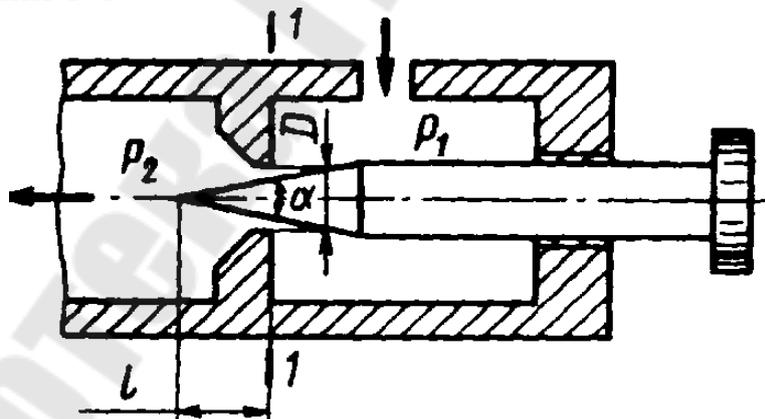


Рис. 12. Расчетная схема к заданию 4.3

Задание 4.4. Определить диаметр отверстия дросселя, установленного на сливе из гидроцилиндра (рис. 13), при условии движения штока цилиндра под действием внешней нагрузки F со скоростью $v = 200$ мм/с. Диаметры: штока $d_{ш} = 10 \cdot d_1$, цилиндра $D = 10 \cdot d$, коэффициент расхода дросселя μ , плотность жидкости ρ , давление на сливе

$p_c = \Delta p$. (Значения Δp , ρ – по таблице 1; d , μ , F , d_1 , – по таблице 2)

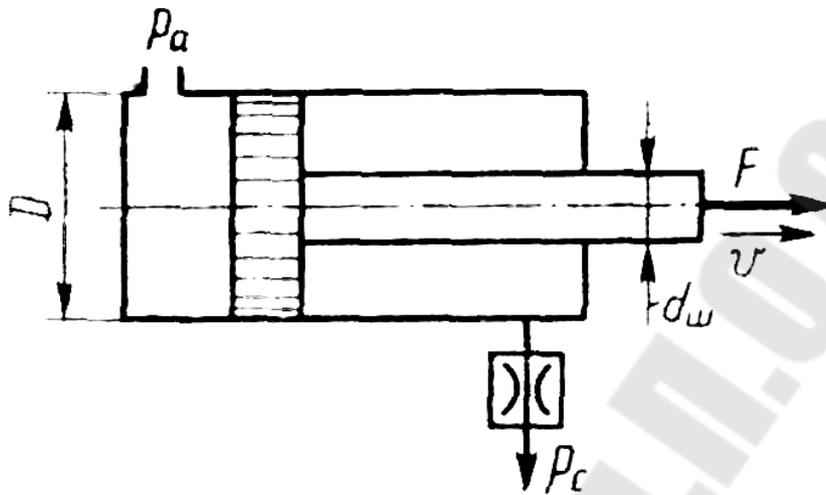


Рис. 13. Расчетная схема к заданию 4.4

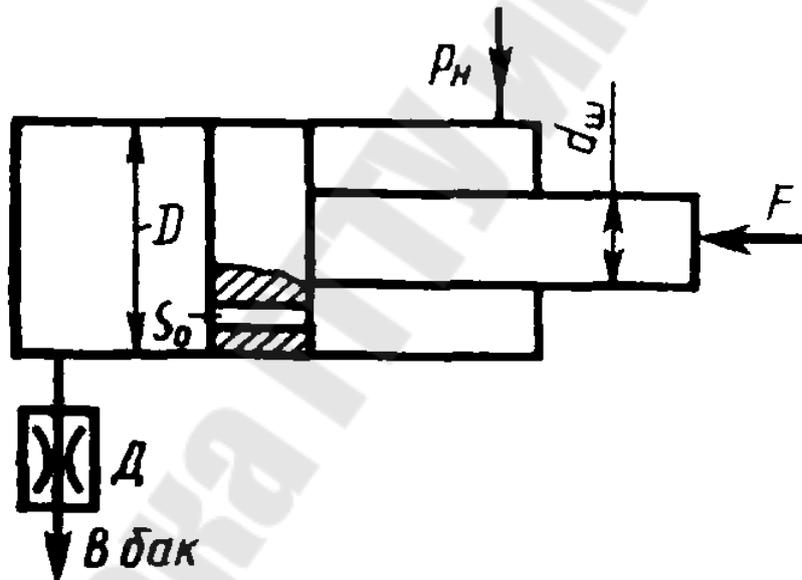


Рис. 14. Расчетная схема к заданию 4.5

Задание 4.5. Жидкость с плотностью ρ подается от насоса в гидроцилиндр (рис. 14), а затем через отверстие в поршне площадью $S_0 = 5 \text{ мм}^2$ и гидродроссель D в бак ($P_0 = \Delta p$).

1) Определить, при какой площади проходного сечения дросселя D поршень будет находиться в неподвижном равновесии под действием силы F , если диаметр поршня $D = 10 \cdot d$, диаметр штока $d_w = 10 \cdot d_1$, коэффициент расхода отверстия в поршне $\mu_{п} = 0,8$, коэффициент расхода дросселя $\mu_{др} = \mu$, давление насоса $p_n = p_{вх}$. 2) Определить площадь проходного сечения дросселя D , при которой поршень будет перемещать-

ся со скоростью $v_n=10$ мм/с вправо. (Значения Δp , ρ , $p_{вх}$ – по таблице 1; d , μ , F , d_1 , – по таблице 2)

5. Указания к решению задач

При выполнении заданий 2.1 и 3.1 необходимо вначале выбрать конструкцию гидроаппарата в соответствии с исходными данными (табл. 1) по литературе [1] или каталогу гидроаппаратов. Затем выполнить расчет по приведенной методике в разделах 2 и 3 соответственно. По результатам расчетов уточнить размеры и выполнить сборочные чертежи гидроаппаратов в масштабе 1:1 с указанием основных и присоединительных размеров, посадок, допусков и спецификацией элементов.

Задания можно решать без записи уравнения Бернулли. Так, если дана задача на истечение через отверстие или дроссель (жиклер) и задан коэффициент расхода μ , то следует применить основное выражение (4.5). При этом следует помнить, что расчетный напор в общем случае складывается из разностей геометрических и пьезометрических высот (4.2). Следует знать, что коэффициент расхода μ однозначно определяется коэффициентами сжатия струи ε и скорости φ (или сопротивления ζ). Указанное основное выражение для расхода (4.5) справедливо при истечении через отверстия, насадки и дроссели. Последние могут иметь форму отверстия или насадка, но всегда истечение через них происходит в среду, заполненную той же самой жидкостью (истечение под уровень). При этом кинетическая энергия, теряемая на вихрообразования, учитывается коэффициентом расхода. Если истечение жидкости происходит при переменном напоре (опорожнение резервуаров), то в каждый данный момент движение жидкости можно рассматривать как установившееся.

6. Варианты исходных данных к заданиям

Таблица 1

№ варианта	Расход $Q, \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$	Перепад давления $\Delta P, \text{ МПа}$	Давление на входе $P_{\text{вх}}, \text{ МПа}$	Температура $T, \text{ }^\circ\text{C}$	Плотность жидкости $\rho, \text{ кг/м}^3$	Кинематическая вязкость жидкости $\nu, 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$	Коэффициент чувствительности $k, \%$
1	1,65	0,4	7	20	820	0,025	105
2	1,2	0.3	4	100	860	0,14	107
3	1,3	0.2	5	100	870	0,205	109
4	1,4	0.1	6	100	880	0,22	111
5	1,5	0.5	8	100	860	0,06	113
6	1,6	0.6	9	100	870	0,08	114
7	1,7	0.7	10	100	870	0,1	115
8	1,8	0.8	11	100	870	0,14	110
9	1,9	0.9	12	100	870	0,165	108
10	1,25	0.1	4	50	850	0,06	106
11	1,35	0.2	5	50	890	0,045	104
12	1,45	0.3	6	50	880	0,12	105
13	1,55	0.4	7	50	890	0,245	106
14	1,65	0.5	8	100	895	0,036	107
15	1,75	0.6	9	50	895	0,09	108
16	1,85	0.7	10	50	900	0,07	109
17	1,95	0.8	11	100	870	0,2	110
18	2	0.9	12	100	860	0,08	111
19	1,2	0.1	4	100	880	0,11	112
20	1,3	0.2	5	100	870	0,075	113
21	1,4	0.3	6	100	850	0,2	114
22	1,5	0.4	7	50	890	0,31	115
23	1,6	0.5	8	50	895	0,4	114
24	1,7	0.6	9	50	910	0,7	113
25	1,8	0.7	10	50	920	0,99	112
26	1,9	0.8	11	50	850	0,13	111
27	1,7	0.9	12	50	900	0,22	110
28	1,5	0.8	10	50	900	0,46	109
29	1,35	0.7	9	50	885	0,09	108
30	1,45	0.6	8	100	880	0,034	107

Таблица 2

№ варианта	Диаметр, $D(d)$, мм	Жесткость пружины, c , Н/см	Предварительное поджатие пружины, x_0 , см	Ход плунжера l , мм	Угол конуса, α , град	Сила F , Н	Диаметр дросселирующего канала d_1 , мм	Коэффициент расхода μ
1	10	1000	0,5	1	55	1000	2,5	0,5
2	11	1150	1	2	60	2000	1,4	0,6
3	12	1200	0,6	3	70	3000	2,05	0,52
4	13	1250	0,4	4	80	4000	2,2	0,54
5	14	1300	0,3	5	60	5000	0,6	0,56
6	15	1350	0,2	1	70	6000	0,8	0,58
7	16	1400	0,7	2	70	7000	1	0,62
8	17	1450	0,8	3	70	8000	1,4	0,64
9	18	1500	0,9	4	70	8250	1,65	0,66
10	19	1550	0,2	5	50	1500	0,6	0,68
11	20	1600	0,3	1	90	2500	2,5	0,72
12	21	1650	0,4	2	80	3500	1,2	0,71
13	22	1700	0,5	3	90	4500	2,45	0,7
14	23	1750	0,6	4	95	5500	3,6	0,69
15	24	1800	0,7	5	95	6500	0,9	0,67
16	25	1850	0,8	1	100	7500	0,7	0,65
17	9	950	0,9	2	70	8500	2	0,63
18	8	900	1	3	60	8750	0,8	0,61
19	6	850	0,1	4	80	7750	1,1	0,59
20	10	1100	0,2	5	70	1250	0,75	0,57
21	11	1200	0,3	1	50	1750	2	0,55
22	12	1250	0,4	2	90	2250	3,1	0,53
23	13	1300	0,5	3	95	2750	4	0,51
24	14	1350	0,6	4	750	3250	0,7	0,6
25	15	1400	0,7	5	55	3750	0,99	0,61
26	16	1450	0,8	1	50	4250	1,3	0,63
27	17	1500	0,9	2	100	4750	2,2	0,62
28	18	1550	1	3	100	5250	2,6	0,64
29	19	1600	1,1	4	85	5750	0,9	0,65
30	20	1650	1,2	5	80	6250	3,4	0,66

7. Литература.

1. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2004. – 511 с.
2. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – Киев: Техника, 1977. – 320 с.
3. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., 1982.

Содержание

1. Общие положения и классификация.....	3
2. Расчет и выбор параметров предохранительных и переливных гидроклапанов.....	5
3. Расчет и выбор параметров распределителей.....	16
4. Расчет и выбор параметров дросселей.....	20
5. Указания к решению задач.....	24
6. Варианты исходных данных к заданиям.....	25
7. Литература.....	27

Стасенко Дмитрий Леонидович

**ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ
И РЕГУЛИРОВАНИЯ
ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ**

**Методические указания
к контрольным работам по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
заочной формы обучения**

Подписано в печать 24.05.10.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,6.

Изд. № 271.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.