



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ**  
**ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**  
**«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**  
**(ДГТУ)**

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
по выполнению контрольной (расчетной) работы  
по дисциплине «Гидравлика»

Ростов-на-Дону  
2024

## 1.Цель работы

Выполнение контрольной работы и типовых расчётов – заключительный этап изучения студентами общетехнической дисциплины «Гидравлика» и др. Целью работы является закрепление полученных студентами теоретических знаний, а также освоение ими методики расчета и проектирования магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов.

Для успешного выполнения работы студент должен:

- обладать необходимым объемом теоретических знаний;
- уметь анализировать расчеты с целью обоснования принимаемых проектных решений;
- выполнять требования, предъявляемые к оформлению технической документации;
- уметь пользоваться технической литературой, справочниками, ГОСТами и другими нормативными материалами.

## II. Состав и содержание задания на выполнение работы

Задание содержит тему работы, исходные данные, включающие:

- Структурную или принципиальную схему гидравлического или пневматического привода с необходимыми пояснениями его функционирования;
- координаты элементов гидропривода;
- силовые и скоростные параметры (давление, скорость перемещения выходного звена, подача гидродвигателей) потребителей;
- данные о местных гидравлических сопротивлениях и магистралах;
- описание температурных и других условий функционирования привода.

## III. Этапы выполнения работы

Изучение и анализ исходных данных, представленных в задании. Буквенные позиционные обозначения основных элементов гидропривода приведены ниже. Подбор литературы, необходимой для выполнения работы, см. список рекомендованной литературы; гидравлический расчет и выбор элементов, магистралей привода, см. Приложение А;

- определение внутренних диаметров и толщин стенок трубопроводов на отдельных участках магистралей и выбор размеров труб по соответствующим ГОСТам;
- расчет линейных гидравлических сопротивлений;
- расчет местных гидравлических сопротивлений;
- определение коэффициентов гидравлических сопротивлений дросселирующих элементов, обеспечивающих распределение энергетических

потоков привода, и вычисление потерь давления на этих дросселирующих элементах;

- определение потребного рабочего давления;
- построение характеристик трубопроводов;
- построение пьезометрической и напорной линий энергии.

#### IV. Структура, порядок изложения и оформления работы

- титульный лист;
- задание на выполнение работы,
- введение;
- структурная или принципиальная схема привода, ее описание и необходимые к ней пояснения;
- расчетная часть в соответствии с приведёнными ниже методическими указаниями, см. Приложение Б;
- перечень линейных участков магистралей с указанием их геометрических размеров (длин, внутренних диаметров, толщин стенок);
- перечень местных гидравлических сопротивлений (включая аппараты) с указанием их коэффициентов сопротивлений;
- графики характеристик трубопроводов;
- линия энергии Н–Н и пьезометрическая линия р–р для расчетной схемы; выводы.

Работа оформляется на листах формата А4 и брошюруется в обложку из плотной бумаги. На лицевой стороне обложки оформляется титульный лист в соответствии с СТП1-2001.

#### Список рекомендуемой литературы

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982.
2. Вильнер А.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1985.
3. Попов Д.Н. Гидромеханика. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
4. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам под ред. Б.Б. Некрасова. – М.: Высшая школа, 1989.
5. Попов Д.Н. Механика гидро-и пневмоприводов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001
6. Валуева В.П. Введение в механику жидкости. – М.: МЭИ, 2001.
7. Гудилин А.П. Гидравлика и г/привод. – М.: «Горная книга», 2001.
8. Калицун Б.Л. Основы гидравлики и аэродинамики. – М.: «Стройиздат», 2001.

# Буквенные обозначения основных элементов гидропривода

Устройство (общее обозначение)	А
Гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор)	АК
Аппарат теплообмена	АТ
Гидробак	Б
Влагоотделитель	ВД
Вентиль	ВН
Пневмоглушитель	Г
Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный	Д
Делитель потока	ДП
Гидродроссель (пневмодроссель)	ДР
Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
Гидроклапан (пневмоклапан)	К
Годроклапан обратный	КО
Годроклапан предохранительный	КП
Годроклапан редукционный	КР
Компрессор	КМ
Годромотор (пневмотор)	М
Манометр	МН
Годродинамическая передача	ГДП
Маслораспылитель	МР
Гидроцилиндр (пневоцилиндр)	Ц
Годродинамическая муфта	ГДМ
Насос	Н
Пневмогидропреобразователь	ПГП
Гидропреобразователь	ГП
Гидрораспределитель	Р
Реле давления	РД
Гидроаппарат (пневмоаппарат) золотниковый	РЗ
Гидроаппарат (пневмоаппарат) клапанный	РК
Регулятор потока	РП
Ресивер	РС
Сумматор потока	СП
Термометр	Т
Гидродинамический трансформатор	ТР
Фильтр	Ф

## Методические указания по гидравлическому расчету магистралей привода

Задача расчета состоит в определении диаметров гидролиний и потерь, возникающих в них при движении жидкости. Расчет производится по участкам, на которые разбивают гидравлическую (пневматическую) систему, при этом под участком понимается часть трубопровода между разветвлениями, пропускающая одинаковый расход и имеющая одинаковый внутренний диаметр. Участок может включать линейные сопротивления (участки трубы) и различные местные сопротивления (повороты, сужения, расширения, гидроаппараты и т.п.).

### 1. Расчет диаметров гидролиний

Внутренний диаметр гидролиний определяется:

$$D = 2 * \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot V_{\max}}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход жидкости на рассматриваемом участке гидролинии;  $V_{\max}$  – допустимая средняя скорость жидкости.

Значения допустимых средних скоростей выбираются по табл. 1.

Таблица 1

Значения допустимых средних скоростей течения  
жидкости в гидролиниях

Назначение гидролинии	$V_{\max}$ , м/с не более
Всасывающая	1,2
Сливная	2
Нагнетательная при давлениях, МПа	
до 2,5	3
до 5,0	4
до 10,0	5
свыше 15,0	8 - 10

С учетом величины давления жидкости в трубопроводе по полученным значениям  $D$  выбираем трубы в соответствии с ГОСТ по наружному диаметру и толщине стенки, чтобы внутренний диаметр  $d$  превышал расчетный не более чем на 0,3 мм. Рекомендуемые толщины стенок труб для всасывающих и сливных магистралей до 1,0 мм, напорных – 1,0÷4,0 мм.

По внутренним диаметрам выбранных труб определяются истинные скорости на участках гидролиний:

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

Значения расходов, диаметров и скоростей, являющихся исходными данными для расчета гидравлических потерь, заносятся в табл.2.

Таблица 2

Исходные данные для расчета гидравлических потерь

Номер участка	Назначение	Скорость, м/с		Расх. Q, л/мин.	Внутр. диаметр, мм		Длина участка l, м
		Допустимая V <sub>max</sub>	Расчетная V		расчетный, D	принят. по ГОСТ, d	
1							
2							
...							

Толщина стенки нагнетательной гидролинии проверяется по формуле:

$$\delta = \frac{K \cdot p \cdot d}{2[\sigma]}, \quad (2)$$

где  $K=2$ -коэффициент запаса;  $p$  - давление на данном участке трубы, принять: для всасывающей гидролинии  $p_{вс} = 0,05 \text{ МПа}$ , для сливной гидролинии  $p_{сл} = 0,5 \text{ МПа}$ , для нагнетательной гидролинии принять давление на входе в гидроцилиндр или в гидромотор  $p_H = p_{ц}$  или  $p_H = p_{ГМ}$ ;  $d$  - стандартное значение внутреннего диаметра гидролиний (см.табл.2);  $[\sigma]$  - допускаемые напряжения материала гидролиний. Принять с учетом коэффициента запаса, для стальных труб  $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$ , для труб из цветных металлов  $[\sigma] = 25 \text{ МПа}$ .

Если расчетное значение толщины меньше выбранного, то трубопровод выбран правильно.

## 2. Расчет гидравлических потерь давления в гидролиниях

Гидравлические потери давления в гидролиниях складываются из суммы потерь в линейных сопротивлениях  $\Delta p_l$  (на прямых участках гидролиний) и потерь в местных сопротивлениях  $\Delta p_m$ .

2.1.Потери давления в линейном сопротивлении:

$$\Delta p_l = \gamma \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (3)$$

где  $\gamma$  - удельный вес рабочей жидкости;  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения;  $d$  и  $l$  - диаметр и длина участка гидролинии;  $V$  - средняя скорость жидкости на участке гидролинии.

Для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda$  необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (4)$$

где  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

Если  $Re \leq Re_{кр}$ , то режим движения рабочей жидкости на данном участке гидролинии - ламинарный и

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (5)$$

Если  $Re > Re_{кр}$ , то режим движения рабочей жидкости на данном участке - турбулентный и для гидравлически гладких труб  $\lambda$  определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (6)$$

Критическое значение числа Рейнольдса для гидролиний круглого поперечного сечения принять 2320. Результаты расчета внести в табл.3.

Таблица 3

Результаты расчета потерь давления в линейных сопротивлениях

Номер участка	Длина гидролинии $l$ , м	Внутренний диаметр $d$ , мм	Расход жидкости $Q$ , л/мин	Средняя скорость $V$ , м/с	Число Рейнольдса $Re$	Кэфф. гидравлич. трения $\lambda$	Потери давл. $\Delta p_l$ , Па
1							
2							
...							

## 2.2. Потери давления в местном сопротивлении:

$$\Delta p_m = \gamma \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (7)$$

где  $\zeta$  - коэффициент данного местного сопротивления (см. Приложение В).  
Результаты расчета внести в табл.4.

Таблица 4

## Результаты расчета потерь давления в местных сопротивлениях

Номер участка	Вид сопротивления	Кол-во	Коэфф.местн.сопротивл., $\zeta$	Потери давления $\Delta p_m$ , МПа	Сумма потерь давл. $\sum \Delta p_m$ в МПа
1					
2					
...					

2.3. Далее определяются общие потери давления в гидроприводе. Если участки гидрولينей соединены последовательно, то общая потеря давления в гидроприводе представляет собой сумму потерь давления в линейных и местных сопротивлениях на всех участках:

$$\Delta p = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_m. \quad (8)$$

Потери во всех гидрелиниях, соединенных параллельно, рассчитываются раздельно для каждой из них и при определении рабочего давления насоса учитываются наибольшие из этих потерь. Например, при расчете потерь в гидросистеме, изображенной на рис.1, суммарные потери в гидрелиниях гидроцилиндра (участки 2-3-4-7) равны:

$$\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{l_2} + \Delta p_{l_3} + (\Delta p_{l_4} + \Delta p_{l_7}) \cdot K_m + \Delta p_{m_2} + \Delta p_{m_3} + (\Delta p_{m_4} + \Delta p_{m_7}) \cdot K_m, \quad (9)$$

где цифровые индексы соответствуют номерам участков гидрелиний; потеря давления в распределителе соответствует местным сопротивлениям с индексами м3 и м4;  $K_m$ -коэффициент мультипликации гидроцилиндра. Аналогично определяются суммарные потери в гидрелиниях гидромотора М (участки 2-5-6-7).

2.4. Далее определяется давление насоса, необходимое для обеспечения функционирования гидроцилиндра и гидромотора, при условии их независимой работы.

$$P_{\text{нц}} = \Delta p_{\text{ц}} + P_{\text{ц}}; \quad P_{\text{нгм}} = \Delta p_{\text{гм}} + P_{\text{гм}}, \quad (10)$$

где давления на входе в гидроцилиндр  $P_{\text{ц}}$  и в гидромотор  $P_{\text{гм}}$  приведены в разд. 7, «Исходные данные для расчета».

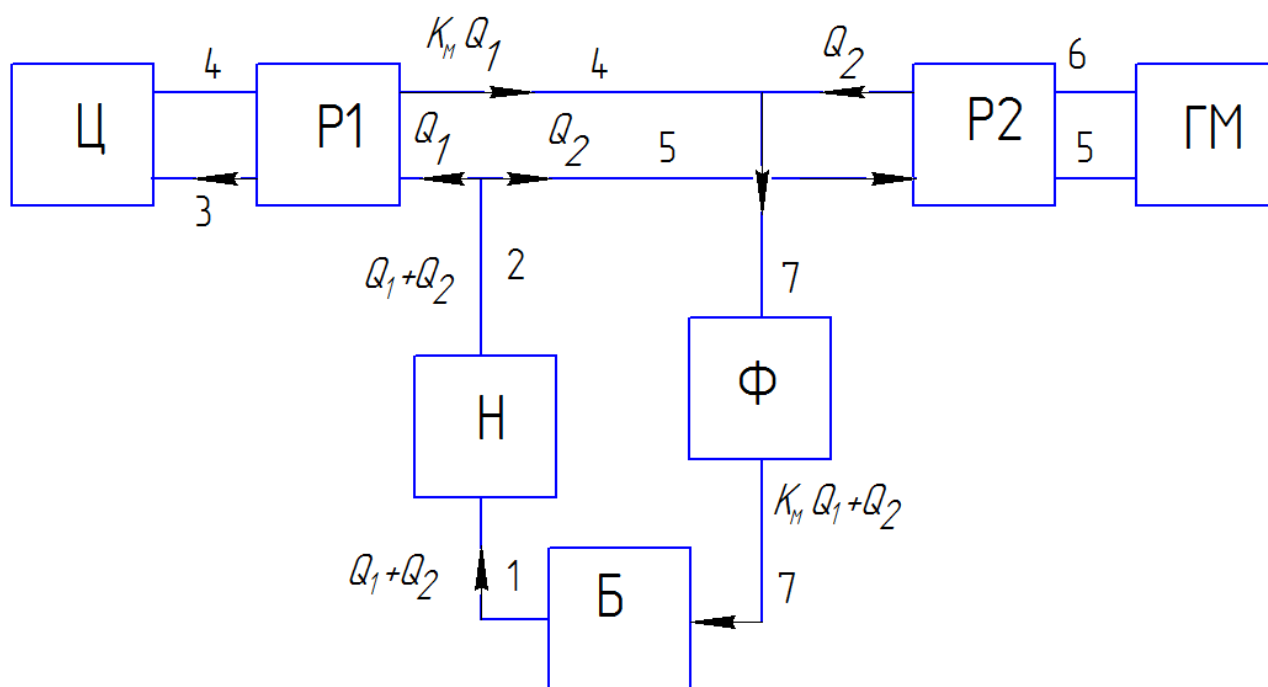


Рисунок 1 - Структурная схема гидропривода

2.5. Поскольку гидроцилиндр и гидромотор должны работать вместе, то необходимо повысить давление в менее нагруженной ветви до большего, установив в гидролиниях 4 или 6 дополнительный дроссель ДР.

Потери давления на дросселе определяется из выражений:

$$\Delta p_{др6} = p_{нц} - p_{нгм}, \text{ если } p_{нц} > p_{нгм} \quad (11)$$

$$\Delta p_{др4} = p_{нгм} - p_{нц}, \text{ если } p_{нгм} > p_{нц} \quad (12)$$

По полученной потере давления и расходу на участке установки дросселя, полагая, что дроссель представляет собой отверстие круглого поперечного сечения, определяется диаметр условного прохода дросселя и его коэффициент местного сопротивления. Дроссели на участках 4 и 6 не показаны.

### 3. Построение характеристики гидролинии

Характеристикой гидролинии называется график зависимости суммарной потери напора (давления) в гидролинии от расхода, т.е.  $\Sigma h = f(Q)$  или  $\Delta p = \gamma \Sigma h = F(Q)$ . При ламинарном режиме течения характеристику трубопровода без местных сопротивлений обычно считают линейной и строят в виде прямой по двум точкам (см. рис.2,а). Если в трубопроводе имеются местные сопротивления (например, вентиль или другие гидроаппараты со значительным сопротивлением), то линейность характеристики нарушается. При турбулентном режиме характеристика гидролинии нелинейна (см. рис. 2,б). При построении характеристики гидролинии задаются 5-6 значениями расхода, не превышающего

значения  $Q_1$  и  $Q_2$  (см. разд.7, «Исходные данные для расчета»), и для них определяют потери напора  $\sum h$  или потери давления  $\Delta p$ .

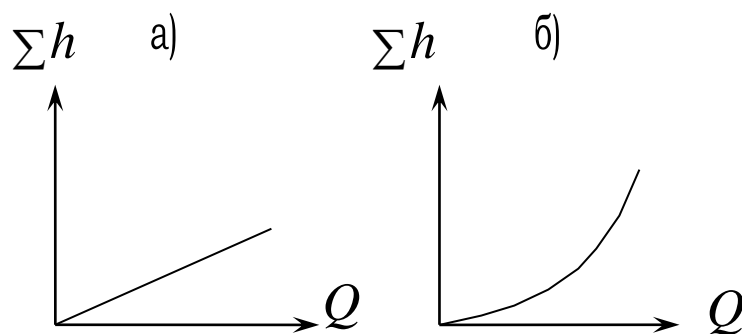


Рисунок 2 - Характеристики гидрوليний

Крутизна характеристики определяется диаметром и длиной гидрوليнии, местными гидравлическими сопротивлениями и вязкостью жидкости (наибольшее влияние вязкость оказывает при ламинарном режиме).

Суммарную потерю напора в общем случае удобно выразить формулой:

$$\sum h = A Q^m, \quad (13)$$

где  $A$  и  $m$  – коэффициент пропорциональности и показатель степени, учитывающие сопротивление гидрوليнии.

#### 4. Построение пьезометрической и напорной линии энергии

Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу гидрوليнии, уравнение Д.Бернулли имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h \quad (14)$$

Сумма трех членов:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} = H \quad (15)$$

есть полный напор  $H$ , т.е. полный запас удельной энергии жидкости в данном сечении потока, равный сумме удельных энергий потока – потенциальных энергий положения -  $z$ , давления –  $p/\gamma$  и кинетической энергии -  $\alpha V^2/2g$ .

С учетом соотношения (15) уравнение Бернулли (14) можно записать в виде:

$$H_1 = H_2 + \sum h, \quad (16)$$

где  $\sum h_l$  – суммарные потери напора по длине потока  $hl$  и в местных сопротивлениях –  $h_m$ , т.е. удельная механическая энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению жидкости между рассматриваемыми сечениями потока.

Статический напор  $H_p$  отличается от полного напора на величину скоростного напора  $\alpha V^2/2g$  и равен:

$$H_p = z + \frac{p}{\gamma}, \quad (17)$$

График полного напора Н-Н строится по значениям полных напоров в начале и в конце каждого участка гидролинии. Полный напор в сечении 1-1 равен напору насоса  $H_1$ , см. рис.3.

Полный напор в конце участка трубопровода находится из выражения (16), соответствующему схеме гидропривода на рис.1 при  $Q_2=0$ :

для сечения 2:  $H_2 = H_1 - \sum h_{(1-2)}$ ,

для сечения 3:  $H_3 = H_2 - \sum h_{(2-3)}$  и т.д. (18)

для участка  $n$ :  $H_n = H_{n-1} - \sum h_{((n-1)-n)}$ .

Так как общий запас удельной энергии вдоль потока непрерывно уменьшается, то линия полного напора понижается, а в местах установки гидравлических аппаратов (Р, Ф) она снижается скачком.

График статического напора  $p$ - $r$  расположен ниже графика полного напора на величину скоростного напора  $\frac{V^2}{2g}$ .

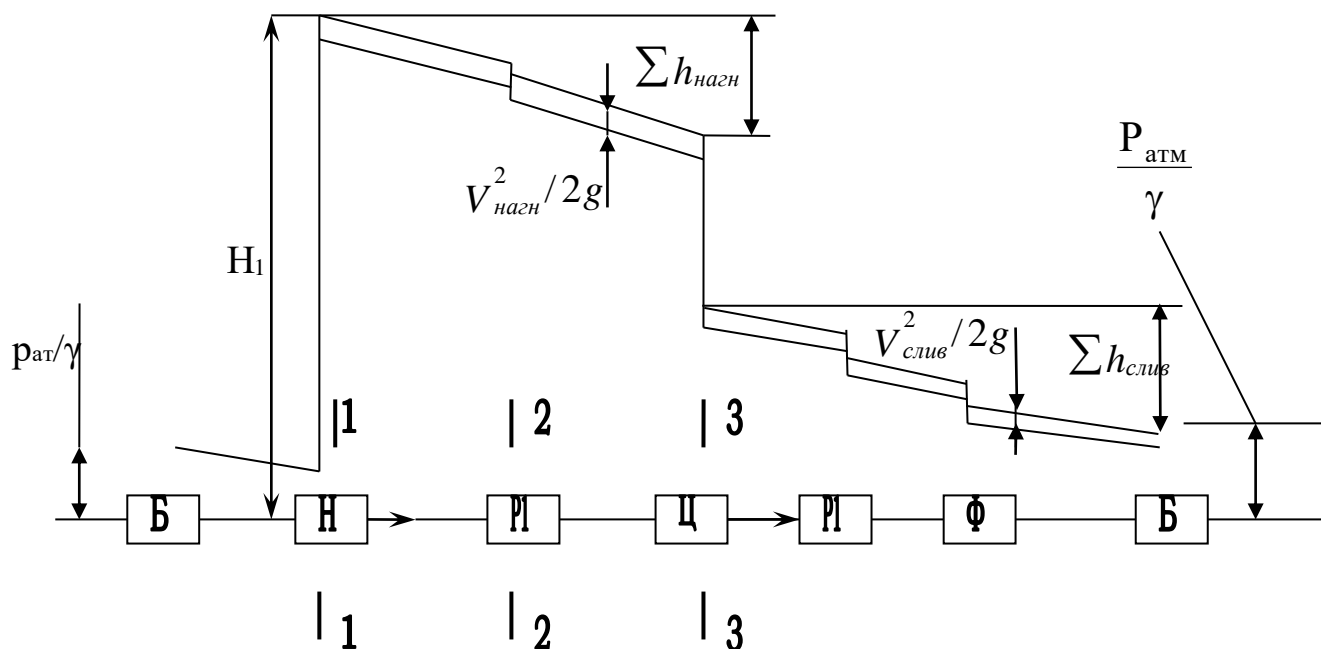


Рисунок 3 - Пример построения графиков удельной энергии

Результаты расчетов потерь удельной энергии, полного, скоростного и статического напоров, по которым строятся линии удельных энергий, заносятся в табл.5.

Таблица 5

## Расчет удельных энергий

Номер участка	Полный напор в начале участка $H_i(i=1,2\dots n)$ , м	Потери напора, м		Высота скоростного напора $\alpha V^2/2g$ , м	Статический напор $H_{pi}$ , м
		$h_l$	$h_m$		
1					
2					
3					
.....					
n					

## 5.Расчёт инерционного напора

Для неустановившегося движения несжимаемой жидкости в жёстких трубах уравнение Д. Бернулли имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{(1-2)} + h_{ин}, \quad (16)$$

где  $h_{ин} = \frac{a}{g} l$  – инерционный напор; для нагнетательной гидролинии при

срабатывании распределителя Р1, см. рис.1,  $a = V/\tau$  – ускорение движения жидкости на участке гидролинии между сечениями 1 и 2 (см. рис.3);  $V$  – скорость движения жидкости в гидролинии;  $\tau$  – время изменения скорости  $V$ ; принять  $\tau = 0,001$ с.;  $g$  – ускорение свободного падения;  $l$  – длина участка гидролинии постоянного диаметра от насоса Н до распределителя Р1.

Инерционное изменение давления определяется по формуле:  $\Delta p_{ин} = \rho a l$ , где плотность минерального масла  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

Если гидролиния состоит из нескольких участков с сечением разных диаметров  $d_i$  и разных длин  $l_i$ , то инерционный напор для всего трубопровода:

$$\sum h_{инi} = \frac{a_i}{g} l_i, \quad (20)$$

где  $i$  – номер участка трубопровода постоянного диаметра  $d_i$ ;  $a_i$  – ускорение движения жидкости на  $i$ -ом участке гидролинии.

Знак инерционного напора соответствует знаку ускорения. При разгоне потока ускорение положительно. При торможении потока ускорение отрицательно. Значение инерционного напора сравнить с напором насоса  $H_1$  на рис.3.

## 6.Расчет повышения давления при гидроударе

В рассматриваемой гидросистеме, см. рис.1, гидроудар возникает при срабатывании гидрораспределителей Р1 и Р2. Гидроударом называется резкое изменение давления, вызванное торможением или разгоном потока жидкости. Теория гидроудара, разработанная Н.Е. Жуковским, рассматривает модель сжимаемой жидкости с распределёнными параметрами.

Повышение давления при гидроударе, возникающее при срабатывании распределителей P1 и P2 определяется зависимостями:

$$\Delta p_n = \rho V C, \text{ когда } \tau < T; \quad (21)$$

$$\Delta p_{\text{нп}} = \frac{2\rho V \ell}{\tau}, \text{ когда } \tau \geq T, \quad (22)$$

где  $\Delta p_n$  - повышение давления при прямом гидроударе;  $\Delta p_{\text{нп}}$  - повышение давления при непрямом гидроударе;  $\rho$  - плотность жидкости, принять для минерального масла  $900 \text{ кг/м}^3$ ;  $V$  - скорость движения жидкости в гидролинии до срабатывания распределителя;  $\ell$  - длина гидролинии от насоса до распределителя;  $\tau$  - время изменения скорости  $V$ , принять  $\tau = 0,001 \text{ сек}$ ;  $T = \frac{2l}{C}$  -

фаза гидроудара;  $C = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{E} + \frac{d\rho}{E_{mp}\delta}}}$  - скорость распространения ударной волны;

$E$  - объёмный модуль упругости жидкости; принять для минерального масла гидросистемы  $E = 1500 \text{ МПа}$ ;  $d$  - внутренний диаметр гидролинии перед распределителем;  $\delta$  - толщина стенки трубопровода;  $E_{mp}$  - модуль упругости материала гидролинии; принять для стальной гидролинии  $200000 \text{ МПа}$ .

Полученные значения ударного повышения давления сравнить с рабочим давлением насоса.

## 7. Исходные данные для расчета, см. рис. 1

I вариант :

$$\begin{aligned} Q_1 &= (1 + 0.1 * N) * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_2 = (120 - N) * 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}; \\ l_1 &= 0.2 \text{ м} + 0.01 * N; \quad l_2 = 2 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_4 = 3 \text{ м} + 0.1 * N; \\ l_5 &= 3.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_6 = 4 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_7 = 5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad K_m = 1 + 0.01 * N; \\ p_{\text{ц}} &= 1.3 * 10^7 - N * 10^5 \quad p_{\text{гм}} = 3 * 10^6 + 1.2 * N * 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

II вариант :

$$\begin{aligned} Q_1 &= (130 - N) * 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_2 = (1.2 + 0.11 * N) * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \\ l_1 &= 0.2 \text{ м} + 0.01 * N; \quad l_2 = 2 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_4 = 3 \text{ м} + 0.1 * N; \\ l_5 &= 3.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_6 = 4 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_7 = 5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad K_m = 1 + 0.01 * N; \\ p_{\text{ц}} &= 1.4 * 10^7 - N * 10^5 \quad p_{\text{гм}} = 4 * 10^6 + 1.2 * N * 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

III вариант :

$$\begin{aligned} Q_1 &= (5 + 0.3 * N) * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_2 = (310 - 2.5 * N) * 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}; \\ l_1 &= 0.2 \text{ м} + 0.01 * N; \quad l_2 = 2 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_4 = 3 \text{ м} + 0.1 * N; \\ l_5 &= 3.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_6 = 4 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_7 = 5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad K_m = 1 + 0.01 * N; \\ p_{\text{ц}} &= 1.3 * 10^7 - N * 10^5 \quad p_{\text{гм}} = 5.7 * 10^6 + N * 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

IV вариант :

$$\begin{aligned} Q_1 &= (310 - 2.5 * N) * 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_2 = (5 + 0.3 * N) * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \\ l_1 &= 0.2 \text{ м} + 0.01 * N; \quad l_2 = 2 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_4 = 3 \text{ м} + 0.1 * N; \\ l_5 &= 3.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_6 = 4 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_7 = 5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad K_m = 1 + 0.01 * N; \\ p_{\text{ц}} &= 5.7 * 10^6 + N * 10^5 \text{ Па} \quad p_{\text{гм}} = 1.3 * 10^7 - N * 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

V вариант :

$$\begin{aligned} Q_1 &= (120 - N) * 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_2 = (1 + 0.1 * N) * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \\ l_1 &= 0.2 \text{ м} + 0.01 * N; \quad l_2 = 2 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_4 = 3 \text{ м} + 0.1 * N; \\ l_5 &= 3.5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_6 = 4 \text{ м} + 0.1 * N; \quad l_7 = 5 \text{ м} + 0.1 * N; \quad K_m = 1 + 0.01 * N; \\ p_{\text{ц}} &= 1.3 * 10^7 - N * 10^5 \quad p_{\text{гм}} = 3 * 10^6 + 1.2 * N * 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

где N- две последние цифры зачетной книжки студента.

Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	
Внезапное расширение	0,8-0,9
Внезапное сужение	0,5-0,7
Штуцер присоединительный, переходник	0,1-0,15
Закругленное колено	0,12-0,15
Сверленный угольник	2-2,5
Тройники прямые	
слияние потоков	2-2,5
разделение потоков	1-1,5
транзитный поток	0,1-0,2
Обратный и предохранительный клапаны	2-3
Дроссель	2-12,5
Редукционный клапан	3-5
Распределитель	6-8
Фильтр	7-10
Вентили: с прямым затвором	3-5,5
с косым затвором	1,4-1,85