

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Двоеглазов Семен Иванович
Должность: Директор
Дата подписания: 01.07.2025 13:46:57
Уникальный программный ключ:
2cc3f5fd1c09cc1a69668dd98bc3717141a1a535



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Старооскольский филиал
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Российский государственный геологоразведочный университет
имени Серго Орджоникидзе»
(СОФ МГРИ)

*Кафедра прикладной геологии, технологии поисков и разведки
месторождений полезных ископаемых*

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

**Методические указания по выполнению
курсовой для студентов специальности
21.05.04 «Горное дело»**

Рекомендовано Ученым советом СОФ МГРИ

Старый Оскол, 2022 г.

УДК 532:62-82

Составитель: канд.техн.наук Мироненко С.В.

Рецензент(ы): канд.техн.наук Золотарев О.В.

Гидравлика и гидропривод

Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 21.05.04 – «Горное дело» / Сост.: С.В.Мироненко. – Старый Оскол: СОФ МГРИ, 2022. – 31 с.

Методические указания содержат задания и материалы для выполнения курсовой работы по дисциплине «Гидравлика и гидропривод».

Утверждено и рекомендовано к изданию Ученым советом СОФ МГРИ (протокол № 10 от 29 августа 2022 г.).

© С.В. Мироненко, 2022 г.

© СОФ МГРИ, 2022 г.

Введение

Курсовую работу по гидравлике и механике жидкости и газа выполняют студенты специальности 21.05.04 при изучении дисциплины «Гидравлика и гидропривод».

Специалист в этом случае должен знать:

- источники энергии (насосы),
- потребители энергии (гидродвигатели и др.) и уметь их увязывать в гидросистему.

В практике встречаются две задачи:

а) по исходным параметрам потребителя энергии (расходу, давлению, усилию, моменту и т.д.) требуется провести расчет гидрولين и определить исходные параметры для выбора источника энергии;

б) по имеющим параметрам источника энергии определить возможность использования его с данным потребителем, т.е. провести проверочный расчет.

В основе решения этих задач лежит расчет гидрولين, т.е. определение потерь энергии в гидрелиниях, диаметров трубопроводов, скорости движения жидкости, расходы жидкости, давлений. Гидравлические методы расчета базируются на большом эмпирическом материале, который имеется в справочной литературе. Поэтому при выполнении курсовой работы (проекта) студент должен овладеть гидравлическими методами расчета и приобрести навыки пользования справочной литературой.

Следует иметь в виду, что гидравлический расчет является составной частью инженерного расчета, который учитывает множество факторов: условия эксплуатации и надежность, экономические и технологические соображения, условия максимума унификации деталей и материально-технического снабжения и т.д. Поэтому, как

правило, приходится выполнять несколько вариантов гидравлического расчета. В данных методических указаниях не рассматриваются другие стороны инженерных расчетов, так как на момент изучения дисциплины у студентов пока еще нет опыта и знаний, необходимых для учета всех факторов нет опыта и знаний, необходимых для учета всех факторов.

Справочный материал излагается в несколько расширенном виде. Кроме, того в указаниях приведены варианты заданий и пример оформления и выполнения курсовой работы, условные обозначения элементов гидравлических сетей.

Пояснительная записка курсовой работы состоит из титульного листа, задания, расчетной части и списка литературы. Оформление курсовой работы приведено в примере расчета в приложении. Пояснительная записка представляется в электронном варианте (компьютерный набор). Слова, обозначения, символы должны быть выписаны четко. В тексте должны иметься ссылки на литературу. При определении значений величин должна быть выписана формула, подставлены значения величин, входящих в формулу, и записан результат вычисления с указанием размерностей.

Курсовая работа оформляется на отдельных листах бумаги А4 формата. Слева каждого листа для подшивки оставляются поля 3 см., сверху и снизу по 2 см., справа – 1,5 см (стандартные). Графики должны быть пронумерованы, в тексте должны быть ссылки на графики, выполняются на компьютере.

Все расчеты выполняются только в системе СИ.

1. Введение
2. Определение оптимальных скоростей движения жидкости в гидролиниях
3. Выбор жидкости, применяемых в гидросистемах
4. Расчет гидролиний
 - 4.1 Расчет простой гидролинии
 - 4.2 Расчет разветвленных гидролиний
 - 4.3 Расчет параллельных соединений гидролиний
5. Выбор оптимальных диаметров гидролиний
6. Определение гидравлических сопротивлений
7. Построение напорной, пьезометрической линий
8. Подбор оборудования

В качестве исходных данных могут быть заданы параметры, которые характеризуют работу любого из элементов гидросистемы.

Пример 1: В гидросистеме с насосом, гидролинией и гидродвигателем исходные данные характеризуют работу гидродвигателя: крутящий момент, угловая скорость вращения вала, расход жидкости, коэффициент полезного действия, рабочая жидкость.

Пример 2: В гидросистеме моечной машины с насосом и душевыми головками исходные данные характеризуют душевые головки: количество головок, их взаимное расположение, количество отверстий, диаметр отверстий, расход жидкости через отверстия, рабочая жидкость и ее температура.

Далее по конструктивным соображениям длина гидролиний и их пространственное расположение всегда бывает, известны, и поэтому приводятся в исходных данных.

Как видно из сказанного, исходные данные характеризуют работу элементов гидросистемы по отношению к внешним объектам, которыми могут быть в наших примерах шпиндель токарного станка или детали машин. Поэтому для проведения гидравлических расчетов необходимо от заданных исходных данных перейти к параметрам, определяющим движение жидкости в местах соединения гидролинии с элементом гидросистемы (расход жидкости, давления).

Оптимальные скорости движения жидкости в гидролиниях

Приступая к гидравлическому расчету гидролинии надо иметь в виду, что не всегда решение можно получить чисто гидравлическими методами. В этих случаях прибегают к технико-экономическому расчету. Дело в том, что с увеличением скорости резко возрастают потери энергии в гидролиниях (растут эксплуатационные затраты), а с уменьшением скорости возрастает металлоемкость конструкции (растут капитальные затраты). Поэтому в каждом случае существует оптимальные значения диаметров трубопроводов и скорости движения жидкости, при которых сумма годовых эксплуатационных и капитальных затрат оказывается минимальной. Это с одной стороны, а с другой стороны в различных отраслях промышленности к гидросистемам предъявляются различные требования, которые оказывают влияние на величину оптимальных значений диаметров и скорости. Короче говоря, оптимальные значения диаметра трубопроводов и скорость движения жидкости в различных отраслях техники различны.

В общем машиностроении принято ограничивать скорость в зависимости от давления:

Давление, МПа	1	2,5	5	10	15	20
Оптимальная скорость, м/с	1,3	2	3	4,5	5,5	6

Имеются и другие рекомендации:

а) при коротких трубопроводах ($\frac{l}{d} < 100$) скорости

находятся в пределах:

всасывающие – 0,5-1,5;
сливные – 2;
напорные – 3-5.

б) при длинных трубопроводах ($\frac{l}{d} > 100$) скорости

находятся в пределах:

всасывающие – 0,3-0,8;
сливные – 1,2;
напорные – 2-3,5.

В системах водоснабжения оптимальные скорости обычно находятся в пределах 0,8-1,5 м/с.

Однако, надо иметь в виду, что в общем случае скорости надо принимать так, чтобы потери давления в гидролиниях не превышали 5-6 % рабочего давления.

Жидкости, применяемые в гидросистемах

В гидросистемах, в зависимости от назначения, применяются различные жидкости: в моечных машинах – моеющие жидкости, которые по своим свойствам близки к воде; в системах гидропривода – различные масла. Ниже приводятся основные физические свойства наиболее распространенных жидкостей (таблица 1).

Таблица 1

Физические свойства жидкостей

Жидкость	Вязкость при 50°C $\nu_{50} \cdot 10^6$ м ² /с	Пределы рабочих температур, °C	Плотность ρ , кг/м ³	Модуль упругости E, МПа
вода	0,55	4 -90	1000	2060
АМГ-10	10	-60 - +100	900	1305
МВП	8	-40 - +60	890	1300
Индустриальное 12	10	-30 - +40	890	1360
Индустриальное 20	20	0 - +90	900	1360
Веретенное АУ	12	-40 - +60	890	1500
Трансформаторное	10	-30 - +90	890	1700

Модуль упругости и плотность жидкости в пределах рабочих температур практически не меняются.

Коэффициент кинетической вязкости жидкостей зависит от температуры, это изменение учитывается формулой:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^\beta,$$

где ν_t и ν_{50} – коэффициенты кинетической вязкости при заданной температуре t 50°C.

Показатель степени β выбирается в зависимости от исходной вязкости:

вязкость $\nu_{50} \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	2,8	9	11,8	21,2
показатель β	1,39	1,72	1,79	1,99

Таблица 2

Зависимость изменения коэффициента кинематической вязкости воды от температуры

Температура, °C	4	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Вязкость, $\nu \cdot 10^6$	1,57	1,31	1,01	0,8	0,65	0,55	0,48	0,42	0,37	0,33

Режимы движения жидкости

Режимы движения жидкости бывают: ламинарный, переходный и турбулентный. При ламинарном режиме движения траектории жидких частиц не пересекаются, при турбулентном – жидкие частицы движутся хаотично, беспорядочно; переходный – является промежуточным между ламинарным и турбулентным. Режим движения жидкости существенно влияет на величину потерь давления или гидродинамического напора в гидротрассах. Характеризуют режим движения жидкости числом Рейнольдса $R_e = \frac{ud}{\nu}$.

В водопроводных системах ламинарный режим наблюдается при $R_e < 600$, $600 < R_e < 2300$; турбулентный – при $R_e > 2300$.

В масляных гидротрассах ламинарный режим наблюдается при $R_e > 2000$, переходный - $2000 < R_e < 2300$, турбулентный - $R_e > 2300$. Отметим, что в практике использования водопроводных систем ламинарный режим не встречается, а системы гидротрасс в диапазоне значений $2500 < R_e < 2000$ работают неустойчиво.

Основные расчетные зависимости

Вдоль потока расход жидкости остается постоянным и равен произведению площади живого сечения на среднюю скорость:

$$Q = fu = \text{const.}$$

Площадь живого сечения потока в круглой трубе определяется ее диаметром:

$$f = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Диаметр трубопроводов регламентируется ГОСТ 8734-58: 2, 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 22, 25, 30 мм.

Баланс удельных энергий, т.е. отнесенных к единице веса или объема, в потоке определяется уравнением Бернулли:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g}$$

или

$$Z_1 \gamma + P_1 + \frac{\alpha_1 u_1^2 \rho}{2} = Z_2 \gamma + P_2 + \frac{\alpha_2 u_2^2 \rho}{2} + \square P,$$

где α_1 и α_2 коэффициенты Кориолиса, в круглой трубе при ламинарном режиме $\alpha=2$, при турбулентности $\alpha=1$.

Уравнение Бернулли позволяет, зная параметры движущейся жидкости в сечении 1, определить те же параметры в любом другом сечении.

Потери гидродинамического напора или давления бывают двух видов: потери по длине (на прямых участках гидролиний) и в местных сопротивлениях (поворотах, расширениях, кранах, вентилях, регуляторах, распределителях, фильтрах и т.д.).

Потери гидродинамического напора или давления определяются формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\square H = \lambda \frac{\lambda u^2}{d 2g}; \quad \square P = \lambda \frac{\lambda \rho u^2}{d 2},$$

где λ коэффициент Дарси. Коэффициент Дарси определяется в зависимости от режима движения жидкости по нескольким формулам. При ламинарном режиме движения жидкости $\lambda=64/R_e$, для масляных гидролиний с учетом искажений сечения труб и охлаждения пристеночных слоев жидкости при практических расчетах принимают $\lambda=75/R_e$. При турбулентном режиме движения жидкости при определении λ используют несколько зависимостей. В диапазоне значений $2300 < R_e < 10^4$ можно использовать формулу Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\kappa}{d} + \frac{68}{R_e} \right)^{0,25}.$$

Ниже приводятся средние значения эквивалентной шероховатости κ , входящей в формулах Альтшуля, для наиболее распространенных новых и чистых труб.

Таблица 3
Значения эквивалентной шероховатости

Виды труб	Эквивалентная шероховатость
Тянущая из стекла и цветных металлов	0,5
Бесшовная стальная	3
Стальная сварная	5
Рукава и шланги резиновые	3

При выборе материала труб гидролиний необходимо иметь в виду величину давления жидкости, для ориентировочного выбора материала труб можно воспользоваться данными таблицы 4.

Таблица 4
Рекомендуемые давления для труб

Материал труб	Давление жидкости, МПа
Медные и алюминиевые	До 10
Латунные	До 15
Стальные	Свыше 20
Рукава высокого давления	Свыше 20

Потери в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

$$\square H = \zeta \frac{u^2}{2g} \quad \text{или} \quad \square P = \zeta \frac{u^2 \rho}{2}.$$

Коэффициент местного сопротивления ζ определяется эмпирически. Значения ζ для некоторых видов местных сопротивлений представлены в таблице 5.

Потери давления в фильтрах в среднем колеблются в пределах 0,1-0,5 МПа.

В общем случае потери гидродинамического напора или давления определяются как сумма потерь по длине и в местных сопротивлениях:

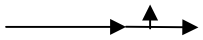
$$\square H = \square H_l + \square H_\zeta; \quad \square P = \square P_l + \square P_\zeta;$$

$$\square H = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} + \sum \zeta \frac{u^2}{2g};$$

$$\square P = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho u^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho u^2}{2}.$$

Таблица 5

Значения ζ для некоторых видов местных сопротивлений

Вид местного сопротивления	Значение
Прямой вход в трубопровод	0,5
Выход из трубопровода	1,0
Резкий поворот на угол $\pi/2$	1,1
Распределитель	3-5
Предохранительный клапан /без учета пружины/	2-3
Плавный поворот трубы $(d/2)/R=1-5$	0,3-0,14
Тройники	
	0,9-1,2
	1-2,5
	1-1,5
	0,5-0,6
Вентиль	3-5,5
Кран в положении «открыто»	0,05

При истечении жидкости через отверстия и насадки перепад гидродинамического напора или давления, расход жидкости и скорость истечения связаны уравнениями:

$$u = \phi \sqrt{2g\Delta H} \quad \text{или} \quad u = \phi \sqrt{2\Delta \frac{P}{\rho}};$$

$$Q = \phi f \sqrt{2g\Delta H} \quad \text{или} \quad Q = \phi f \sqrt{2\Delta \frac{P}{\rho}}.$$

Коэффициент скорости ϕ и коэффициент расхода μ связаны преобразованием $\mu = \phi \varepsilon$, в котором ε – коэффициент сжатия струи.

Высота вертикальной струи жидкости в условиях свободного падения в воздухе (рис. 1) определяется соотношениями:

$$Z = \frac{\Delta H}{1 + d\Delta H}, \quad \Delta H = \frac{u_0^2}{2g}; \quad d = \frac{0.00025}{d_0 + (10d_0)^3}.$$

Таблица 6

Значения ϕ , ε , μ для основных типов отверстий и насадок

Вид отверстия, насадки	ϕ	ε	μ
Отверстие в тонкой стенке при совершенном сжатии	0,64	0,97	0,62
Цилиндрический наружный насадок	1	0,82	0,82
Конический расходящийся насадок с углом конусности 0,1-0,13 рад	1	0,5	0,5
Конический сходящийся насадок с углом конусности 0,21-0,26 рад	1	0,94	0,94

Дальность полета l наклонной струи равна:

$$l = 1,6^3 \sqrt{\beta d_0 \cdot H^{2/3}} \text{ м.}$$

Угол β определяется между осью сопла и горизонталью (рис.2)

Сила воздействия струи на пластинку, нормально расположенную к ее оси (рис. 3), определяется по формуле:

$$F = \rho f_0 u^2.$$

При мгновенном перекрытии живого сечения трубопровода в нем резко повышается давление, это явление прямого гидравлического удара, при постепенном перекрытии живого сечения трубопровода возникает не прямой гидравлический удар. Повышение давления при прямом гидравлическом ударе определяется формулой Жуковского:

$$\Delta P_y = \rho \cdot u \cdot c, \quad c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{E_{жс}} + \frac{\rho d}{E_n \delta}}}.$$

Повышение ударного давления при не прямом гидравлическом ударе зависит от времени перекрытия живого сечения:

$$\square P_y = \rho \cdot u \cdot c \frac{\tau_\phi}{\tau_3}, \tau_\phi = \frac{4l}{c}.$$

Таблица 7

Значение модуля упругости для наиболее применяемых материалов

Материал трубопровода	Модуль упругости
Сталь	$2 \cdot 10^5$
Медь	$1,27 \cdot 10^5$
Латунь	$0,94 \cdot 10^5$
Алюминий	$0,7 \cdot 10^5$
Резина	2-6

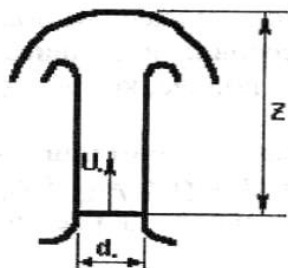


Рисунок 1. Вертикальная струя жидкости

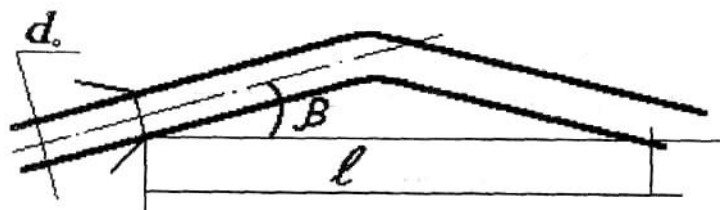


Рисунок 2. Наклонная струя жидкости

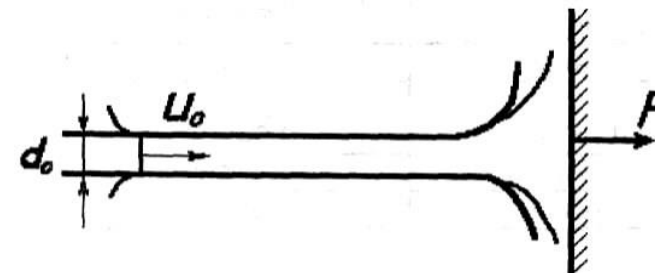


Рисунок 3. Удар струи

Основными параметрами, характеризующими с точки зрения гидравлики, работу насосов и гидродвигателей являются: мощность, давление, подача, коэффициент полезного действия.

Мощность, затрачиваемая насосом или потребляемая гидродвигателем равна:

$$N = M\omega = \frac{PQ}{\eta} = \frac{Q\gamma H}{\eta}$$

для гидродвигателя поступательного движения (силового цилиндра)

$$N = \frac{PQ}{\eta} = \frac{\rho \pi d_n^2 l}{\eta 4\tau},$$

где τ - время движения поршня за один ход;

l – длина хода поршня.

Коэффициент полезного действия для насосов и гидродвигателей можно применять в пределах 0,9-0,95.

Некоторые сведения о насосах, гидродвигателях и гидроаппаратуре выпускаемых отечественной промышленностью.

Гидравлический расчет завершается подбором основных элементов гидравлической системы, поэтому ниже приводятся некоторые сведения о насосах, гидродвигателях и гидроаппаратуре, выпускаемых отечественной промышленностью.

Таблица 8.

Поршневые насосы

Марка насоса	Подача м ³ /с	Давление нагнетания МПа	Число двойных ходов, мин	Мощность электродвигателя, кВт	Перекачиваемая жидкость
T-3/100 M	$0,83 \cdot 10^{-3}$	12	460	19	Вода до 100°C
T-1/200	$10,22 \cdot 10^{-3}$	20	290	1	Вода до 35°C
ХТ-4/25	$1,11 \cdot 10^{-3}$	5,5	200	7	Легкокипящие жидкости
ЭН/4/1	$6,94 \cdot 10^{-3}$	0,3	101	6	Вода, нефтепродукты
P-25/25	$2,78 \cdot 10^{-3}$	2,5	150	32	Вода, нефтепродукты

Таблица 9

Центробежные насосы

Марка насоса	Подача м ³ /с	Напор, м	Угловая скор. вала, рад/с	Мощность электродвигателя, кВт	Перекачиваемая жидкость
1,5 К-6	$3,6 \cdot 10^{-3}$	17	304	1,5	Вода
2К-6	$5,56 \cdot 10^{-3}$	31	304	4	Вода
3К-6	$12,5 \cdot 10^{-3}$	45	304	15	Вода
4К-6	$24,5 \cdot 10^{-3}$	87	304	55	Вода
6К-6	$45 \cdot 10^{-3}$	32,5	152	30	Вода

Все центробежные насосы, указанные в таблице могут кроме воды перекачивать другие химические нейтральные жидкости.

Таблица 10

Шестеренные насосы

Марка насоса	Подача, м ³ /с	Давление нагнетания, МПа	Угловая скорость вала, рад/с	Мощность на валу, кВт
НШ-10	$0,17 \cdot 10^{-3}$	10	115	2

НШ-32	$0,53 \cdot 10^{-3}$	10	115	5,9
НШ-46	$0,78 \cdot 10^{-3}$	10	115	8,6
НШ-67	$1,12 \cdot 10^{-3}$	10	115	14
Г11-11	$0,083 \cdot 10^{-3}$	0,5	152	0,12
Г11-22	$0,2 \cdot 10^{-3}$	2,5	152	0,9
Г11-23	$0,416 \cdot 10^{-3}$	2,5	152	1,6
Г11-24	$0,833 \cdot 10^{-3}$	2,5	252	2,9

Насосы марки Г11 предназначены для нагнетания чистого минерального масла в систему смазки станков, а насосы НШ- для нагнетания чистого минерального масла в гидросистемы тракторов и дорожно-строительных машин.

Таблица 11

Пластинчатые насосы

Марка насоса	Подача, м ³ /с	Давление нагнетания, МПа	Угловая скорость вала, рад/с	Мощность на валу, кВт
Г12-21	$0,13 \cdot 10^{-3}$	6,3	100	1,5
Г12-22	$0,3 \cdot 10^{-3}$	6,3	100	2,8
Г12-23	$0,58 \cdot 10^{-3}$	6,3	100	4,65
Г12-24	$1,16 \cdot 10^{-3}$	6,3	100	9,6
Г12-25	$2,32 \cdot 10^{-3}$	6,3	100	21,2

Пластинчатые насосы серии Г12 широко применяются для подачи чистого минерального масла в системах металлорежущих станков и прессов.

Таблица 12

Аксиально-поршневые гидродвигатели.

Тип гидродвигателя	Угловая скорость вала, рад/с	Расход жидкости, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Номинальный крутящий момент, Нм
Г15-21	105	$0,15 \cdot 10^{-3}$	5	6
Г15-22	105	$0,3 \cdot 10^{-3}$	5	12,5
Г15-23	105	$0,6 \cdot 10^{-3}$	5	25

Г15-24	105	$1,2 \cdot 10^{-3}$	5	50
Г15-25	105	$2,4 \cdot 10^{-3}$	5	100
Г15-26	105	$4,8 \cdot 10^{-3}$	5	200
11М-165	304	$0,43 \cdot 10^{-3}$	10	12
11М-2,5	152	$0,8 \cdot 10^{-3}$	10	42
11М-5	146	$1,7 \cdot 10^{-3}$	10	105
11М-10	146	$3,4 \cdot 10^{-3}$	10	200
11М-20	146	$6 \cdot 10^{-3}$	10	370
11М-30	100	$12 \cdot 10^{-3}$	10	740

Аксиально-поршневые гидродвигатели типов Г15 и 11М получили широкое распространение в машиностроении.

Таблица 13

Радиально-поршневые гидродвигатели

Тип гидродвигателя	Угловая скорость вала, рад/с	Расход жидкости, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Номинальный крутящий момент, Нм
МР-0,16/10	25	$0,64 \cdot 10^{-3}$	10	240
МР-0,25/10	25	$1,0 \cdot 10^{-3}$	10	380
МР-0,4/10	25	$1,2 \cdot 10^{-3}$	10	570
МР-1/10	14	$2 \cdot 10^{-3}$	10	1480
МР-2,5/10	10	$4 \cdot 10^{-3}$	10	3540
МР-10/10	4	$6,2 \cdot 10^{-3}$	10	15120

Гидродроссель представляет специальное местное сопротивление, снижающее давление в потоке рабочей жидкости.

Таблица 14

Крановый дроссель

Типоразмер дросселя	Номинальный расход, м ³ /с	Номинальное, МПа
Г77-31 В	$0,02 \cdot 10^{-3}$	12,5
Г77-31 Б	$0,05 \cdot 10^{-3}$	12,5
Г77-31 А	$0,08 \cdot 10^{-3}$	12,5
Г77 – 31	$0,13 \cdot 10^{-3}$	12,5

Г77 – 32 А	$0,2 \cdot 10^{-3}$	12,5
Г77 -32	$0,3 \cdot 10^{-3}$	12,5
Г77- 33	$0,6 \cdot 10^{-3}$	12,5
Г77- 3	$1,2 \cdot 10^{-3}$	12,5

Регулируемый гидроклапан предназначен для регулирования давления в потоке жидкости, а предохранительный – для предохранения гидросистемы от давления, превышающего допустимое.

Таблица 15

Гидроклапан

Типоразмер гидроклапана	Номинальный расход, м ³ /с	Номинальное, МПа
Г77-24	$1,2 \cdot 10^{-3}$	до 20
Г77-25	$2,35 \cdot 10^{-3}$	до 20
Г77 -26	$4,7 \cdot 10^{-3}$	до 20
Г77 – 27	$9,49 \cdot 10^{-3}$	до 20

Гидроклапан серии Г77 используется на минеральном масле, потери давления при нормальном расходе не более 0,02 МПа. Гидроклапаны могут использоваться как регулирующие и предохранительные.

Редукционные клапаны, предназначенные для поддержания постоянного давления отводимом от него потоке жидкости серии КР, имеют пределы настройки давления 1,5-15 МПа, минимальный допустимый перепад давления 1 МПа и номинальный расход: КР-12- $0,4 \cdot 10^{-3}$, КР-16 – $0,7 \cdot 10^{-3}$, КР-20 – $1,05 \cdot 10^{-3}$, КР-25 – $1,7 \cdot 10^{-3}$, КР-32 – $2,7 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Обратный гидроклапан – направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания жидкости только в одном направлении. При изменении направления потока подачи обратный клапан закрывается, прекращая подачу жидкости. Обратный клапан типа Г51-2 работает до давления 20 МПа.

Таблица 16

Обратный клапан

Типоразмер гидроклапана	Номинальный расход, м ³ /с	Потери давления, МПа не более
Г51-21	$0,13 \cdot 10^{-3}$	0,2
Г51-22	$0,3 \cdot 10^{-3}$	0,2
Г51-23	$0,6 \cdot 10^{-3}$	0,2
Г51-34	$1,2 \cdot 10^{-3}$	0,2
Г51-25	$2,4 \cdot 10^{-3}$	0,2
Г51-26	$4,7 \cdot 10^{-3}$	0,2
Г51-27	$9,4 \cdot 10^{-3}$	0,2

Гидрораспределитель – гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух и более гидролиниях.

Таблица 17

Гидрораспределитель типа Г74 – 1

Типоразмер дросселя	Номинальный расход, м ³ /с	Номинальное, МПа
Г74-12	$0,3 \cdot 10^{-3}$	0,3-8
Г74-13	$0,6 \cdot 10^{-3}$	0,3-8
Г74-14	$1,2 \cdot 10^{-3}$	0,3-8
Г74-16	$2,4 \cdot 10^{-3}$	0,3-8
МГ73 – 1	до $0,3 \cdot 10^{-3}$	до 12
40 МН	$4,2 \cdot 10^{-3}$	32
50 МН	$6,7 \cdot 10^{-3}$	32

Потери давления в гидрораспределителях типа Г74-1, МГ 73-1 не более 0,2 МПа. Гидрораспределитель Г74-1 четырехлинейный трехпозиционный с нормально замкнутыми гидролиниями на перелив и ручным управлением, МГ73-1 и МН – с управлением от электромагнитов. Гидрофильтры предназначены для отделения твердых частиц от рабочей жидкости, в гидравлических приводах машиностроения применяются, в основном, сетчатые фильтры.

Таблица 18

Гидрофильтры

Типоразмер фильтра	Рабочее давление, МПа	Перепад давлений, МПа	Пропускная способность, м ³ /с	Размер частиц, мм
0,05 С42-11	0,6	0,5	$2 \cdot 10^{-3}$	0,05
0,05 С42-12	0,6	0,5	$3 \cdot 10^{-3}$	0,05
0,05 С42-13	0,6	0,5	$8 \cdot 10^{-3}$	0,05
0,05 С42-14	0,6	0,5	$18 \cdot 10^{-3}$	0,05
0,08 С42-11	0,6	0,5	$2 \cdot 10^{-3}$	0,05
0,08 С42-12	0,6	0,5	$3 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,08 С42-13	0,6	0,5	$8 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,08 С42-14	0,6	0,5	$18 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,15 С42-14	0,6	0,5	$2 \cdot 10^{-3}$	0,15
0,15 С42-12	0,6	0,5	$3 \cdot 10^{-3}$	0,15
0,15 С42-13	0,6	0,5	$8 \cdot 10^{-3}$	0,15
0,15 С42-14	0,6	0,5	$18 \cdot 10^{-3}$	0,15
0,08 Г41-11	6,5	0,1	$0,05 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,08 Г41-12	6,5	0,1	$0,13 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,08 Г41-13	6,5	0,1	$0,3 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,08 Г41-14	6,5	0,1	$0,6 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,12 Г41-11	6,5	0,1	$0,08 \cdot 10^{-3}$	0,12
0,12 Г41-12	6,5	0,1	$0,2 \cdot 10^{-3}$	0,12
0,12 Г41-13	6,5	0,1	$0,4 \cdot 10^{-3}$	0,12
0,12 Г41-14	6,5	0,1	$0,8 \cdot 10^{-3}$	0,12
0,2 Г41-11	6,5	0,1	$0,13 \cdot 10^{-3}$	0,2
0,2 Г41-12	6,5	0,1	$0,3 \cdot 10^{-3}$	0,2
0,2 Г41-13	6,5	0,1	$0,6 \cdot 10^{-3}$	0,2
0,2 Г41-14	6,5	0,1	$1,2 \cdot 10^{-3}$	0,2

Гидрофильтры типа С42 и Г41 предназначены для установки, в основном, на сливных гидролиниях, в напорных: до 20 МПа по ГОСТ 16026-70 и до 16 МПа по ГОСТ 16027-70.

Расчет гидролиний.

Гидролинии бывают довольно сложные: имеются ответвления, изменяются диаметры труб и материал. Для удобства расчета гидролинии подразделяются на простые и сложные. Простая гидролиния – прямая труба постоянного диаметра. Сложные гидролинии имеют ответвления, однако любую сложную гидролинию можно представить как совокупность простых. Простая гидролиния гидравлически определена, если известны гидродинамические напоры или давления на ее концах, диаметр и расход жидкости. На практике встречаются три задачи о простой гидролинии: в первой требуется найти потери удельной энергии, во второй – диаметр, в третьей – расход жидкости.

Потери удельной энергии в простой горизонтальной линии можно найти из уравнения Бернулли (рис 4):

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + \Delta H;$$

где вследствие постоянства расхода $G = u_1 f_1 = u_2 f_2 = \text{const}$ и постоянства диаметра, т.е. равенства площадей f_1 и f_2 , члены уравнения $\frac{u_1^2}{2g}$ и $\frac{u_2^2}{2g}$ равны; а вследствие горизонтальности

убы равны z_1 и z_2 . Тогда $\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \Delta H$ или $H_1 - H_2 = \Delta H$, тр

при этом необходимо иметь в виду, что потери удельной энергии ΔH представляют сумму потерь удельной энергии по длине и в местных сопротивлениях, т.е.

$$\Delta H = \Delta H_l + \Delta H_\zeta.$$

Первая задача о простой гидролинии.

Дано: расход жидкости, диаметр трубы, длина трубы, температура жидкости напор в начале гидролинии, гидролиния горизонтальная, местных сопротивлений нет. Определить напор в конце гидролинии.

Расчет ведется по схеме:

$$d \parallel \parallel \xrightarrow{f = \frac{\pi d^2}{4}} \parallel \xrightarrow{u = \frac{Q}{f}} \parallel \xrightarrow{\text{Re} = \frac{ud}{v}} \parallel \xrightarrow{\lambda = 0.11 \left(\frac{K_\zeta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25}} \parallel \xrightarrow{\Delta H_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g}} \parallel \xrightarrow{H_1 + \Delta H_l = H_2} \parallel$$

В первой задаче диаметр трубы может быть не задан, тогда эта задача гидравлически не определена. В этом случае, пользуясь рекомендациями по выбору оптимальных значений скорости, значение скорости принимают и задачу решают по схеме:

$$u \parallel \parallel \xrightarrow{f = \frac{Q}{u}} \parallel \xrightarrow{d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}} \parallel \xrightarrow{\text{Re} = \frac{ud}{v}} \parallel \xrightarrow{\lambda = \frac{64}{\text{Re}}} \parallel$$

или

$$\parallel \parallel \parallel \xrightarrow{\lambda = 0.11 \left(\frac{K_\zeta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25}} \parallel \xrightarrow{\Delta H_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g}} \parallel \xrightarrow{H_1 + \Delta H_l = H_2} \parallel$$

Вторая задача о простой гидролинии.

Дано: расход жидкости, длина трубы, жидкость, температура жидкости, напор в начале и конце гидролинии, гидролиния горизонтальная, местных сопротивлений нет.

Определить диаметр трубы.

Расчет можно вести одним из трех способов: способ попыток, способ последовательных приближений, графическим способом. Рассмотрим графический способ определения диаметра трубы.

Принимаем любое значение d_1 и определяем ΔH_l по схеме:

$$d_1 \parallel \parallel \xrightarrow{f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}} \parallel \xrightarrow{u_1 = \frac{Q}{f_1}} \parallel \xrightarrow{\text{Re} = \frac{u_1 d_1}{v}} \parallel \xrightarrow{\lambda_1 = \frac{64}{\text{Re}}} \parallel$$

или $\parallel \parallel \parallel \xrightarrow{\lambda_1 = 0.11 \left(\frac{K_\zeta}{d_1} + \frac{68}{\text{Re}_1} \right)^{0.25}} \parallel \xrightarrow{\Delta H_{l1} = \lambda_1 \frac{l}{d_1} \frac{u_1^2}{2g}} \parallel \xrightarrow{H_1 + \Delta H_{l1} = H_2} \parallel$. 24

Далее принимаем значение d_2 ; d_3 ; d_4 ; d_5 и определяем ΔH_2 ; ΔH_3 ; ΔH_4 ; ΔH_5 таким образом, чтобы $\Delta H_2 - \Delta H_1 = \Delta H$ находилось между полученными значениями ΔH_i , т.е. $\Delta H_1 < \Delta H < \Delta H_5$ или $\Delta H_1 > \Delta H > \Delta H_5$. по полученным данным ΔH_i и d_i смотрим график $\Delta H_i = \psi(d_i)$ (рис. 5) и на нем откладываем $\Delta H = H_2 - H_1$ находим искомое значение d .

Третья задача о простой гидролинии

Дано: диаметр трубы, длина трубы, жидкость, температура жидкости, напор в начале и конце гидролинии, гидролиния горизонтальная, местных сопротивлений нет.

Определить расход жидкости.

Решаем задачу графическим способом.

Принимаем любое значение Q_1 и определяем ΔH_1 по схеме:

$$d_1 \parallel \parallel \xrightarrow{f = \frac{\pi d^2}{4}} Q \parallel \parallel \xrightarrow{\mu_1 = \frac{Q_1}{f}} u_1 \parallel \parallel \xrightarrow{Re = \frac{u_1 d}{\nu}} Re \parallel \parallel \rightarrow \text{или} \quad \lambda_1 = \frac{64}{Re}$$

$$\parallel \parallel \parallel \parallel \parallel \parallel \xrightarrow{\lambda_1 \approx 0.11 \left(\frac{Kz}{d_1} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}} \lambda \parallel \parallel \parallel \rightarrow \square H_1 = \lambda_1 \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g}$$

Далее принимаем значения Q_2 ; Q_3 ; Q_4 ; Q_5 и определяем ΔH_2 ; ΔH_3 ; ΔH_4 ; ΔH_5 .

Таким образом, чтобы $H_1 - H_2 = \square H$, находилось между полученными значениями ΔH_i , т.е. $\Delta H_1 < \Delta H < \Delta H_5$ или $\Delta H_1 > \Delta H > \Delta H_5$. по полученным данным ΔH_i и Q_i смотрим график $\Delta H_i = \psi_1(Q_i)$ (рис. 6) и на нем откладываем $\Delta H = H_2 - H_1$ находим искомое значение Q .

ζ

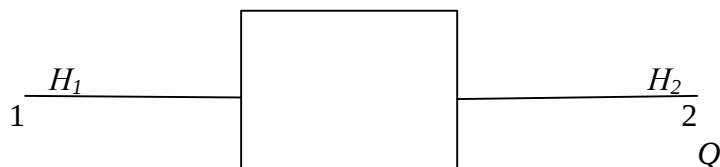


Рисунок 4. Простая гидролиния

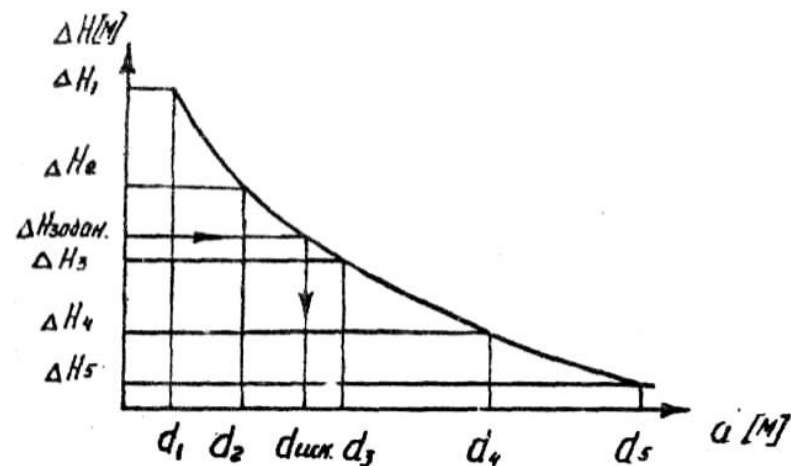


Рисунок 5. Определение диаметра трубы графическим способом

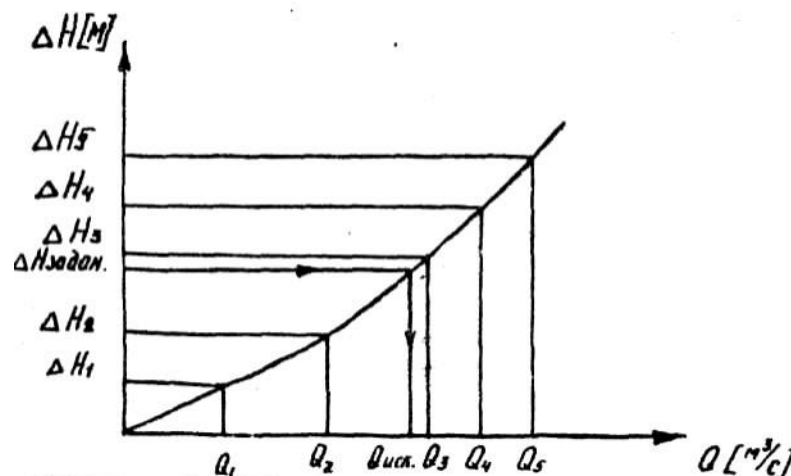


Рисунок 6. Определение расхода жидкости графическим способом

Простое разветвление гидролиний.

Гидролиния с простым разветвлением показана на рисунке 7. энергия по схеме переносится из точки 1, к точкам 3 и 4, т.е. в точке 1 находится источник

энергии, а точках 3 и 4 – потребители. Параметры потребителей обычно задаются: расходы жидкостей Q_3 и Q_4 , гидродинамические напоры $\square H_\zeta$ и H_4 . из конструктивных соображений обычно бывают известны l_{12} , l_{23} , l_{24} , а из условий эксплуатации – носитель энергии (рабочая жидкость) в точке 1, гидродинамический напор в точке 1, диаметр труб.

Решение начинается с разбивки сложной гидролинии на простые; в данном случае ими будут участки 12, 23, 24.

Расход жидкости на участке 12 определяется как сумма расходов на участках 23 и 24:

$$Q_{12} = Q_{23} + Q_{24}.$$

Гидродинамический напор в точке 1 можно определять двояко

$$H_1 = H_3 + \Delta H_{23} + \Delta H_{12} \text{ или } H_1 = H_4 + \Delta H_{23} + \Delta H_{12};$$

где $H_3 + \Delta H_{23}$ и $H_4 + \Delta H_{24}$ равны H_2 .

Таким образом, для определения H_1 необходимо сначала вычислить потери ΔH_{23} или ΔH_{24} и ΔH_{12} . Расчет начинают с ветви, где конечное значение гидродинамического напора больше. Допустим $H_3 > H_4$. задача по определению потерь в ветви 23 сводится к первой задаче о простой гидролинии, которая гидравлически не определена, поскольку известен расход, но не известны диаметр труб и скорость движения жидкости. Поэтому на ветви 23 принимают оптимальное значение скорости и решают задачу. Аналогично, задаваясь скоростью, можно определить потери и диаметр на участке 12 ΔH_{12} и тем самым найти задают потери удельной энергии на участке 24:

$$H_2 - H_4 = \square H_{24}.$$

Таким образом, для участка 24 приходится решать вторую задачу о простой гидролинии и находить диаметр трубы удовлетворяющий Q_4 и H_{24} .

Параллельное соединение гидролиний

Рассмотрим сложную гидролинию, имеющую параллельное соединение (рисунок 8). Разобьем сложную гидролинию на простые: участки 12, 34, I, II, III.

Исходные данные для расчета следующие: потери гидродинамического напора в ветвях ΔH_I , ΔH_{II} , ΔH_{III} ; расходы в ветвях Q_I , Q_{II} , Q_{III} ; длины труб l_I , l_{II} , l_{III} , l_{12} , l_{34} ; рабочая жидкость, условия эксплуатации, гидродинамический напор в точке 4.

Необходимо определить: гидродинамический напор в точках 1, 2, 3, расход жидкости на участках 12 и 34; диаметры.

Определяем расход жидкости на участках 12 и 34, как сумма расходов в ветвях I, II, III

$$Q_{12} = Q_{34} = Q_I + Q_{II} + Q_{III}.$$

Гидродинамический напор в точке I определяется как сумма гидродинамического напора в точке 4 и потерь на участках 34, I, или II, или III и 12, т.е.:

$$H_I = H_4 + \Delta H_{34} + \Delta H_I + \Delta H_{12};$$

$$H_I = H_4 + \Delta H_{34} + \Delta H_{II} + \Delta H_{12};$$

$$H_I = H_4 + \Delta H_{34} + \Delta H_{III} + \Delta H_{12}.$$

Поэтому задача сводится к определению потерь удельной энергии и диаметров.

Расчет начинают с участка 34, здесь решают первую задачу принимая оптимальные значения скорости аналогично поступают с любым из расходов I, II, III и, далее, с участком 12. а затем определяют H_I . При параллельном соединении гидролиний потери удельной энергии на любой из ветвей будут равны, т.е. $\Delta H_I = \Delta H_{II} = \Delta H_{III}$. Поэтому если в предшествующем расчете фигурировала I ветвь и для нее определены потери удельной энергии, то автоматически определяются потери и для двух других ветвей.

Таким образом в ветвях II и III будут известны потери удельной энергии и расходы жидкости, а определяется диаметр трубы т.е. решается вторая задача о простой гидролинии.

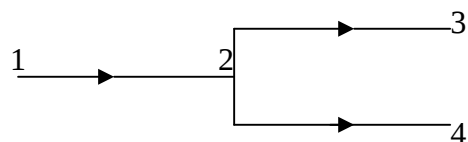


Рисунок 7. Простое разветвление гидролинии

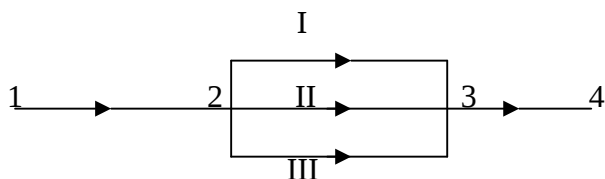


Рисунок 8. Параллельное соединение гидролиний

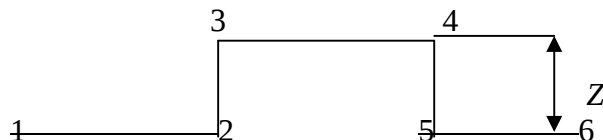


Рисунок 9. Гидролиния

Гидролиния с непрерывной раздачей жидкости

Гидролиния с непрерывной раздачей жидкости – это, например, труба с многочисленными отверстиями по длине. В трубу входит расход Q , через отверстие в стенке трубы части жидкости расходом Q_n выливается наружу, образуя путевой расход. Остальная жидкость выходит в конце трубы, образуя транзитный расход Q_{mp} .

Предполагается, что путевой расход равномерно распределен по длине трубы, т.е. $\Delta Q_n / \Delta l_{12} = \text{const}$.

Потеря удельной энергии по длине в такой гидролинии определяется следующим образом: $\square H_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{u_{расч}^2}{2g}$;

$$u_{расч} = \frac{4Q_{расч}}{\pi d^2}; \quad Q_{расч} = Q_{тр}^2 + Q_{тр} Q_n + \frac{Q_n^2}{3}.$$

Если транзитный расход равен нулю $Q_{mp}=0$, тогда

$$Q_{расч}^2 = \frac{1}{3} Q_n^2, \quad \text{а} \quad \square H_l = \frac{1}{3} \lambda \frac{l}{d} \frac{Q_n^2 16}{2g \pi^2 g^4}.$$

Построение напорной, пьезометрической и геометрической линий.

Для наглядного представления гидравлических явлений в напорных трубопроводах, а также для некоторых расчетов строят напорную, пьезометрическую и геометрическую линии. Напорная линия графически представляет изменение полной удельной энергии жидкости направлении ее движения, пьезометрическая линия – потенциальной удельной энергии, а геометрическая – взаимное расположение живых сечений по вертикали.

На рисунке 9 представлена гидролиния, для которой необходимо построить напорную, пьезометрическую и геометрическую линии. Гидролиния постоянного диаметра, с расходом жидкости Q , на напор в точке 6 H_6 , длины участков $l_{12}, l_{23}, l_{34}, l_{45}, l_{56}$. расчетом (смотрите выше) можно определить H_1, H_2, H_3, H_4, H_5 и $\Delta H_{12}, \Delta H_{23}, \Delta H_{34}, \Delta H_{45}, \Delta H_{56}$, потери в местных сопротивлениях ΔH_3 (на поворотах), скоростную высоту $H_c = \frac{u^2}{2g}$. Мысленно вытягиваем

гидролинию в прямую линию и откладываем вдоль образовавшейся горизонтальной оси расстояние l между точками $l_{12}, l_{23}, l_{34}, l_{45}, l_{56}$ (рисунок 10). По вертикали в точках 1, 2, 3, 4, 5, 6 откладываем значения Z и, соединив их окончания, получим геометрическую линию. Для построения напорной линии в точке 1 по вертикали

откладываем H_1 и от H_1 проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, проведенной из точки 2. От точки пересечения a выше откладываем ΔH_{12} получаем точку H_2 , точку a и H_2 соединяем прямой линией. Далее, от точки H_2 вниз откладываем ΔH_3 потери в угольнике, в результате имеет точку H_2^1 . линия $a H_2 H_2^1$ и есть напорная линия. На участке 12. аналогичное построение ведут для других участков, принимая последнюю точку предыдущего участка за первую для последующего.

Пьезометрическая линия пройдет ниже напорной на величину скоростной высоты $H = \frac{u^2}{2g}$ и параллельно ей.

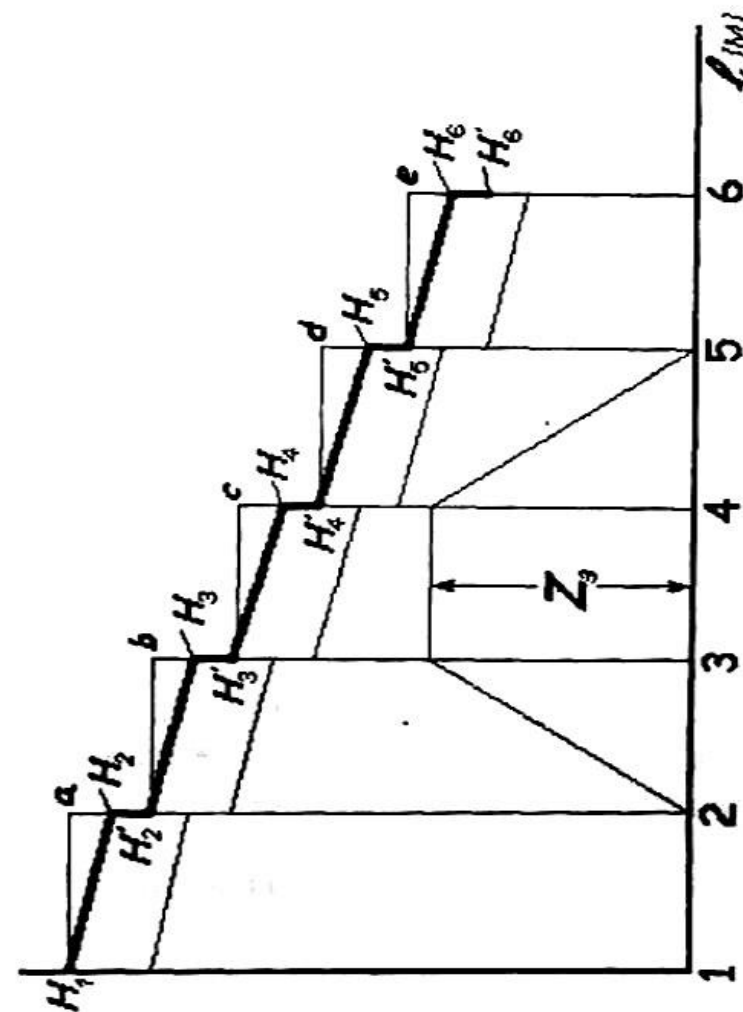
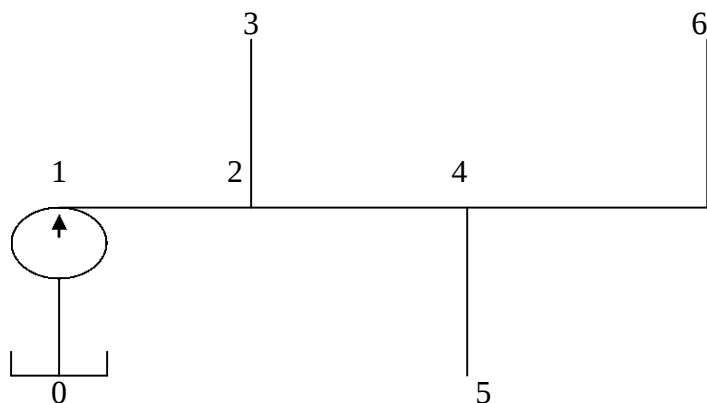


Рисунок 10. Напорная, пьезометрическая и геометрическая линии

Задание 1 Сложная гидролиния с насосом



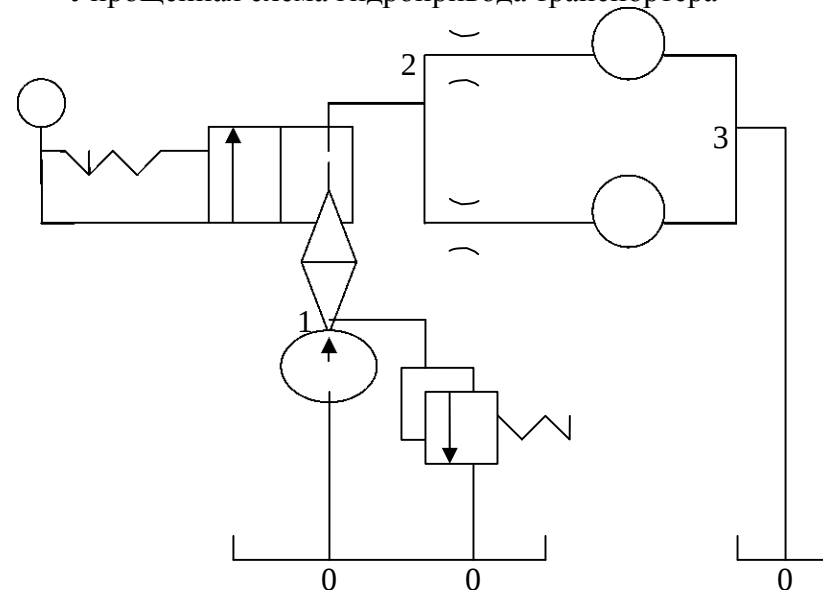
Насос из бака 0 подает воду при температуре в точки потребления 3, 5, 6.

Исходные данные

Вариант	$l_{01}, \text{м}$	$l_{23}, \text{м}$	$l_{24}, \text{м}$	$l_{45}, \text{м}$	$l_{46}, \text{м}$	$H_6, \text{м}$	$H_5, \text{м}$	$H_3, \text{м}$	$Q_6, \text{м}^3/\text{с}$	$Q_5, \text{м}^3/\text{с}$	$Q_3, \text{м}^3/\text{с}$	$t, \text{с}$
1	1,0	1,5	1,0	1,5	2,0	2	2	2	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$	4
2	0,5	1,5	0,2	1,5	3,0	3	3	3	$1,0 \times 10^{-4}$	1×10^{-4}	$2,8 \times 10^{-4}$	10
3	0,75	1,2	0,6	1,3	2,5	4	4	4	$1,5 \times 10^{-4}$	$1,5 \times 10^{-4}$	$1,5 \times 10^{-4}$	20
4	1,5	0,8	0,7	0,9	1,5	5	5	5	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$	$2,5 \times 10^{-4}$	30
5	1,2	0,7	0,8	1,0	1,0	2	3	4	3×10^{-4}	3×10^{-4}	3×10^{-4}	40
6	1,0	1,0	0,9	0,6	2,4	3	4	2	3×10^{-4}	2×10^{-4}	1×10^{-4}	50
7	0,6	1,0	1,0	1,2	1,8	4	2	3	1×10^{-4}	3×10^{-4}	2×10^{-4}	40
8	0,2	1,1	1,2	1,3	2,2	2	3	5	2×10^{-4}	1×10^{-4}	3×10^{-4}	30
9	10,45	1,6	1,3	1,4	1,2	5	2	3	$1,5 \times 10^{-4}$	2×10^{-4}	$2,5 \times 10^{-4}$	20
10	0,8	1,3	1,4	1,5	1,6	3	5	2	$2,5 \times 10^{-4}$	$1,5 \times 10^{-4}$	2×10^{-4}	10

Определить тип насоса, мощность, напор и подачу насоса, диаметры гидролинии, ударное повышение давление в ветви 45, построить пьезометрическую и напорную линии для ветви 1245. Подобрать насос.

Задание 2 Упрощенная схема гидропривода транспортера



Насос из бака 0 подает жидкость через фильтр и распределитель к двум гидродвигателям I и II. При другом положении распределителя вся жидкость сливается через предохранительный клапан в бак.

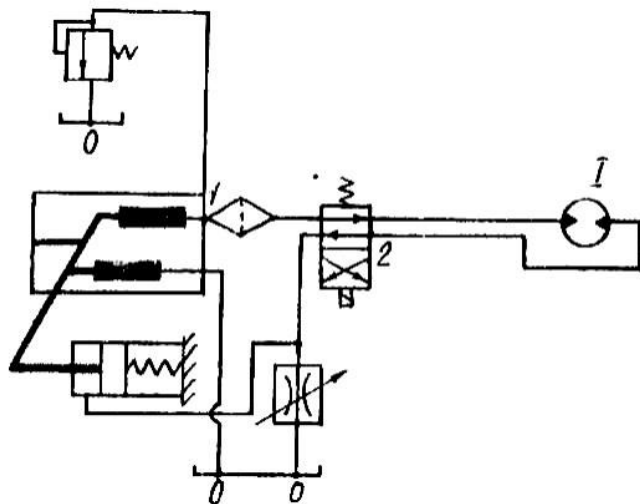
Исходные данные

Вариант	$l_{01}, \text{м}$	$l_{12}, \text{м}$	$l_{23}, \text{м}$	$l_{24}, \text{м}$	$l_{30}, \text{м}$	$M_I = M_{II}, \text{Нм}$	$\omega, \text{рад/с}$	$Q_I = Q_{II}, \text{м}^3/\text{с}$	ζ_I	ζ_{II}	$t, \text{с}$	Жидкость
1	0,1	0,8	1	4	0,6	200	6	1×10^{-4}	15	15	30	АМГ-10
2	0,2	0,4	2	3	0,8	220	5	2×10^{-4}	15	15	40	МВЦ
3	0,3	0,8	3	5	1,0	160	4	$0,8 \times 10^{-4}$	20	20	30	Индустриальное 12
4	0,1	0,4	1	4	1,2	180	4	$2,5 \times 10^{-4}$	25	25	40	Индустриальное 20
5	0,2	0,8	2	3	1,4	240	5	3×10^{-4}	30	30	50	Веретенное АУ
6	0,3	0,4	5	2	0,6	200	6	1×10^{-4}	22	22	60	Трансформаторное
7	0,1	0,8	3	5	0,8	160	4	2×10^{-4}	40	40	50	Веретенное АУ
8	0,2	0,4	4	1	1,0	240	5	$0,8 \times 10^{-4}$	35	35	60	АМГ – 10
9	0,3	0,8	3	2	1,4	180	6	$2,5 \times 10^{-4}$	34	34	30	МВП
10	0,1	0,4	1	5	1,4	220	5	3×10^{-4}	34	34	40	Трансформаторно

Определить тип насоса, подобрать гидроаппаратуру. рассчитать мощность, подачу, давление насоса, диаметры гидролиний, ударное повышение давления в ветви 03, перепад давлений на клапане. Построить напорную линию. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание 3

Гидропривод с объемным регулированием скорости



Жидкость из бака 0 подается насосом через фильтр и распределитель к гидромотору и, далее, через дроссель на слив. При регулировке дросселя изменяется давление перед ним, это давление передается в регулятор, который изменяет наклон шайбы аксиально-поршневого насоса. В случае перегрузки гидросистемы срабатывает предохранительный клапан.

Исходные данные

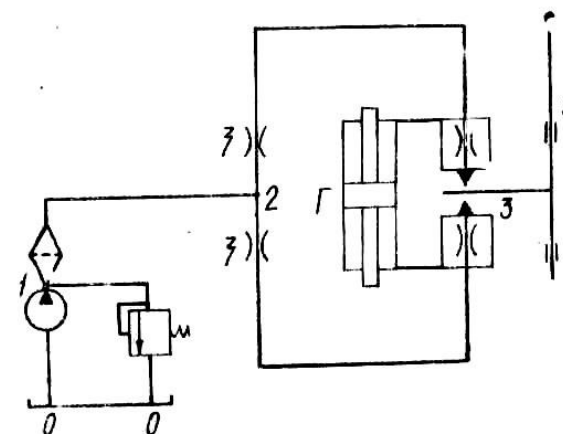
Вариант	$l_{01},$ м	$l_{12},$ м	$l_{20},$ м	$P_p,$ МПа	$M_p,$ Нм	$t, ^\circ\text{C}$	$\omega,$ рад/с	Жидкость
1	1,0	2,0	0,8	2	50	50	10	АМГ-10
2	0,8	2,5	0,7	3	80	60	8	МВП
3	0,6	3,0	0,6	4	60	40	16	Индустриальное 12

4	0,4	3,0	0,5	2	160	30	14	АМГ-10
5	0,2	2,5	0,4	3	200	20	12	Веретенное АУ
6	0,3	2,0	0,3	4	240	30	5	АМГ-10
7	0,5	2,5	0,2	2	260	40	4	МВП
8	0,7	3,0	0,4	3	300	50	8	Индустриальное 12
9	0,9	2,5	0,5	4	120	60	18	АМГ-10
10	1,0	2,0	0,6	2	180	40	10	МВП

Определить тип насоса, подобрать гидроаппаратуру. Рассчитать мощность, подачу, давление насоса, диаметры гидролиний, ударное повышение давления в ветви 12, перепад давлений на клапане. Построить напорную линию. При работе задаться величиной потерь удельной энергии в гидросистеме. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание 4

Гидроусилитель типа сопло – заслонка



Насос из бака 0 подает жидкость через фильтр к соплам 3. Перемещением заслонки одно из сопел может быть перекрыто, в результате чего в гидроцилиндре Г возникнет перепад давлений. Результирующая сил, действующих слева и справа от поршня гидроцилиндра, и будет воздействовать на рабочие органы.

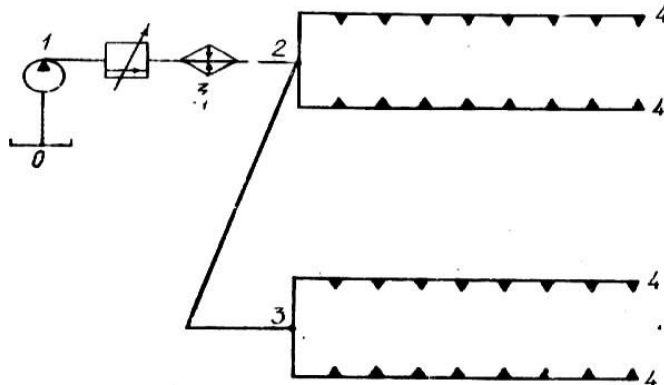
Исходные данные

Вариант	$l_{01}, м$	$l_{12}, м$	$l_{23}, м$	$d_0, м$	$F_0, Н$	$f_n, м^2$	Жидкость
1	0,5	1,6	0,5	2×10^{-3}	10	12×10^{-4}	АМГ-10
2	0,6	1,7	0,4	3×10^{-3}	8	16×10^{-4}	МВП
3	0,7	1,8	0,3	4×10^{-3}	12	18×10^{-4}	АМГ-10
4	0,8	1,9	0,4	4×10^{-3}	9	20×10^{-4}	МВП
5	0,9	1,6	0,5	3×10^{-3}	11	22×10^{-4}	индустриальное
6	1,0	2,0	0,5	2×10^{-3}	13	25×10^{-4}	веретенное
7	1,1	2,1	0,4	2×10^{-3}	10	28×10^{-4}	индустриальное
8	1,2	2,2	0,6	3×10^{-3}	15	30×10^{-4}	веретенное
9	1,3	2,4	0,6	4×10^{-3}	21	32×10^{-4}	АМГ-10
10	1,4	2,6	0,2	4×10^{-3}	16	35×10^{-4}	МВП

Определить усилие на поршне гидроцилиндра. Определить тип насоса, подобрать гидроаппаратуру. Рассчитать мощность, подачу, давление насоса, диаметры гидролиний, ударное повышение давления, перепад давлений на клапане. Построить напорную линию. При нейтральном положении заслонки. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание 5

Гидросистема моечной машины



Насос из бака О подает жидкость через регулятор, калорифер к трубам с равномерной раздачей жидкости по пути.

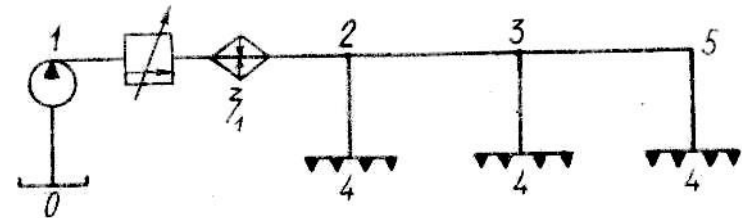
Исходные данные

Вариант	$l_{01}, м$	$l_{12}, м$	$l_{23}, м$	$l_{24}, м$	$d_0, м$	$P_0, Па$	$n, шт.$	ζ_1	Жидкость
1	0,4	1,5	2	1,0	3×10^{-3}	1×10^4	100	10	вода
2	0,3	1,6	2,1	1,2	4×10^{-3}	2×10^4	120	18	бензин
3	0,2	1,7	1,9	0,8	5×10^{-3}	3×10^4	140	16	керосин
4	0,5	1,8	1,8	1,1	6×10^{-3}	4×10^4	160	15	вода
5	0,6	1,9	2,2	0,9	5×10^{-3}	5×10^4	140	17	бензин
6	0,7	2,0	1,6	1,0	4×10^{-3}	6×10^4	120	19	керосин
7	0,8	2,2	1,5	1,1	5×10^{-3}	7×10^4	100	14	вода
8	0,9	2,4	1,4	1,2	6×10^{-3}	8×10^4	900	15	бензин
9	0,1	2,3	1,3	0,9	5×10^{-3}	9×10^4	800	16	керосин
10	0,2	2,5	2,1	0,8	4×10^{-3}	10×10^4	100	18	вода

Определить мощность, подачу, давление насоса, диаметры трубопроводов, ударное повышение давления в точке 1, построить пьезометрическую и напорную линии для ветви 01234. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание 6

Гидросхема моечной машины с душевыми головками



Насос из бака 0 подает жидкость через регулятор, калорифер к душевным головкам.

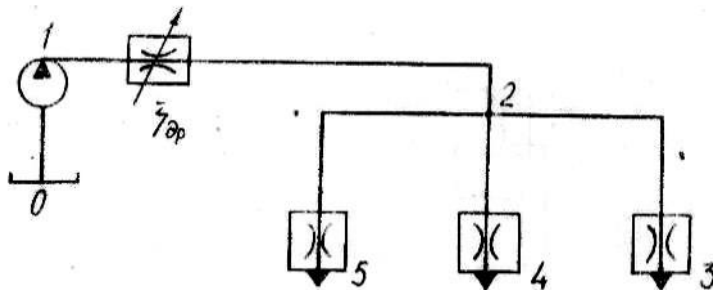
Определить мощность, подачу, давление насоса, диаметр трубопроводов, ударное повышение давления в точке 1, построить пьезометрическую и напорную линии для ветви 012354. Подобрать элементы гидросистемы.

Исходные данные

Вариант	$l_{01}, м$	$l_{12}, м$	$l_{23}, м$	$l_{24}, л_{34}, м$	$l_{354}, м$	$d_0, м$	$P_0, Па$	$n, шт$	ζ_l	Жидкость
1	0,5	1,0	1,0	0,8	2,4	4×10^{-3}	10^5	120	16	вода
2	0,4	1,1	1,2	1,0	2,6	3×10^{-3}	$0,9 \times 10^5$	130	17	бензин
3	0,3	1,2	1,4	1,2	2,8	5×10^{-3}	$0,8 \times 10^5$	140	18	керосин
4	0,2	1,3	1,6	0,7	3,0	6×10^{-3}	$0,7 \times 10^5$	150	19	вода
5	0,1	1,4	1,8	0,9	2,5	5×10^{-3}	$0,6 \times 10^5$	120	10	бензин
6	0,2	1,5	2,0	1,1	2,7	4×10^{-3}	$0,5 \times 10^5$	130	9,5	керосин
7	0,3	1,6	1,1	1,3	2,0	3×10^{-3}	$0,4 \times 10^5$	140	8,5	вода
8	0,4	1,7	1,3	1,0	3,1	4×10^{-3}	$0,5 \times 10^5$	150	7,5	Бензин
9	0,5	1,8	1,5	1,5	2,2	5×10^{-3}	$0,6 \times 10^5$	120	6,5	керосин
10	0,6	1,9	1,7	0,8	2,3	6×10^{-3}	$0,7 \times 10^5$	140	5,5	вода

Задание 7

Гидросхема с брандспойтами



Насос из бака О подает жидкость через регулятор к брандспойтам.

Исходные данные

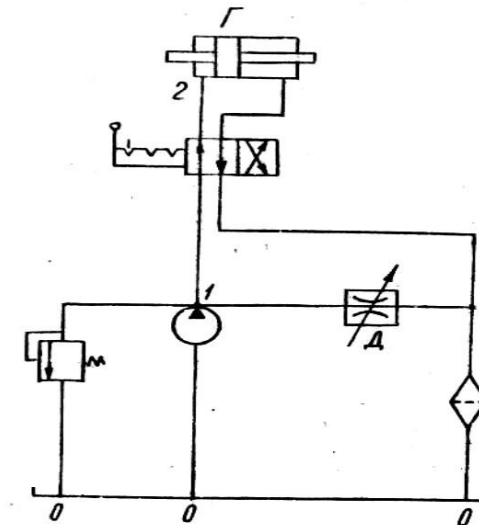
Вариант	$l_{01}, м$	$l_{12}, м$	$l_{23}, м$	$l_{24}, м$	$l_{25}, м$	$d_0, м$	$l_0, м$	$\beta, рад.$	$\zeta_{др.}$
1	0,1	2	1	0,8	2,0	20×10^{-3}	8	0,4	3
2	0,2	2,4	1,2	0,6	2,5	18×10^{-3}	10	0,5	2
3	0,3	2,6	1,1	0,7	3,0	16×10^{-3}	12	0,6	5
4	0,4	2,8	1,4	0,9	3,5	15×10^{-3}	12	0,7	4
5	0,5	3,0	1,3	0,8	4,0	25×10^{-3}	14	0,8	2,5

6	0,1	3,2	1,6	0,6	4,5	24×10^{-3}	10	0,7	3,5
7	0,2	3,4	1,5	0,7	5,0	26×10^{-3}	8	0,6	4,5
8	0,3	3,6	1,1	0,9	5,5	22×10^{-3}	12	0,5	2,8
9	0,4	3,8	1,2	1,0	6,0	20×10^{-3}	14	0,4	3,6
10	0,5	4	1,3	1,2	6,5	18×10^{-3}	10	0,8	4,2

Определить мощность, подачу, давление насоса, диаметр трубопроводов, ударное повышение давления в точке 1, построить пьезометрическую и напорную линии для ветви 0123. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание 8

Гидросхема с параллельно включенным дросселем.



Насос при закрытом дросселе Д подает жидкость в гидроцилиндр и, далее, жидкость через фильтр сливается в бак, при этом скорость поршня гидроцилиндра максимальна. При полностью открытом дросселе Д только часть жидкости, подаваемой насосом, проходит в гидроцилиндр, в этом случае скорость движения поршня будет максимальной. Предохранительный клапан предохраняет гидросистему от перегрузок.

Исходные данные

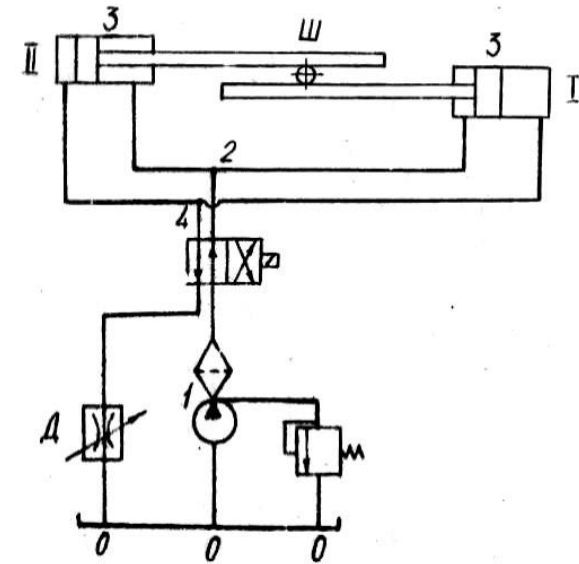
Вариант	$l_{01};$ l_{13} м	$l_{12},$ м	$l_{23},$ м	$l_{30},$ м	$U_{max},$ м/с	$U_{min},$ м/с	$f_n,$ м ²	$F_n,$ Н	Жидкость
1	0,4	2,0	2,8	0,6	1,0	0,01	10×10^{-4}	600	АМГ-10
2	0,5	2,1	3,0	0,7	1,2	0,02	20×10^{-4}	700	МВП
3	0,6	2,0	2,5	0,5	1,4	0,03	12×10^{-4}	800	Индустриальное
4	0,7	2,1	2,8	0,4	1,6	0,04	18×10^{-4}	900	веретенное
5	0,8	2,2	3,3	0,8	1,8	0,05	14×10^{-4}	500	АМГ-10
6	0,9	2,3	3,5	0,3	2,0	0,06	16×10^{-4}	600	МВП
7	1,0	2,2	3,6	0,6	1,1	0,07	20×10^{-4}	700	Индустриальное
8	0,9	2,3	2,8	0,8	1,3	0,08	18×10^{-4}	800	веретенное
9	0,8	2,4	2,8	0,7	1,5	0,09	16×10^{-4}	900	АМГ-10
10	0,7	2,5	3,0	0,5	1,7	0,05	14×10^{-4}	1000	МВП

Определить тип насоса, подобрать гидроаппаратуру. Рассчитать мощность, подачу давления насоса, диаметры гидролиний, ударное повышение давления в точке 1, перепад давлений на клапане. Построить напорную линию. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание 9

Гидросхема с синхронизаторами

Насос при открытом дросселе Д из бака 0 подает жидкость через фильтр и распределитель к гидроцилиндрам, штоки которых выполнены в виде зубчатых реек охватывающих шестерню Ш. Синхронизация движения штоков происходит при помощи шестерни. Дросселем регулируется скорость вращения шестерни за счет перелива части жидкости через переливной клапан.



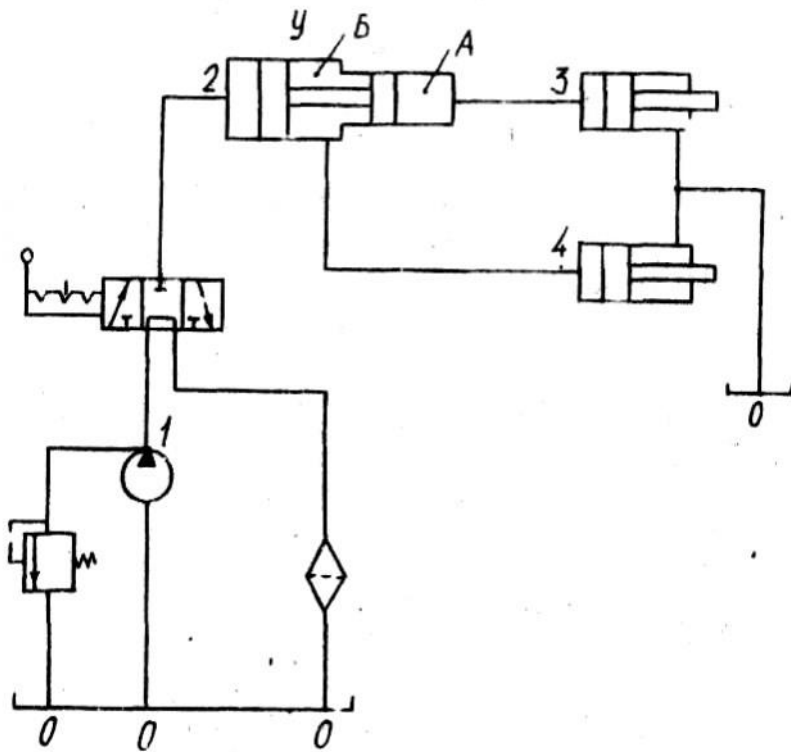
Исходные данные

Вариант	$l_{01},$ м	$l_{12},$ м	$l_{23},$ м	$l_{31},$ м	$l_{32},$ м	$l_{33},$ м	$l_{40},$ м	$f_1,$ м ²	$f_2,$ м ²	$F_1,$ Н	$F_2,$ Н	$Q_1,$ м ³ /с	Жидкость
1	0,2	1,2	0,5	1,5	0,6	1,7	1,5	5×10^{-4}	20×10^{-4}	200	300	2×10^{-4}	АМГ-10
2	0,3	1,1	0,6	1,8	0,8	1,8	1,6	10^{-3}	16×10^{-4}	250	320	3×10^{-4}	МВП
3	0,2	1,4	0,4	1,3	1,0	1,4	1,2	$1,5 \times 10^{-4}$	13×10^{-4}	400	180	4×10^{-4}	Индустриальное
4	0,3	1,3	0,8	1,6	0,2	2,0	1,4	$1,1 \times 10^{-4}$	11×10^{-4}	600	800	5×10^{-4}	веретенное
5	0,2	1,6	0,6	1,9	0,4	1,6	1,3	8×10^{-4}	9×10^{-4}	500	200	6×10^{-4}	Трансформаторное
6	0,3	1,5	0,5	1,2	0,6	2,2	1,8	10×10^{-4}	7×10^{-4}	400	700	5×10^{-4}	АМГ-10
7	0,2	1,8	0,7	1,8	0,8	1,5	1,5	14×10^{-4}	5×10^{-4}	700	500	4×10^{-4}	МВП
8	0,3	1,7	0,9	1,4	0,5	1,8	1,6	16×10^{-4}	4×10^{-4}	600	220	3×10^{-4}	Индустриальное
9	0,2	1,9	0,2	1,3	0,4	1,6	1,3	20×10^{-4}	2×10^{-4}	310	480	2×10^{-4}	веретенное
10	0,3	2,0	1,0	1,7	0,6	1,3	1,8	15×10^{-4}	8×10^{-4}	450	280	1×10^{-4}	Трансформаторное

Определить тип, мощность и напор насоса, диаметры гидролиний, ударное повышение давлений, построить напорную линию. Подобрать элементы гидросистемы.

Задание10

Гидросхема с синхронизатором



Насос из бака О через распределитель подает жидкость в гидроусилитель У и, далее, из гидроусилителя жидкость поступает в гидроцилиндры. Синхронизация достигается одновременной подачей жидкости из полости А и В в гидроцилиндры 3 и 4.

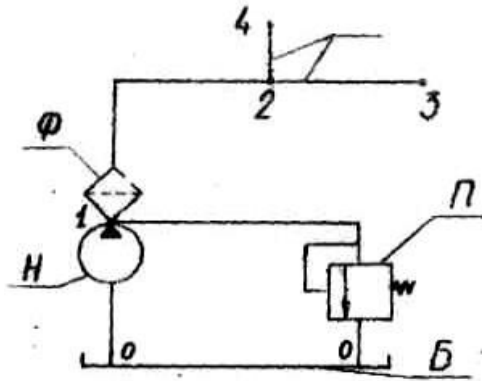
Исходные данные

Вариант	$l_{01}, м$	$l_{12}, м$	$l_{23}, м$	$l_{24}, м$	$l_{30}, л_{40}, м$	$l_{10}, м$	$d_3; d_4, м$	$U_{п}, м/с$	$P_3, МПа$	$P_4, МПа$	жидкость	$t, ^\circ C$
1	0,1	1,0	0,5	1,5	1,0	0,2	3×10^{-2}	0,02	2	3	АМГ-10	20
2	0,2	1,2	0,6	1,8	1,0	0,4	4×10^{-2}	0,03	3	3,5	МВП	30
3	0,3	1,4	0,7	2,0	1,0	0,6	5×10^{-2}	0,025	4	2	АМГ-10	40
4	0,4	1,6	0,8	2,2	1,0	0,2	6×10^{-2}	0,035	2	4	МВП	50
5	0,5	1,8	0,9	2,4	1,0	0,4	5×10^{-2}	0,04	2,5	3,6	АМГ-10	60
6	0,4	1,0	1,0	2,6	1,5	0,6	4×10^{-2}	0,05	1,8	2,4	МВП	20
7	0,3	1,2	1,1	2,5	1,5	0,2	3×10^{-2}	0,045	3,6	4,1	АМГ-10	30
8	0,2	1,4	1,2	2,3	1,5	0,4	6×10^{-2}	0,055	2,1	3,2	МВП	40
9	0,1	1,6	1,3	2,1	1,5	0,6	8×10^{-2}	0,06	4,0	4,5	АМГ-10	50
10	0,6	1,8	1,4	1,9	1,5	0,2	10×10^{-2}	0,065	3,8	4,2	МВП	60

Определить тип, подачу, мощность и давление, развиваемые насосом, диаметры гидролиний, параметры гидроусилителя, ударное повышение давления, построить напорную линию для ветви 01230. Подобрать элементы гидросистемы.

Пример

Гидросистема подачи масла в две точки смазки.



Б – бак
П – предохранительный клапан,
Н – насос,
Ф – фильтр,
Г – гидролинии.

Описание работы гидросистемы:

Жидкость из бака Б насосом Н по гидролиниям 0123, 0124 подается через фильтр Ф в две точки смазки 3, 4. Для предотвращения перегрузки гидросистемы, в случае засорения гидролиний Г, предусмотрен предохранительный клапан П.

Исходные данные

Вариант	$l_{01},$ м	$l_{12},$ м	$l_{23},$ м	$l_{24},$ м	$P_3,$ МПа	$P_4,$ МПа	$Q_3,$ М ³ /с	$Q_4,$ М ³ /с	Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$
5	0,5	4,6	2	0,1	1,0	1,2	1×10^{-5}	2×10^{-5}	АМГ-10	50

Определить: подачу насоса Q_1 , давление, создаваемое насосом P_1 диаметры гидролиний d , повышение давления в случае гидроудара в ветви 24, построить пьезометрическую и напорную линии для ветви 0123, подобрать элементы гидроаппаратуры.

Решение

1. Определим подачу насоса Q_1 . В соответствии с уравнением неразрывности при разветвлении потока $Q_1 = Q_3 + Q_4$,

где $Q_1 = 1 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 10^{-5} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

2. Определим давление, создаваемое насосом P_1 :

$$P_1 = P_3 + \Delta P_\phi + \Delta P_{12} + \Delta P_{23}$$

или

$$P_1 = P_4 + \Delta P_\phi + \Delta P_{12} + \Delta P_{24},$$

где P_3 и P_4 – давления в точках смазки 3, 4; ΔP_{12} , ΔP_{23} , ΔP_{24} – потери удельной энергии на участках гидролиний 12, 23, 24; ΔP_ϕ – потери удельной энергии в фильтре.

Согласно заданию $P_4 > P_3$, поэтому расчет P_1 выполняем по формуле, в которой фигурирует P_4 . По таблице 5 методического указания [10] принимаем потери в фильтре $\Delta P_\phi = 0,1$, коэффициенты местных сопротивлений для тройника – $\zeta = 1$, для резкого поворота на 90° – $\zeta_n = 1,1$. По таблице 1 методического указания принимаем кинетический коэффициент вязкости для масла АМГ-10 при температуре 50°C $\nu_{50} = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. В зависимости от давления гидролиниях 1.....2 МПа принимаем оптимальную скорость движения жидкости 1,5 м/с.

Для расчета потерь удельной энергии определяем диаметры гидролиний на участках 12 и 24:

$$d_{12} = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi \cdot u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{3.14 \cdot 1.5}} = 5.05 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$d_{24} = \sqrt{\frac{4Q_4}{\pi \cdot u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-5}}{3.14 \cdot 1.5}} = 4.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

С целью унификации принимаем $d_{12} = d_{24} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тогда расчетные значения скорости на участках 12 и 24 будут:

$$u_{12} = \frac{4Q_1}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{3.14 \cdot 16 \cdot 10^{-6}} = 2.39 \text{ м/с},$$

$$u_{24} = \frac{4Q_4}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-6}} = 1,59 \text{ м/с}.$$

Определяем числа Рейнольдса на участках гидролиний 12 и 24:

$$Re_{12} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,39}{10^{-5}} = 955,$$

$$Re_{24} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,59}{10^{-5}} = 636.$$

Поскольку Re_{12} и Re_{24} меньше $Re_{кр}=1800$, то режим движения, жидкости будет ламинарный. Поэтому λ определяем по формуле:

$$\lambda_{12} = \frac{75}{Re_{12}} = \frac{75}{955} = 0,078,$$

$$\lambda_{24} = \frac{75}{Re_{24}} = \frac{75}{636} = 0,118.$$

Теперь пользуясь формулами Вейсбаха и Дарси-Вейсбаха рассчитываем давление P_1 :

$$\begin{aligned} P_1 &= P_4 + \Delta P_\phi + \lambda_{12} \frac{l_{12}}{d_{12}} \cdot \frac{\rho u_{12}^2}{2} + \lambda_{24} \frac{l_{24}}{d_{24}} \cdot \frac{\rho u_{24}^2}{2} + (\zeta_n + \zeta_T) \frac{\rho u_{12}^2}{2} = \\ &= 1,2 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 10^6 + 0,078 \frac{0,5}{4 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{900 \cdot 2,39^2}{2} + 0,118 \frac{1,4}{4 \cdot 10^{-3}} \cdot \\ &\cdot \frac{900 \cdot 1,59^2}{2} + (1,1 + 1) \frac{900 \cdot 2,39^2}{2} = 1,2 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 10^6 + 0,047 \cdot 10^6 + \\ &+ 0,005 \cdot 10^6 + 0,026 \cdot 10^6 = 1,38 \cdot 10^6 \text{ Па}. \end{aligned}$$

3. Определяем давление в точке 2:

$$P_2 = P_4 + \Delta P_{24} = 1,2 \cdot 10^6 + 0,047 \cdot 10^6 = 1,25 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

4. Потери удельной энергии на участке 23 равны:

$$\Delta P_{23} = P_2 - P_3 = 1,25 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^6 = 0,25 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

5. Определяем диаметр трубопровода на участке 23 графическим способом, для этого:

а) принимая диаметр гидролинии $d_{23} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ рассчитываем потери ΔP_{23} :

$$u_{23} = \frac{4 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-6}} = 0,79 \text{ м/с}.$$

$$Re_{23} = \frac{0,79 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} = 316.$$

$$\lambda_{23} = \frac{75}{316} = 0,24.$$

$$\Delta P_{23} = 0,24 \frac{4}{4 \cdot 10^{-3}} \frac{900 \cdot 0,79^2}{2} = 0,067 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

б) принимаем диаметр гидролинии $d_{23} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и рассчитываем потери ΔP_{23} :

$$u_{23} = \frac{4 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} = 3,2 \text{ м/с}.$$

$$Re_{23} = \frac{3,2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{10^{-5}} = 640.$$

$$\lambda_{23} = \frac{75}{640} = 0,117.$$

$$\Delta P_{23} = 0,117 \frac{4}{2 \cdot 10^{-3}} \frac{3,2^2 \cdot 900}{2} = 1,76 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

в) принимаем диаметр гидролинии $d_{23} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и рассчитываем потери ΔP_{23} :

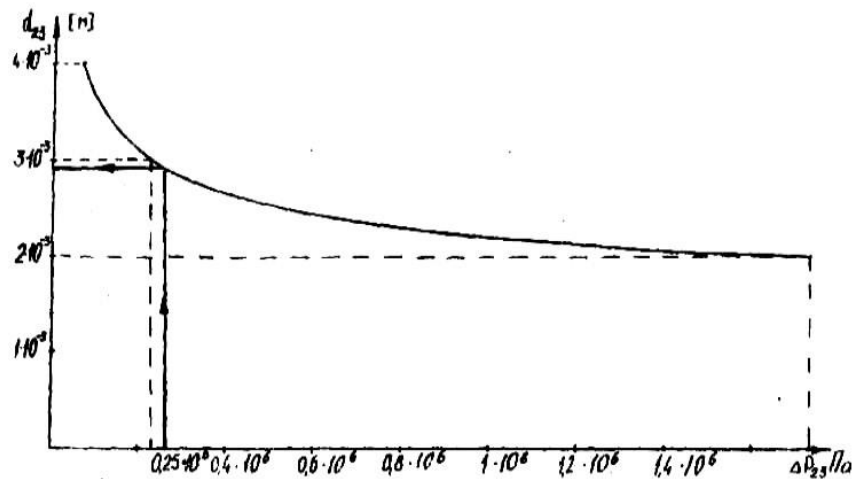
$$u_{23} = \frac{4 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 9 \cdot 10^{-6}} = 1,41 \text{ м/с}.$$

$$Re_{23} = \frac{3 \cdot 10^{-3} \cdot 1,41}{10^{-5}} = 424.$$

$$\lambda_{23} = \frac{75}{424} = 0,177.$$

$$\square P_{23} = 0,177 \frac{4}{3 \cdot 10^{-3}} \frac{900 \cdot 3,41^2}{2} = 0,212 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Строим график по расчетным данным, отложим на оси ОР потери давления на участке $\square P_{23} = 0,25 \cdot 10^6 \text{ Па}$, находим диаметр гидролинии соответствующий этим потерям.



d_{23} по графику равен $2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Принимаем диаметр гидролинии $d_{23} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и вводим местное сопротивление с потерями давления

$$\square P_{23\zeta} = \square P_{23} \square \square P_{23\text{расчетное}} = 0,25 \cdot 10^6 \square 0,212 \cdot 10^6 = 0,038 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Коэффициент местного сопротивления при этом равен:

$$\zeta = \frac{\square P_{23\zeta} \cdot 2}{\rho \cdot u_{23}^2} = \frac{0,038 \cdot 10^6 \cdot 2}{900 \cdot 1,41^2} = 42,5$$

6. Определяем потери давления во всасывающей части гидролинии, принимая скорость движения жидкости 1 м/с. Тогда диаметр гидролинии будет равен:

$$d_{01} = \sqrt{\frac{Q_{04} \cdot 4}{u_{01} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{1 \cdot 3,14}} = 6,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Принимаем диаметр во всасывающей гидролинии равным $d_{01} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Определим действительную скорость движения жидкости:

$$u_{01} = \frac{4Q_{01}}{\pi d_{01}^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-6}} = 1,07 \text{ м/с}.$$

$$\text{Re}_{01} = \frac{1,07 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{10^{-5}} = 645; \quad \lambda_{01} = \frac{75}{645} = 0,116.$$

$$\square P_{01} = 0,116 \cdot \frac{0,1 \cdot 900 \cdot 1,07^2}{6 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 995 \text{ Па}$$

7. Определим потери давления, на которые надо регулировать предохранительный клапан, для этого рассчитаем потери в переливной гидролинии, приняв диаметр $d_{10} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

$$u_{10} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-6}} = 2,39 \text{ м/с}.$$

$$\text{Re}_{10} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,39}{10^{-5}} = 955; \quad \lambda_{10} = \frac{75}{955} = 0,078.$$

$$\square P_{10} = 0,078 \cdot \frac{0,1}{4 \cdot 10^{-3}} \frac{900 \cdot 2,39^2}{2} = 5000 \text{ Па}.$$

$$\text{тогда, } \square P_{\kappa} = P_1 \square \square P_{10} = 1,38 \cdot 10^6 \square 0,005 \cdot 10^6 = 1,375 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

По литературному источнику Вильнер Я.М., Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск, 1976. подбираем гидроаппаратуру:

1) Насос пластинчатый Г12-2ИА, производительность $Q_n = 0,083 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, максимальное давление $P_{\text{max}} = 6,3 \text{ МПа}$; частота вращения вала $15,8 \text{ с}^{-1}$, высота всасывания $0,5 \text{ м}$;

2) фильтр 0,08Г4И – П, пропускная способность $0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при перепаде давления $0,1 \text{ МПа}$, рабочее давление до $6,5 \text{ МПа}$;

3) рукава резиновые с двойной хлопчатобумажной обкладкой при максимальном рабочем давлении 4 МПа

4) в качестве предохранительного клапана используем редукционный клапан КР – 12 с номинальным расходом $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и минимальным перепадом давлений 1 МПа .

8. Определим ударное повышение давления в переливной гидролинии по формуле Жуковского:

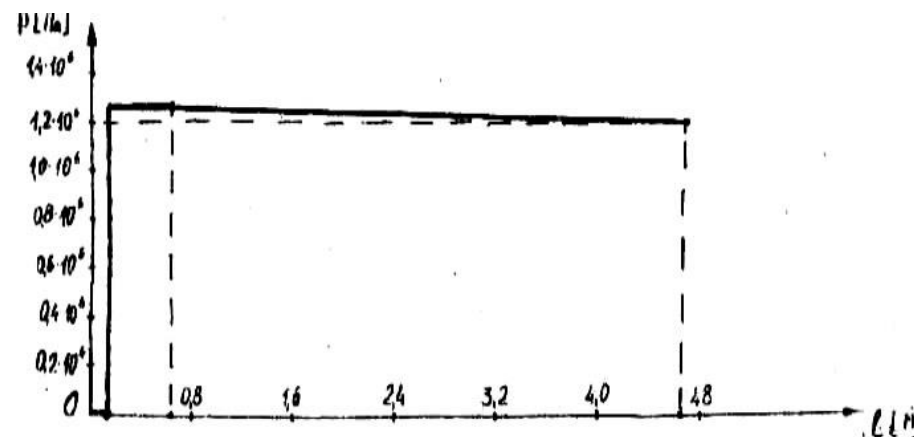
$$\Delta p_y = \rho \cdot u \cdot c, \quad c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{E_{жс}} + \frac{\rho d}{E_m \delta}}}$$

Исходные данные для расчета $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, $u_{10} = 2,39 \text{ м/с}$, $E_m = 4,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\delta = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $E_{жс} = 1305 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{900}{1305 \cdot 10^6} + \frac{900 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{4,5 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}}} = 71 \text{ м/с},$$

$$\Delta P_y = 900 \cdot 2,39 \cdot 71 = 152000 \text{ Па}.$$

9. Для построения пьезометрической и напорной линий используем данные расчетов: $P_1 = 1,38 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\Delta P_{01} = 995 \text{ Па}$, $\Delta P_{\phi} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\Delta P_{12} = 0,047 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\Delta P_{23} = 0,25 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $P_3 = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $l_{01} = 0,1 \text{ м}$, $l_{12} = 0,5 \text{ м}$, $l_{23} = 4 \text{ м}$



Б В

Поскольку принятым масштабам величины $\frac{\rho u^2}{2}$,

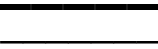
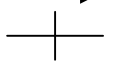
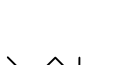
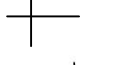
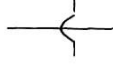
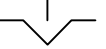
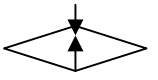
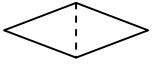
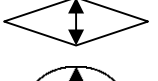
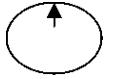
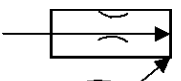
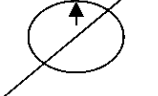
ΔZ , Δp_{01} малы, то пьезометрическая и напорная линии сливаются в одну.

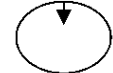
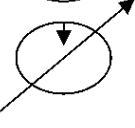
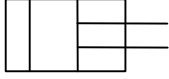
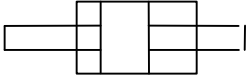
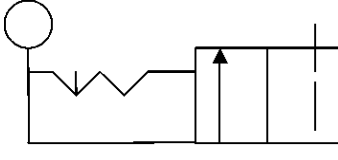
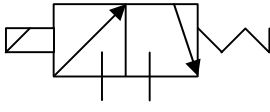
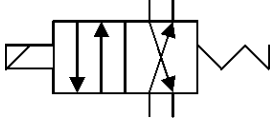
Условные обозначения

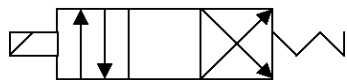
P – давление жидкости, Па
 l – длина, м
 d – диаметр трубопровода, м
 d_o – диаметр сопла или отверстия, м
 U – скорость, м/с
 U_o – начальная скорость, м/с
 $U_{ш}$ – скорость движения поршня, м/с
 H – гидродинамический напор, м
 H_c – скоростная высота, м
 ΔP – потери давления, Па
 ΔP_1 – потери давления поршня, Па
 ΔP_ξ – потери давления в местных сопротивлениях, Па
 ΔH – потери гидродинамического напора, м
 ΔH_l – потери гидродинамического напора по длине, м
 ΔH_ξ – потери гидродинамического напора в местных сопротивлениях, м
 N – мощность, Вт
 ω – угловая скорость, рад/с
 n – количество, шт.
 λ – коэффициент Дарси
 ζ – коэффициент местного сопротивления
 f – площадь, м²
 $f_{ц}$ – площадь цилиндра, м²
 $f_{ш}$ – площадь штока, м²
 $f_{п}$ – площадь поршня, м²
 f_o – площадь отверстия или насадки, м²
 F – сила, Н
 Q – расход, подача насоса, м³/с
 Q_k – расход жидкости через клапан, м³/с
 M – момент, Нм
 α – коэффициент расхода.
 ρ – плотность, кг/м³
 ν – коэффициент кинематической вязкости, м/с²

$E_{ж}$ – модуль упругости жидкости, Па
 E_m – модуль упругости материала, Па
 t – температура, °С
 α – коэффициент Кориолиса
 g – ускорение земного притяжения, м/с²
 z – вертикальная ордината, м
 Re – число Рейнольдса
 k – эквивалентная шероховатость, м
 R – радиус, м
 φ – коэффициент скорости
 ε – коэффициент сжатия струи
 ΔP_y – повышение давления при гидроударе, Па
 c – скорость распространения ударной волны, м/с
 δ – толщина стенки, м
 τ – время, с
 ζ_k – коэффициент местного сопротивления клапана
 ζ_d – коэффициент местного сопротивления дросселя
 γ – удельный вес, Н/м³
 β – угол, рад
 η – коэффициент полезного действия.

**Условные графические обозначения некоторых
элементов гидросистем по ЕСКД, установленные ГОСТ
2780-68, ГОСТ 2771-68, ГОСТ 2782-68**

	- магистральная жидкостная линия
	- жидкостная линия управления
	- направления потока жидкости
	- перекрещивающиеся жидкостные линии
	- пружина
	- перекрещивающиеся жидкостные линии
	- неперекрещивающиеся жидкостные линии
	- фиксатор
	- бак, закрытый в атмосферу
	- подогреватель жидкости
	- фильтр
	- охладитель жидкости
	- насос постоянной производительности
	- сопло
	- насос регулируемой производительности

	- гидромотор нерегулируемый
	- гидромотор регулируемый
	- гидроцилиндр с односторонним штоком
	- гидроцилиндр с двусторонним штоком
	- моментный гидроцилиндр
	- двухходовой, двухпозиционный распределитель с ручным управлением
	- трехходовой, двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением
	- четырехходовой, двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением



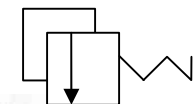
- четырехходовой,
трехпозиционный
распределитель с
электромагнитным
управлением



- клапан нормально открыт



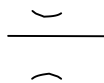
- клапан нормально закрыт



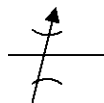
- предохранительный клапан



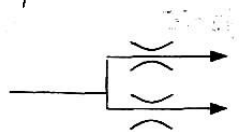
- обратный клапан



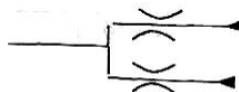
- дроссель нерегулируемый



- дроссель регулируемый



- делитель потока



- сумматор потока

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	
основная литература	
Гидравлика : учебник и практикум для академического бакалавриата / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, А. Г. Коваленко, И. В. Кудинов ; под редакцией В. А. Кудинова. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 386 с. — (Бакалавр. Академический курс). — ISBN 978-5-534-01120-3. — Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: https://urait.ru/bcode/432989 (дата обращения: 06.05.2021).	
Лозовецкий, В. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин : учебное пособие / В. В. Лозовецкий. — Санкт-Петербург : Лань, 2012. — 560 с. — ISBN 978-5-8114-1280-8. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: https://e.lanbook.com/book/3806 (дата обращения: 06.05.2021).	
Брюховецкий, О. С. Рудничный напорный гидравлический транспорт горной массы : учебное пособие / О. С. Брюховецкий. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 196 с. — ISBN 978-5-8114-3589-0. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: https://e.lanbook.com/book/169275 (дата обращения: 27.04.2021).	
дополнительная литература	
Чефанов, В. М. Основы технической механики жидкости и газа : учебное пособие / В. М. Чефанов. — Санкт-Петербург : Лань, 2020. — 452 с. — ISBN 978-5-8114-3975-1. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: https://e.lanbook.com/book/126917 (дата обращения: 06.05.2021).	
Ялтанец И.М. Гидромеханизация. Справочный материал / И.М.Ялтанец, В.К.Егоров; под общ. ред. И.М.Ялтанца. - М.: Изд-во МГТУ, 1999. - 338 с. — ISBN 5-7418-0082-3. — Текст: непосредственный.	
Моргунов, К. П. Механика жидкости и газа : учебное пособие / К. П. Моргунов. — 2-е изд., испр. и доп. — Санкт-Петербург : Лань, 2018. — 208 с. — ISBN 978-5-8114-3278-3. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: https://e.lanbook.com/book/109512 (дата обращения: 06.05.2021).	
Замалеев, З. Х. Основы гидравлики и теплотехники : учебное пособие / З. Х. Замалеев, В. Н. Посохин, В. М. Чефанов. — 2-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2018. — 352 с. — ISBN 978-5-8114-1531-1. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: https://e.lanbook.com/book/100922 (дата обращения: 06.05.2021).	
периодические издания	
Геоэкология, инженерная геология, гидрогеология, геоэкология : науч.-техн.журнал / учредитель Федеральное государственное бюджетное учреждение "Российская академия наук"; гл.ред. В. И. Осипов. — Москва : 1979 — .— Выходит 6 раз в год. — ISBN печатной версии 0869-7803. — Текст : электронный // ЭБС elibrary [сайт]. — URL : https://elibrary.ru (дата обращения: 06.05.2021).	
Горная Промышленность: научно-техн.и произв. журн. / учредитель ООО научно-произв. комп. Гемос Лиметед. — Москва : 1995. - .— Выходит 6 раз в год. ISBN печатной версии 1609-9192. ISBN онлайн-версии 2587-9138 . — Текст : электронный // ЭБС elibrary [сайт]. — URL : https://elibrary.ru (дата обращения: 06.05.2021).	
Известия высших учебных заведений. Геология и разведка : науч.-техн. журнал / учредитель Российский государственный геологоразведочный университет им. Серго Орджоникидзе. — Москва : 1958 — .— Выходит 6 раз в год. — ISBN печатной версии 0016-7762. — ISBN онлайн-версии 2618-8708 . — Текст : электронный // ЭБС elibrary [сайт]. — URL : https://elibrary.ru (дата обращения: 06.05.2021). // МГРИ [сайт]. — URL: https://www.geology-mgri.ru/jour (дата обращения : 06.05.2021).	

Учебное издание

Мироненко С.В.

Методические указания

Компьютерная верстка Мироненко С.В.

Подписано в печать __.__.2022

Бумага офсетная

Формат 60×90 1/16

Печать офсетная

Уч.-изд.л.1,5

Рег. №

Тираж 100 экз.

Заказ

Отпечатано с авторского оригинала в редакционно-издательском отделе СОФ МГРИ
Старый Оскол, ул. Ленина 14/13