

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Д. Л. Стасенко

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ

ПРАКТИКУМ

**по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2015

УДК 62-33(075.8)
ББК 34.447я73
С77

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 26.06.2014 г.)*

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

Стасенко, Д. Л.

С77 Гидравлические расчеты оборудования : практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Д. Л. Стасенко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015. – 36 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит методики расчета течения жидкостей в трубопроводах, аккумулирования энергии воздухом в гидропневматических аккумуляторах, использования гидравлических характеристик гидромашин и аппаратуры, расчета и выбора параметров предохранительных, переливных гидроклапанов, золотниковых гидрораспределителей и дросселей различных типов.

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

УДК 62-33(075.8)
ББК 34.447я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2015

Практическая работа №1. Ламинарное и турбулентное течения

Условие. Гидроцилиндр имеет полезную площадь поршня s и ход l . Гидроцилиндр работает на стандартной жидкости (плотность ρ), подаваемой по трубопроводу (внутренний диаметр d мм, длина h м) от аккумулятора со средним давлением P .

В трубопроводе имеются расширения, резкие повороты, распределитель с электрическим управлением, коэффициент сопротивления которого ξ . Усилие F , приложено к гидроцилиндру. Исходные данные приведены в таблице 1.

Задания: 1. Определить время t , выдвижения цилиндра при температуре 20°C .

2. Определить время t_1 выдвижения цилиндра при температуре жидкости в аккумуляторе минус $T_1^\circ\text{C}$.

3. Какого диаметра d надо поставить трубопровод, заменив соответственно арматуру, чтобы обеспечить время t_2 выдвижения цилиндра 2 сек при температуре минус 40°C .

Методика решения. Часть давления питания, которая расходуется на преодоление нагрузки, равна

$$\Delta P_1 = \frac{F}{s}. \quad (1.1)$$

Часть давления питания, используемая для создания расхода определяется

$$\Delta P_2 = P - \Delta P_1. \quad (1.2)$$

Расчет скорости истечения и времени для турбулентного режима течения. Сумма местных потерь напора и потерь в трубе выражается зависимостью

$$\Delta P_2 = \frac{\rho v^2}{2} \left(\sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right), \quad (1.3)$$

откуда скорость потока жидкости определяется как

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_2}{\rho \left(\sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right)}}, \quad (1.4)$$

где $\sum \xi$ – суммарный коэффициент потерь (для каждого расширения и

сужения $\xi=2,5$; для каждого поворота $\xi = 1$); коэффициент $\lambda = 0,025$ для турбулентного режима течения.

Предположим и в конце расчета проверим, что течение турбулентное, тогда расход

$$Q = v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (1.5)$$

а время выдвигания цилиндра

$$t = \frac{s \cdot l}{Q}. \quad (1.6)$$

Проверка правильности принятого в расчете турбулентного режима течения. При 20°C вязкость жидкости ν определяется по номограмме (рис. 1), тогда число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (1.7)$$

если число Рейнольдса $\text{Re} \geq 2300$, то режим течения турбулентный, иначе ламинарный. Если режим течения ламинарный, то выполненный расчет не действителен.

Известно, что ламинарное течение реже встречается в арматуре, чем в трубопроводах, для ламинарного режима течения скорость потока жидкости определяется

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_2}{\rho \left(\sum \xi + \frac{64 l}{\text{Re} d} \right)}}. \quad (1.8)$$

По указанной методике определяется время выдвигания цилиндра по заданиям 1 и 2.

Методика расчета диаметра d по заданию 3. Необходимо определить по номограмме (рис.1) вязкость жидкости при заданной температуре T_2 . Для заданного времени выдвигания штока цилиндра t_2 требуемый расход составляет

$$Q = s \cdot l \cdot t_2, \quad (1.9)$$

тогда скорость потока жидкости определяется по зависимости 1.4 для турбулентного потока жидкости или 1.8 для ламинарного потока жидкости. Выполнив преобразования, находим требуемый диаметр трубопровода без учета потерь по длине

$$d \approx \sqrt{\frac{Q \cdot 2 \cdot \rho \cdot \sum \xi}{\Delta P_2 \cdot \sqrt{\pi}}}. \quad (1.10).$$

Проводим проверку на вид течения по числу Рейнольдса (1.7), предварительно определив скорость потока жидкости для определенного диаметра (1.4 или 1.8) и уточняем получение заданного времени t_2 .

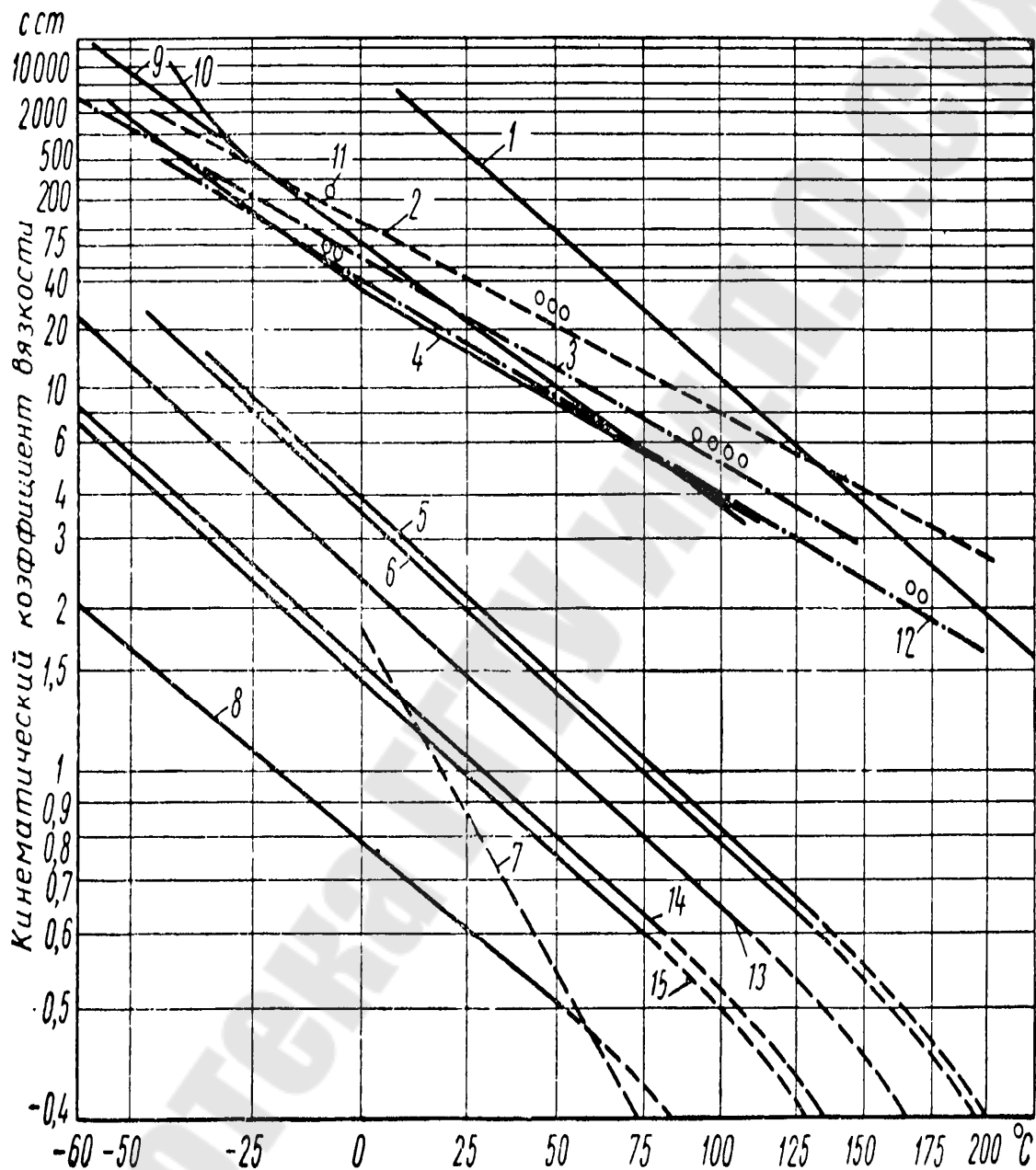


Рисунок 1. Вязкость жидкостей в функции температуры

1 — тяжелое моторное масло; 2 — стандартная американская жидкость для гидросистем, работающих при высоких температурах (оронит); 3 — стандартная жидкость для гидросистем; 4 — скайдрол 500А; 5 — легкое моторное масло; 6 — керосин; 7 — вода; 8 — бензин; 9 — турбинное масло (нормаль Air 3513); 10 — скайдрол 7000; 11 — смазочное масло для турбореактивных двигателей (ЭССО); 12 — стандартная французская жидкость для гидросистем, работающих при высоких температурах; 13 — керосин IP1; 14. IP4; 15. IP5.

Таблица 1. Варианты исходных данных к практической работе 1

№ варианта	Диаметр трубопровода d , мм	Температура жидкости, °С		Площадь поршня цилиндра s , мм ²	Длина выдвигания штока l , мм	Длина трубопровода, м	Давление жидкости P , МПа	Кинематическая вязкость жидкости при температуре 50 °С, $\times 10^{-4}$ м ² /с (10 ² сст)	Кол-во поворотов	Коэффициент сопротивления гидроаппаратов
		T_1	T_2							
1	1,8	20	50	10	10	1,5	10	0,14	1	3
2	1,9	25	45	16	15	1,6	11	0,205	2	4
3	2	30	40	18	20	1,7	12	0,22	3	5
4	2,1	35	55	20	25	1,8	13	0,06	4	6
5	2,2	40	60	22	30	1,9	14	0,08	5	3
6	2,3	45	65	24	35	2	15	0,1	6	4
7	2,4	50	70	26	40	2,1	16	0,14	1	5
8	2,5	5	20	28	45	2,2	17	0,165	2	6
9	2,6	10	25	30	50	2,3	18	0,2	3	3
10	2,7	15	30	32	10	2,4	19	0,075	4	4
11	2,8	20	50	34	15	2,5	20	0,11	5	5
12	2,9	25	45	36	20	2,6	21	0,14	6	6
13	3	30	40	38	25	2,7	22	0,205	1	3
14	3,1	35	55	40	30	2,8	23	0,22	2	4
15	3,2	40	60	42	35	2,9	24	0,06	3	5
16	3,3	45	65	44	40	3	25	0,08	4	6
17	3,4	50	70	10	45	1,5	26	0,1	5	3
18	3,5	5	20	16	50	1,6	27	0,14	6	4
19	3,6	10	25	18	10	1,7	28	0,165	1	5
20	3,7	15	30	20	15	1,8	29	0,2	2	6
21	3,8	20	50	22	20	1,9	30	0,075	3	3
22	3,9	25	45	24	25	2	10	0,11	4	4
23	4	30	40	26	30	2,1	11	0,14	5	5
24	4,1	35	55	28	35	2,2	12	0,205	6	6
25	4,2	40	60	30	40	2,3	13	0,22	1	3
26	4,3	45	65	32	45	2,4	14	0,06	2	4
27	4,4	50	70	34	50	2,5	15	0,08	3	5
28	4,5	5	20	36	10	2,6	16	0,1	4	6
29	4,6	10	25	10	15	2,7	17	0,14	5	3
30	4,7	15	30	16	20	2,8	18	0,165	6	4
31	4,8	20	50	18	25	2,9	19	0,2	1	5
32	4,9	25	45	20	30	3	20	0,075	2	6
33	5	30	40	22	35	1,5	21	0,11	3	3
34	5,1	35	55	24	40	1,6	22	0,14	4	4
35	5,2	40	60	26	45	1,7	23	0,205	5	5

Практическая работа №2 Аккумуляция энергии воздухом

Условие. В качестве кратковременного источника энергии в некоторых гидросистемах используют аккумуляторы сжатого воздуха. Воздух может воздействовать на поршень, вытесняющий жидкость (пневмогидравлический аккумулятор).

Задания.

1. Каков будет вес на единицу объема аккумулятора, заряженного до давления P_1 в зависимости от допускаемого напряжения σ и удельного веса материала γ в случае:

а) если аккумулятор сферический;

б) если он цилиндрический и достаточно длинный, приняв, что места соединения, диафрагма или поршень, штуцера, днище увеличивают вес:

на 50 % — для сферического аккумулятора;

на 80 % — для цилиндрического.

Материал корпуса аккумулятора имеет σ ; γ ; объем V .

2. Если выбран пневмогидравлический аккумулятор с начальным давлением воздуха P_1 с полным объемом X и начальным объемом масла λX и если этот аккумулятор должен обеспечивать нижний предел характеристик гидросистемы в течение всего периода работы привода (это означает, что все размеры приводов должны определяться исходя из конечного давления P_F), то каков будет в процентном выражении заправочный объем масла λ , обеспечивающий минимальный объем аккумулятора V если принять процесс расширения воздуха в аккумуляторе:

а) изотермическим;

б) адиабатическим.

3. Пусть $E_{u(a)}$ — полезная энергия жидкости, выходящей из аккумулятора под постоянным давлением P_F . Определить $E_{u(a)} = f(\lambda)$ для аккумулятора с объемом V и давлением P_1 , при изотермическом и адиабатическом процессах.

Исходные данные приведены в таблице 2.2.

Методика решения.

1. Обозначив средний диаметр аккумулятора D , толщину стенки e и приняв, что e мало по сравнению с D , получим следующую таблицу весовых соотношений:

Таблица 2.1 Зависимости для определения массы аккумулятора

Тип аккумулятора	сферический	цилиндрический
Толщина e	$e = \frac{P_1 D}{4\sigma}$	$e = \frac{P_1 D}{2\sigma}$
Вес на единицу объема (теоретический)	$m_1 = \frac{2P_1 \gamma}{3\sigma}$	$m_1 = \frac{2P_1 \gamma}{\sigma}$

Подставив исходные данные, можем определить массу аккумулятора m .

2. Объем гидроцилиндра с полным расходом равен λX и обратно пропорционален конечному давлению P_F , так как ход и минимальное усилие гидроцилиндра связаны между собой соотношением

$$\lambda \cdot X = \frac{const}{P_F}, \quad (2.1)$$

то будем иметь следующие соотношения:

а) если расширение изотермическое, то

$$\frac{P_F}{P_1} = \frac{V_1}{V_F} = \frac{X(1-\lambda)}{X} = 1-\lambda, \quad (2.2)$$

тогда

$$X = \frac{const}{\lambda P_F} = \frac{const}{P_1 \cdot \lambda(1-\lambda)}, \quad (2.3)$$

причем X имеет минимальное значение при $\lambda = 0,5$;

б) если расширение адиабатическое, то

$$\frac{P_F}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_F} \right)^n = (1-\lambda)^n, \quad (2.4)$$

где $n = 1,405$ – показатель адиабаты для воздуха. Отсюда

$$X = \frac{const}{\lambda P_F} = \frac{const}{P_1 \cdot \lambda(1-\lambda)^n} \quad (2.5)$$

и X имеет минимальное значение при $\lambda = 0,416$.

Однако размеры гидроцилиндра и его вес увеличиваются как $\frac{1}{P_F}$,

поэтому оптимальное значение X несколько меньше определенной величины и практически выбирают X между 0,25 и 0,35.

3. Полезная энергия определяется для двух случаев:

а) случай изотермического расширения:

$$E_u = P_1(1 - \lambda). \quad (2.6)$$

б) случай адиабатического расширения:

$$E_a = P_1(1 - \lambda)^n P. \quad (2.7)$$

Таблица 2.2 Варианты исходных данных к практической работе 2

№ варианта	Объем V , литров	Предел прочности материала корпуса, σ , кг/мм ²	Давление P_F , кгс/см ²	Давление P_1 , кгс/см ²	Удельный вес, γ , кг/дм ³
1	1,8	50	10	150	3
2	1,9	45	15	160	4
3	2	40	20	170	5
4	2,1	55	25	180	6
5	2,2	60	30	190	3
6	2,3	65	35	200	4
7	2,4	70	40	210	5
8	2,5	20	45	220	6
9	2,6	25	50	230	3
10	2,7	30	10	240	4
11	2,8	50	15	250	5
12	2,9	45	20	260	6
13	3	40	25	150	3
14	3,1	55	30	160	4
15	3,2	60	35	170	5
16	3,3	65	40	180	6
17	3,4	70	45	190	3
18	3,5	20	50	200	4
19	3,6	25	10	210	5
20	3,7	30	15	220	6
21	3,8	50	20	230	3
22	3,9	45	25	240	4
23	4	40	30	250	5
24	4,1	55	35	260	6
25	4,2	60	40	150	3
26	4,3	65	45	160	4
27	4,4	70	50	170	5
28	4,5	20	10	180	6
29	4,6	25	15	190	3
30	4,7	30	20	200	4
31	4,8	50	25	210	5
32	4,9	45	30	220	6
33	5	40	35	230	3
34	5,1	55	40	240	4
35	5,2	60	45	250	5

Практическая работа №3 Применение гидравлических характеристик

Условие. В системе используется, a число форсунок, питаемых центробежным насосом через трубопроводы с малыми потерями. Характеристика каждой форсунки эквивалентна отверстию диаметром 2 мм с коэффициентом потерь $\zeta = 1,8$. Насос работает на 22000 об/мин: характеристика его на этом режиме дана в логарифмических координатах на рисунке 3.1. Плотность жидкости керосина – $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$; к.п.д. центробежного насоса η ; противодавлением пренебрегаем.

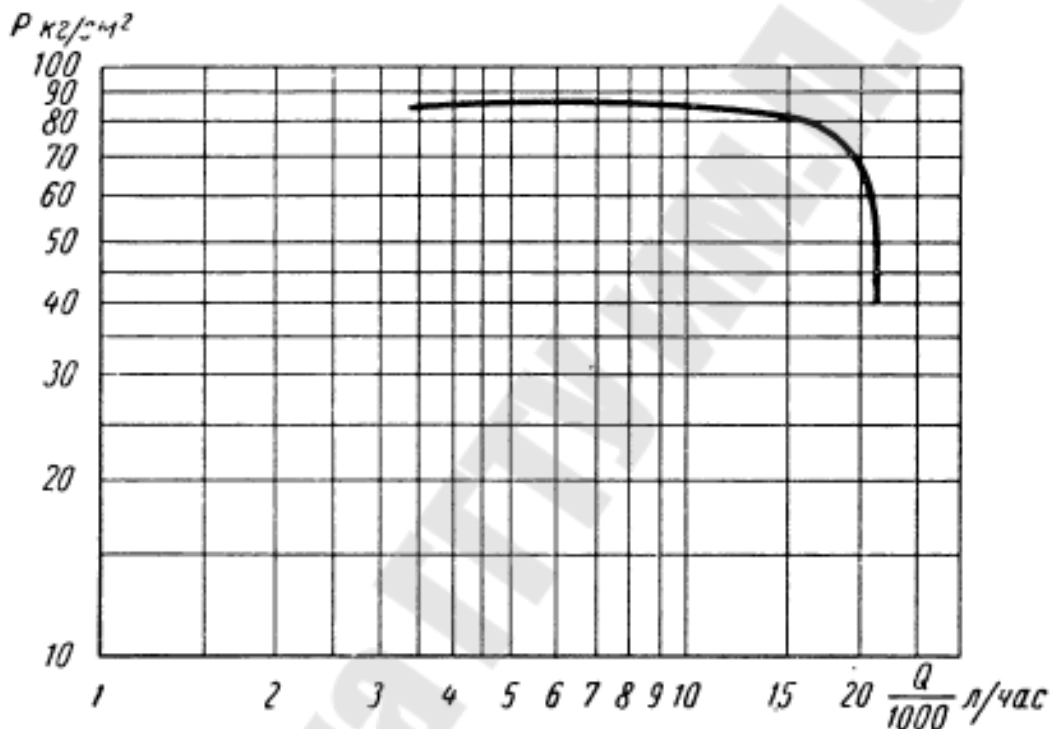


Рисунок 3.1 Расходная характеристика насоса

Задания. Требуется определить:

- 1) суммарную подачу и давление насоса;
- 2) мощность, потребляемую насосом;
- 3) определить какое число оборотов n_1 должен развивать насос при подаче Q_1 и какое в этом случае будет давление P_1 (принять, что при увеличении скорости вращения насоса в X , раз подача также увеличивается в X , а давление нагнетания в X^2 раз);
- 4) зная, что замененные форсунки при $\Delta P = 10$ МПа обеспечивают тот же расход, что и прежние, определить давление нагнетания насоса при оборотах n_2 , соответствующих подаче $Q_3 = 4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Методика решения.

1) Интересующая точка суммарная подача и давление насоса является пересечением характеристик насоса и форсунок. Характеристика форсунок представляет собой наклонную прямую с угловым коэффициентом, равным 2, так как $\Delta P = k \cdot Q^2$. Поэтому достаточно определить только одну точку этой прямой. Находим на графике (рис. 3.2) для заданного диаметра, перепад давления ΔP и расход Q .

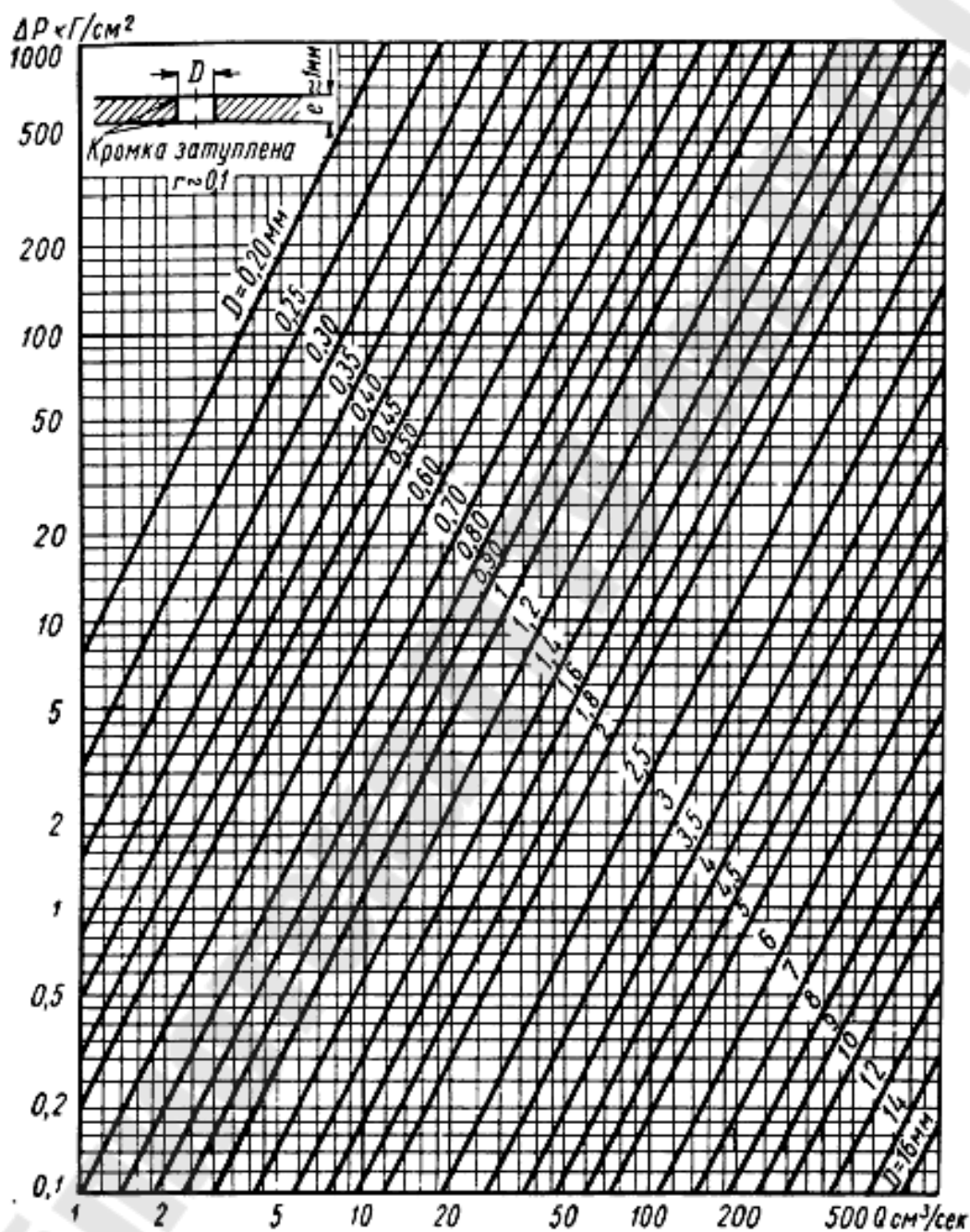


Рисунок 3.2 Потери давления в круглом отверстии при турбулентном течении в зависимости от расхода и давления

Следовательно, для a числа форсунок $Q_{расч} = \Delta P \cdot a$. Проведя прямую линию с угловым коэффициентом 2 до пересечения с характеристикой насоса (рис.3.1), получим искомые координаты точки пересечения Q, P .

б) Потребляемая насосом мощность определяется по полученным данным в пункте а по зависимости

$$N = \frac{Q \cdot P}{\eta}$$

в) Когда скорость насоса изменяется, его характеристика переносится параллельно вектору, имеющему угол наклона, тангенс которого равен 2, причем расход умножается на X , давление — на X^2 . Характеристика форсунок имеет такой же наклон, поэтому приведенные координаты точки функционирования сохраняются. Отсюда непосредственно определяются частота вращения и давление при изменении расхода:

$$n_1 = n \frac{Q_1}{Q}, P_1 = P \left(\frac{Q_1}{Q} \right)^2$$

г) Характеристикой новых форсунок будет прямая с угловым коэффициентом равным единице, проходящая через точку с давлением $P=100 \text{ кг/см}^2$; и расходом $Q_{расч}$. Поэтому новый режим работы (точка А рис. 3.3) будет при $Q_3=4000 \text{ л/ч}$ и P_3 .

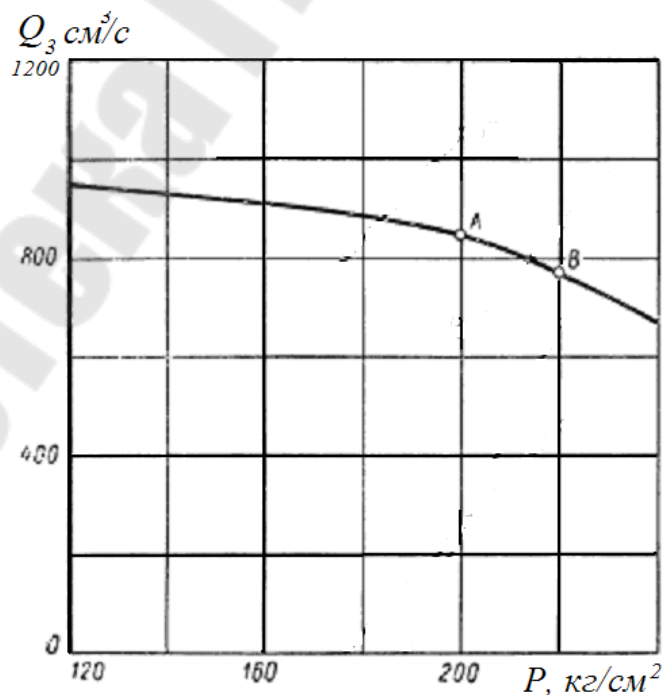


Рисунок 3.3 Пример определения характеристик

Новое число оборотов насоса определяется графически. Известно, что характеристика насоса при новом числе оборотов определяется из первоначальной характеристики переносом, параллельным вектору с угловым коэффициентом, равным 2. Прямая с таким наклоном (рис. 3.3), проходя через новую рабочую точку А, пересекает прежнюю характеристику в точке В. Следовательно, отрезок ВА является искомым вектором переноса, поэтому искомое число оборотов насоса

$$n' = n \frac{Q_A}{Q_B}$$

Таблица 3.1. Варианты исходных данных к практической работе 3

№ варианта	Расход Q_1 , м ³ /час	Частота вращения ротора насоса, $n \cdot 10^3$ об/мин	КПД	
			η	а
1	1,8	10	0,81	8
2	1,9	16	0,82	9
3	2	18	0,83	10
4	2,1	20	0,84	11
5	2,2	22	0,85	12
6	2,3	24	0,86	13
7	2,4	26	0,81	14
8	2,5	28	0,82	15
9	2,6	30	0,83	16
10	2,7	32	0,84	17
11	2,8	34	0,85	18
12	2,9	36	0,86	19
13	3	38	0,81	20
14	3,1	40	0,82	8
15	3,2	42	0,83	9
16	3,3	44	0,84	10
17	3,4	10	0,85	11
18	3,5	16	0,86	12
19	3,6	18	0,81	13
20	3,7	20	0,82	14
21	3,8	22	0,83	15
22	3,9	24	0,84	16
23	4	26	0,85	17
24	4,1	28	0,86	18
25	4,2	30	0,81	19
26	4,3	32	0,82	20
27	4,4	34	0,83	21
28	4,5	36	0,84	7
29	4,6	10	0,85	8
30	4,7	16	0,86	9
31	4,8	18	0,81	10
32	4,9	20	0,82	11
33	5	22	0,83	12
34	5,1	24	0,84	13
35	5,2	26	0,85	14

Практическая работа №4. Расчет и выбор параметров предохранительных и переливных гидроклапанов

1.1. Общие сведения

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 прямого действия. 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. (данный тип клапанов не применяется при расходе более $2 \cdot 10^{-4}$ м³/с и поэтому чаще всего используется в качестве вспомогательного клапана).

Диаметр подводящего канала определяется по формуле:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (4.1)$$

Средний диаметр $d_{\text{ср}}$. (рис. 4.1) выбирается на 0,3-0,5 мм больше диаметра канала d_k .

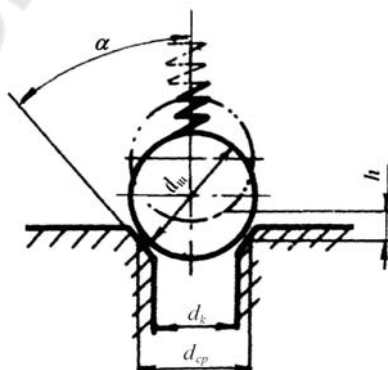


Рисунок 4.1. Схема предохранительного клапана с шариковым запорным элементом

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:

$$R_{om} = P_{om} \cdot \frac{\pi \cdot d_{cp}}{4}. \quad (4.2)$$

Диаметр проволоки пружины определяют по формуле:

$$d_n = 0,6 \cdot \sqrt{R_{om}}. \quad (4.3)$$

При выборе диаметра пружины D_{np} следует учитывать диаметр подводщего канала по следующей рекомендации:

$$(1,1 - 1,2) \cdot d_k \geq (4 - 7) \cdot d_n. \quad (4.4)$$

Задавшись длиной 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:

$$c = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot Z \cdot D_{np}^3} \text{ (Н/м)}, \quad (4.5)$$

где G – модуль упругости (для пружинной стали 65Г составляет $8 \cdot 10^{10}$ Н/м²). Исходя из этого, можно определить предварительное поджатие пружины по выражению:

$$x_0 = R_{np} / c. \quad (4.6)$$

Затем необходимо проверить условие не соприкосновения витков пружины:

$$n_{np} (i_{np} - d_n) > x_0. \quad (4.7)$$

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 минимального проходного сечения:

$$f_{кл.min} = Q/v, \text{ (м}^2\text{)}. \quad (4.8)$$

Затем рассчитывается диаметр подводного канала и величина подъема клапана (рис. 4.2) [1]:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кл.min}}{\pi}}; \quad d_{cp} = \frac{d_0 + d_k}{2}; \quad (4.9)$$

$$b = 0,1 \cdot d_k; \quad c = b \cdot \sin \alpha$$

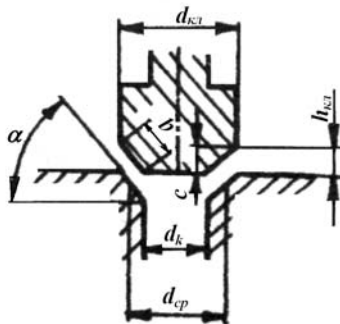


Рисунок 4.2 Схема предохранительного клапана с коническим запорным элементом

Высота подъема клапана определяется из выражения:

$$h_{кл} = \frac{d_{сп} (1 - \sqrt{1 - \cos(\alpha/2)})}{\sin \alpha}, \quad (4.10)$$

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

Переливные гидроклапаны (рис. 4.3) 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:

$$F_{кл} = \frac{\pi \cdot d_{сп}^2}{4}, \quad (4.11)$$

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

С учетом перегрузки расчетное давление $P_{рас}$ рекомендуется определять по формуле:

$$P_{рас} = 2 \cdot P_{вх}. \quad (4.12)$$

Максимальное усилие пружины шарикового клапана находится из выражения:

$$R_{пр.макс} = c \cdot [l_{пр} - (Z + 1,5) \cdot d_n], \quad (4.13)$$

при этом необходимо, чтобы рассчитанное усилие было больше, чем усилие со стороны шарика при расчетном давлении, т.е. выполнялось условие:

$$R_{np.max} > 2 \cdot P_{ex} \cdot f_{кл}. \quad (4.14)$$

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

$$Q_{кл.ц} = \alpha \cdot F_{кл.ц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (4.15)$$

где α - коэффициент расхода (принимается в пределах 0,65 - 0,72);
 $F_{кл.ц}$ - площадь щелевого зазора вспомогательного клапана, определяется:

$$F_{кл.ц} = \pi \cdot d_{ср} \cdot h_{кл}; \quad (4.16)$$

$h_{кл}$ - высота подъема клапана, определяемая:

$$h_{кл} = \frac{\Delta P \cdot F_{кл}}{c}. \quad (4.17)$$

Если расход через вспомогательный клапан (4.15) 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:

$$v_{вх} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{кл.вх}^2}, \quad (4.18)$$

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

Скорость потока жидкости непосредственно в клапане находится из выражения:

$$v_{кл} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d_{кл}^2 - d_{ш.кл}^2)}, \quad (4.19)$$

где $d_{кл}$, $d_{ш.кл}$ - диаметры клапана и шейки, соответственно. В случае превышения допустимой скорости диаметр входного отверстия необходимо увеличить.

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:

$$h'_{кл} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{кл} \cdot \alpha \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}}, \quad (4.20)$$

где перепад давления ΔP при разгрузке принимается равным не более

0,4 МПа.

Усилия трения клапана при открытии определяются по формуле:

$$R_{mp} = \sum_{i=1}^i \left(\mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta} \pm \frac{\delta}{2} \right) \cdot l_i \cdot b_i, \quad (4.21)$$

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. 4.3, 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:

$$R_{mp.n.d} = f_{mp} \cdot d_{кл} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \cdot \frac{P_{ex}}{2}. \quad (4.22)$$

Усилие струи при максимальном расходе определяется:

$$R_{cm} = 42,6 \cdot \sqrt{P_{ex}} \cdot Q \cdot \cos \varphi, \quad (4.23)$$

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:

$$R_{np} = c' \cdot h_{\Sigma}, \quad (4.24)$$

где c' - жесткость пружины основного клапана, h_{Σ} - суммарная деформация пружины, см. Расчет усилия пружины основного клапана выполняют исходя из требуемого усилия на клапане.

Суммарное осевое усилие, действующее на клапан после его открытия, будет равно:

$$R_{\Sigma} = R_{mp} + R_{mp.n.d} + R_{cm} + R_{np}. \quad (4.25)$$

Преодоление этого осевого усилия требует приложения соответствующего перепада давления:

$$\Delta P_1 = \frac{4 \cdot R_{\Sigma}}{\pi \cdot D_{кл.n}^2}, \quad (4.26)$$

где $D_{кл.n}$ - диаметр поршня клапана, при этом расчетное значение должно удовлетворять условию: $\Delta P_1 \leq 0,4$ (МПа), в случае не выполнения условия конструкцию клапана необходимо скорректировать.

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

$$\Delta Q_{\delta} = \alpha \cdot F_{\delta} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (4.27)$$

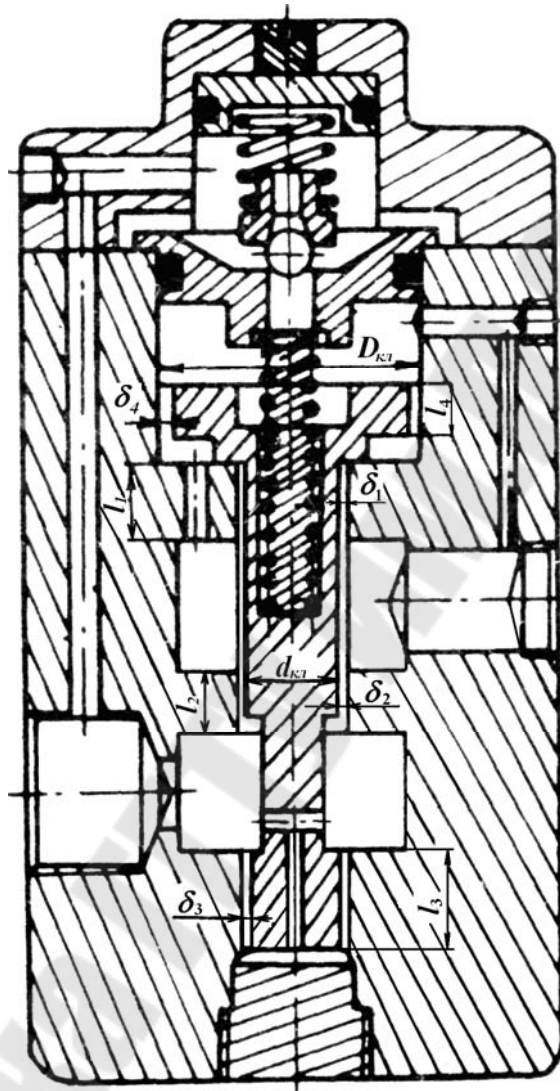


Рисунок 4.3. Расчетная схема переливного клапана.

Утечки в переливном клапане из полости высокого давления в полость низкого давления составят:

$$\Delta Q_{\text{квл}} = \frac{\pi \cdot P_{\text{вх}} \cdot \delta^3 \cdot d_{\text{квл}}}{12 \cdot \mu \cdot l_2}, \quad (4.28)$$

где δ – величина зазора соответствующая максимальному значению поля допуска сопрягаемых деталей, м; 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). Полученное значение суммарной утечки проверяют по техническим характери-

стикам клапана [1] данного типа и в случае превышения заданных значений необходимо скорректировать конструкцию.

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:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c \cdot 10^2}{m_{\text{кл}} + \frac{m_{\text{пр}}}{3}}}, \quad (4.29)$$

где $m_{\text{кл}}$, $m_{\text{пр}}$ – 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:

$$t_1 = \frac{V \cdot \Delta P_{\text{к}} \cdot \beta}{Q - Q_{\text{кл}}}, \quad (4.30)$$

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

$$\Delta P_{\text{к}} = \sqrt[3]{\frac{0,25 \cdot Q^2 \cdot m_{\text{кл}} \cdot h_{\text{кл}}}{k \cdot V^2 \cdot \beta^2 \cdot F_{\text{кл}}}}, \quad (4.31)$$

где $F_{\text{кл}}$ – площадь поршня клапана, k – коэффициент силы (принимают в пределах 0,125 - 0,25, причем меньшее значение числового ко-

эфициента 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:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot m_{\text{кл}} \cdot h_{\text{кл}}}{k \cdot V^2 \cdot \beta^2 \cdot F_{\text{кл}}}} \quad (4.32)$$

Если расчетное значение $\Delta P_{\text{к}}$ больше, чем заданное показателем чувствительности, определяемым

$$k = \frac{P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{к}}}{P_{\text{вх}}} \cdot 100, \% \quad (4.33)$$

необходимо скорректировать конструкцию клапана с целью снижения массы или высоты подъема клапана.

1.2. Задание

Выполнить расчет и выбор параметров переливного гидравлического клапана непрямого действия (рис. 4.3 или заданный по исходным данным табл. 4.1 преподавателем) если заданы следующие условия: $p_{\text{вх}}$, Δp , Q , ρ , κ , T , v . (табл. 4)

1.3. Методика выполнения задания

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: $d_{\text{сп}}$, $D_{\text{пр}}$, параметры пружины: d_n , Z , l_n , G . В случае отсутствия требуемых параметров их можно определить расчетом:

1. Определить диаметр подводящего канала по формуле (4.1);
2. Диаметр проволоки пружины d_n определяют по формуле (4.3);
3. Остальные параметры выбирают из рекомендаций и условий (4.4 – 4.10).

Рассчитываем:

1. Площадь вспомогательного шарикового клапана, находящуюся под давлением, по формуле (4.11);
2. Жесткость пружины шарикового клапана по формуле (4.5);
3. Максимальное усилие пружины шарикового клапана по форму-

ле (4.13);

4. Проверим выполнение условия (4.14);
5. Высоту подъема клапана по формуле (4.10 или 4.17);
6. Площадь щелевого зазора по формуле (4.16);
7. Расход масла через клапан по формуле (4.15);
8. Предварительно задаемся параметрами основного клапана (рис. 4.3 или заданная конструкция [1]): $d_{кл.вх}$, $d_{кл}$, $d_{ш.кп}$, $D_{кл.п}$, 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 (4.18);
10. Скорость потока в клапане по формуле (4.19);
11. Высоту подъема основного клапана при его работе с разгрузкой по формуле (4.20);
12. Усилие трения при открытии клапана по формуле (4.21);
13. Силу трения от неуравновешенного давления по формуле (4.22);
14. Усилие струи при максимальном расходе по формуле (4.23);
15. Задаваясь параметрами пружины (4.3-4.10): определяем ее жесткость (4.5) и усилие от давления пружины по формуле (4.24);
16. Суммарное осевое усилие, по формуле (4.25);
17. Расчетный перепад давления, по формуле (4.26);
18. Постоянные утечки через демпфирующее отверстие, по формуле (4.27);
19. Утечки в переливном клапане из полости высокого давления в полость низкого давления, по формуле (4.28);
20. Собственную частоту вспомогательного клапана по формуле (4.29);
21. Собственная частота переливного клапана (4.29);
22. Перепад давления по условию быстрогодействия по формуле (4.31);
23. Время подъема насосом давления в системе (4.30);
24. Время открытия клапана по формуле (4.32);
25. Чувствительность клапана (4.33).

При проведении расчетов необходимо обратить особое внимание на проверки и допустимые условия, определяющие работоспособность клапана.

Таблица 4. Варианты исходных данных к практической работе 4

№ вариан- та	Расход $Q, \cdot 10^{-3}$ $\text{м}^3/\text{с}$	Перепад давле- ния $\Delta P, \text{МПа}$	Давле- ние на входе $P_{\text{вх}}, \text{МПа}$	Темпе- ратура $T, \text{°C}$	Плот- ность жидко- сти $\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	Кинема- тическая вязкость жидкости $\nu, 10^{-3} \text{м}^2/\text{с}$	Допустимый коэффициент чувствительно- сти $\kappa, \%$
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

Практическая работа №5.

Расчет и выбор параметров золотниковых гидрораспределителей.

1.1 Общие сведения

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 (четырёхходовой) 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.

1.2 Задание

Выполнить расчет и выбор параметров золотникового гидравлического распределителя если заданы следующие условия: p_{ex} , Δp , Q , ρ , κ , T , ν . (Значения p_{ex} , Δp , Q , ρ , κ , T , ν – по таблице 4.)

1.3 Методика выполнения задания

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 уси-

лия 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:

$$F_3 = Q/v, \quad (5.1)$$

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.

Условный проход D_y (d_k) внутренних каналов гидрораспределителей (направляющих гидроаппаратов)

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{дон}}} \quad (5.2)$$

и коротких трубопроводов (до 0,5 м) определяется по допустимой скорости потока рабочей жидкости - $v_{дон}$, которая выбирается в зависимости от номинального давления (табл. 5.1)).

Таблица 5.1

Зависимость допустимой скорости от номинального давления

$P_{ном}$, МПа	0,4	0,63	1,0	2,5	6,3	10	12,5	16	20
$v_{дон}$, м/с	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,5	6,12	6,75	7,5

4. Диаметр запорно-регулирующего элемента (пояска золотника) гидрораспределителя определяют по выражению:

$$d_3 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q}{(1 - \chi^2) \cdot v_{дон}}}, \quad (5.3)$$

где χ - отношение диаметра шейки золотника к его номинальному диаметру. Конструктивно χ с учетом размеров нормальных диаметров, установленных ГОСТ 12447-80, принимаются по соотношениям:

$$\chi = \frac{d_{зш}}{d_3} = 8/12; 10/16; 12/20; 14/25; 16/32; 18/40; 20/50. \quad (5.4)$$

Рекомендуемые диаметры золотников d_3 (мм) следующие: 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50. На практике диаметры d_3 золотника принимают от 6 до 50 мм.

Таблица 5.2 Нормальные диаметры, мм (ГОСТ 12447-80)

Основной ряд	Основной ряд	Дополнительный ряд	Основной ряд	Дополнительный ряд
1,0	10	-	100	-
-	-	-	-	110
-	12	-	125	-
-	-	14	-	140
-	16	-	160	-
-	-	18	-	180
2,0	20	-	200	-
-	-	22	-	220
2,5	25	-	250	-
-	-	28	-	280
3,0	32	-	320	-
-	-	36	-	360
4,0	40	-	400	-
-	-	45	-	450
5,0	50	-	500	-
-	-	56	-	560
6,0	63	-	630	-
-	-	70	-	710
8,0	80	-	800	-
-	-	90	1000	900

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. В этом случае сечение рабочего окна определяется по формуле:

$$F_3 = \pi \cdot d_3 \cdot h_3, \quad (5.5)$$

где h_3 – ход золотника, который определяется из условия равенства площадей

$$h_3 = \frac{F}{\pi \cdot d_3}. \quad (5.6)$$

Если рабочее окно выполнено только на части окружности и суммарный центральный угол окна равен φ° , то в этом случае площадь сечения рабочего окна определяется:

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot h_3 \cdot \varphi}{360} \quad (5.7)$$

5. Диаметр шейки золотника $d_{зи}$ выбирается из соображения равенства сечения рабочего окна и сечения образованного проточкой золотника по следующему неравенству:

$$\pi \cdot d_3 \cdot h_3 \leq \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_{зи}^2)}{4} \quad (5.8)$$

Кроме этого условия, диаметр шейки золотника должен обеспечить достаточную жесткость всего золотника, обеспечивается выполнением следующего условия:

$$\frac{d_{зи}}{d_3} = \text{от } \frac{4}{5} \text{ до } \frac{2}{3} \quad (5.9)$$

6. Наибольшая потребная площадь сечения рабочего окна определяется по выражению:

$$F_{зи} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho}}} \quad (5.10)$$

где α - коэффициент расхода и ρ - плотность жидкости.

7. Максимальный ход золотника $h_{зх}$ в общем случае выбирается по возможности меньшим, особенно это относится к проектированию следящих систем (гидроусилителей рулевых управлений, систем автоматического регулирования и т. д). Рекомендуется выбирать $h_{зх}$, в пределах 1-2,5 мм, что обеспечивает требуемое быстродействие распределителя. Если полученное значение не соответствует рекомендуемому, то необходимо увеличивать d_3 .

Минимальное положительное перекрытие Δ выбирают в зависимости от диаметра золотника d_3 (табл. 5.3).

Таблица 5.3 Значения величины минимального перекрытия

d_3 , мм	6-10	10-25	25-40	40-50
Δ , мм	1-2	3	4-5	6

Можно также его рассчитать по эмпирической зависимости

$$\Delta \approx (0,1 \dots 0,3) \cdot d_3 \quad (5.11)$$

Длина рабочего пояса золотника определяется по выражению

$$h = t + 2 \cdot \Delta, \quad (5.12)$$

где t - длина расточки кармана в корпусе гидрораспределителя.

Длина расточки кармана выбирается равной или больше диаметра внутренних каналов гидрораспределителя, т. е. $t > D_y$.

Расстояние между осями каналов рабочих отводов определяется

$$l_k = t + h. \quad (5.13)$$

8. Величина конструктивного зазора ε_0 между золотником и корпусом гидрораспределителя (расточкой в корпусе) выбирается из двух взаимно противоречивых требований: обеспечения минимальной величины силы трения при смещении золотника и обеспечения линейности характеристик, малых утечек и высокого КПД:

$$\varepsilon_0 = (d_0 - d_s)/2, \quad (5.14)$$

где d_0 - внутренний диаметр отверстия (расточки) в корпусе.

Рекомендуемый конструктивный зазор в золотниковых гидрораспределителях должен составлять

$$\varepsilon_0 = (d_s)/2,5, \text{ (мкм)} \quad (5.15)$$

здесь d_s подставляется в мм.

Рекомендуемый диапазон изменения ε_0 можно выбрать по графику. На рис. 5.1 представлены рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых пар с цилиндрическими золотниками: между кривыми 1 и 2 для пар с запрессованными гильзами; 2 и 3 - для пар с плавающими гильзами.

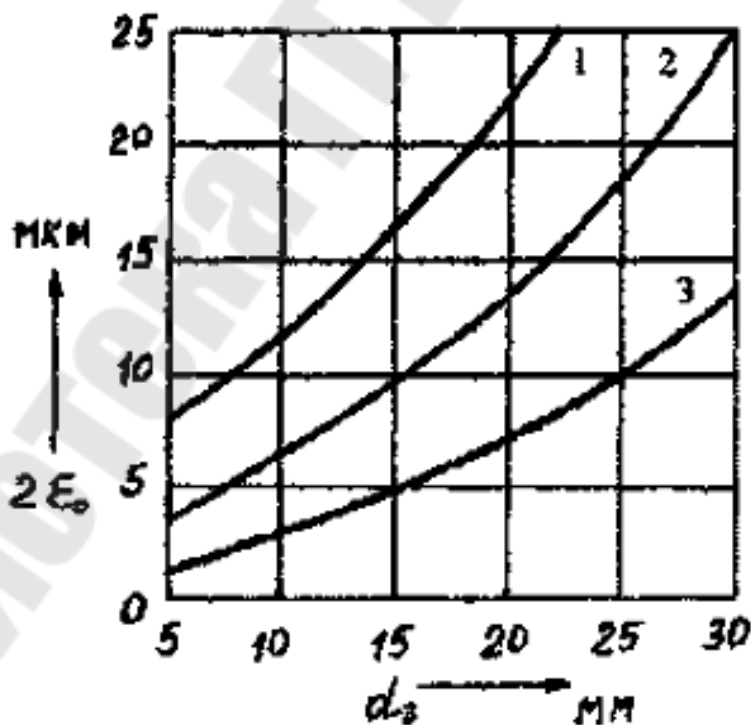


Рисунок 5.1. Рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых пар с цилиндрическими золотниками

С учетом изменения давления и температуры радиальный зазор ε определяется по зависимости:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_p + \Delta\varepsilon_t, \quad (5.16)$$

где $\Delta\varepsilon_p$ и $\Delta\varepsilon_t$ - изменение зазора в зависимости от давления и температуры рабочей жидкости соответственно.

Изменение зазора в золотниковом гидрораспределителе от действия давления рабочей жидкости определяется по формуле

$$\Delta\varepsilon_p = \frac{p_n d_3}{200E} \left(\frac{d_3^2 + d_k^2}{d_k^2 - d_3^2} + \mu' \right), \quad (\text{мкм}) \quad (5.17)$$

где p_n - давление в напорной гидрوليнии; d_3, d_k - соответственно наружные диаметры золотника и корпуса (гильзы) гидрораспределителя; E - модуль упругости материала корпуса гидрораспределителя:

$E = 10000 \dots 13000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ - для чугуна (СЧ), $E = 11000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ - для бронзы, $E = 8000 \dots 15000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ - для латуни, $E = 7000 \dots 7100 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ - для дюралюминия, $E = 20600 \dots 21500 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ - для стали;

μ' - коэффициент Пуассона, характеризующий упругие свойства материала в пределах закона Гука ($\mu' = 0,24 \dots 0,28$ - для углеродистых сталей; $\mu' = 0,25 \dots 0,3$ - для легированных сталей).

Таблица 5.4

Коэффициенты линейного расширения α материалов в интервале температур 20-100 °С

Материал	$\alpha \cdot 10^{-6}, 1/\text{град}$
Сталь углеродистая	11,1-11,6
Сталь 30ХГСА	11,0
Сталь 20Г	12,3
Сталь 30ХМА	12,3
Сталь ШХ15	14,0
Сталь 45Х	12,8
Сталь 40ХС	11,7
Материал	$\alpha \cdot 10^{-6}, 1/\text{град}$
Сталь 12ХМВА	11,3
Сталь 40ХНМА	12,0
Сталь 20Х	12,8
Бронзы оловянистые	17,0-19,0
Бронзы специальные	16,0-20,0
Сплавы алюминия	20,0-24,0
Чугуны	10,0-12,0

Для стальных и чугунных корпусов при деформации от внутреннего давления жидкости радиальный зазор можно определять по упрощенной зависимости

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \frac{d_3}{20} \Delta\alpha + \Delta T \quad (5.18)$$

где $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$ - разность коэффициентов линейного расширения материалов сопряженных деталей корпуса и золотника, значения которых относятся к средней температуре $+ 20$ °С (см. табл. 5.4); ΔT - разность между температурой материала сопряженных деталей и исходной (начальной) температурой, ΔT можно принимать в пределах 60-80 °С, т. е. экстремальные температурные условия.

9. 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:

$$\Delta P_3 = \xi \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot q}, \quad (5.19)$$

где γ - объемный вес жидкости, ξ - коэффициент местного сопротивления ($\xi =$ от 2 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:

$$F_{3.\max} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot v \cdot \sqrt{\xi}}. \quad (5.20)$$

10. 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:

$$\Delta Q_3 = \frac{\pi \cdot \Delta P'_3 \cdot \delta^3 \cdot d_3}{12 \cdot \mu \cdot l} \quad (5.21)$$

а во втором - по формуле:

$$\Delta Q'_3 = \frac{\pi \cdot \Delta P'_3 \cdot \delta \cdot d_3}{12 \cdot \mu \cdot l} \cdot (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2) \quad (5.22)$$

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 $\Delta P'_3 = P_p - P_{(A,B,T)}$, где $P_p, P_{(A,B,T)}$ - давления в напорной и соответствующей смежной линии распределителя, а также температуры жидкости. Оба эти фактора либо непосредственно влияют на величину утечек, либо на величину вязкости жидкости.

11. Суммарная сила, необходимая для перемещения золотника, определяется выражением:

$$R = R_x + R_{mp} + R_n. \quad (5.23)$$

Гидродинамическая сила может быть рассчитана по формуле:

$$R_x = 42,6 \cdot \sqrt{P_{ex}} \cdot Q \cdot \cos \varphi. \quad (5.24)$$

Сила вязкого трения определяется по формуле:

$$R_{mp} = v_{дон} \cdot \rho \cdot \frac{v}{\delta} \cdot F_3. \quad (5.25)$$

Силу, связанную с нагрузкой золотника пружиной, можно определить по формуле: $R_n \geq R_{mp}$. Также R_n может быть определена через параметры пружины: $R_n = c \cdot x$, где c - жесткость пружины, определяемая по формулам (4.1-4.5).

После определения силы R определяется усилие на рычаге в случае распределителя с ручным управлением или выбираются характеристики электромагнитного привода. В случае невозможности обеспечения допустимых эргономических характеристик ручного управления (допустимое усилие на рычаге не более 10 Н), или невозможности подбора требуемого электромагнитного привода необходимо выполнить расчет управляющего распределителя, а рассчитанный распределитель считать сервоуправляемым.

Практическая работа №6 Расчет и выбор параметров дросселей

1.1 Общие сведения

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

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (6.1)$$

где H — расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т. е.

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}; \quad (6.2)$$

φ — коэффициент скорости, определяемый как

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}. \quad (6.3)$$

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:

$$\varepsilon = S_c / S_o, \quad (6.4)$$

где S_c и S_o — площади сечения струи и отверстия. Отсюда расход равен:

$$Q = S_c \cdot v = \varepsilon \cdot S_o \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (6.5)$$

Вместо расчетного напора H часто используется расчетный перепад давления и вместо (6.5) пишут:

$$Q = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \quad (6.6)$$

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.

1.2 Указания к решению заданий

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 (6.5). При этом следует помнить, что расчетный напор в общем случае складывается из разностей геометрических и пьезометрических высот (6.2). Следует знать, что коэффициент расхода μ однозначно определяется коэффициентами сжатия струи ε и скорости φ (или сопротивления ζ). Указанное основное выражение для расхода (6.5) 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.

1.3 Задания

Задание 1. Определить коэффициент сопротивления многоступенчатого дросселя, отнесенный к скорости в трубке диаметром d , если дроссель состоит из пяти ступеней (рис. 6.1). 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 4; d , d_1 , μ , l – по таблице 6)

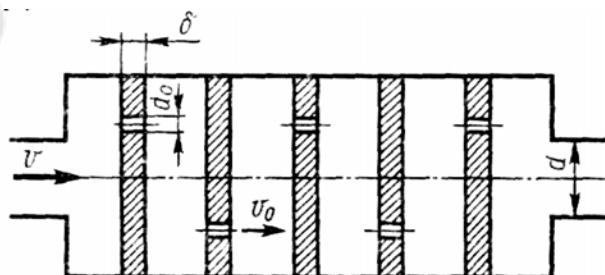


Рисунок 6.1. Расчетная схема к заданию 1

Задание 2. Для сопла-заслонки, изображенной на схеме (рис. 6.2), 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 $0-0$) $p_0=p_{ex}$, скорость $v_0=0$ в обоих случаях. Диаметр выходного канала сопла $d=d_1$; а коэффициент расхода μ . (Значения p_{ex} , – по таблице 4; d_1 , μ , l – по таблице 6). В данном случае следует записать уравнение количества движения в направлении струи.

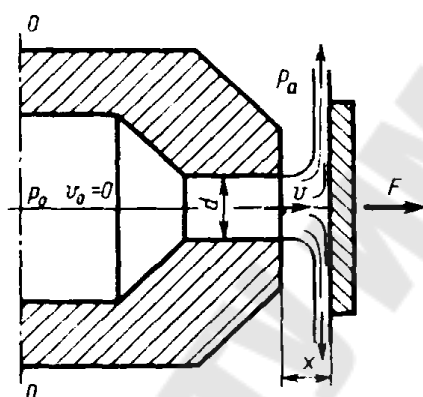


Рисунок 6.2. Расчетная схема к заданию 2

Задание 3. На рисунке 6.3 изображена схема регулируемого игольчатого дросселя. Определить, на какое расстояние l необходимо вдвинуть иглу в дросселирующее отверстие для обеспечения перепада давления $\Delta p_{др} = p_1 - p_2 = p_{ex}$, если угол иглы α , диаметр дросселирующего отверстия $D=d_1$, его коэффициент расхода μ , расход жидкости Q , плотность рабочей жидкости ρ . (Значения p_{ex} , ρ , Q – по таблице 4; d_1 , μ , α – по таблице 6).

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

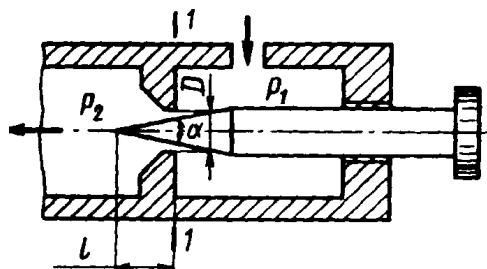


Рисунок 6.3. Расчетная схема к заданию 3

Задание 4. Определить диаметр отверстия дросселя, установленного на сливе из гидроцилиндра (рис. 6.4), 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 4; d , μ , F , d_1 , – по таблице 6)

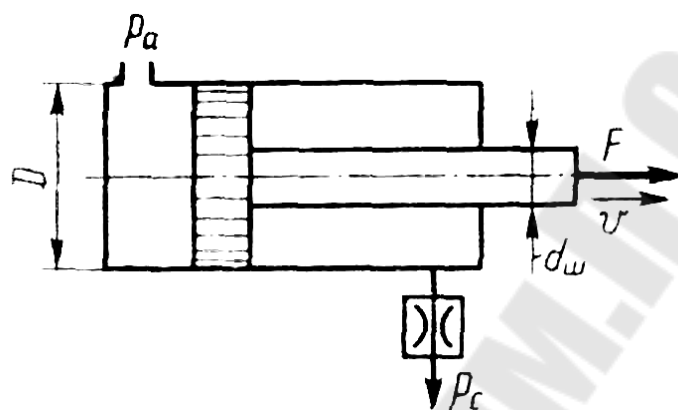


Рисунок 6.4. Расчетная схема к заданию 4

Задание 5. Жидкость с плотностью ρ подается от насоса в гидроцилиндр (рис. 6.5), а затем через отверстие в поршне площадью $S_0=5$ мм² 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 $d_{ш}=10 \cdot d_1$, 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 перемещаться со скоростью $v_n=10$ мм/с вправо. (Значения Δp , ρ , $p_{вх}$ – по таблице 4; d , μ , F , d_1 , – по таблице 6)

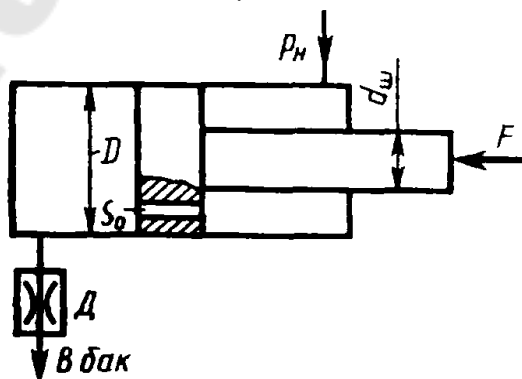


Рисунок 6.5. Расчетная схема к заданию 5

Таблица 6. Исходные данные к практическим работам

№ 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

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. Москва : Машиностроение, 1982.

Стасенко Дмитрий Леонидович

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ**

**Практикум
по одноименному курсу
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 18.12.15.

Пер. № 137Е.

<http://www.gstu.by>