

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Донской государственный технический университет

РАСЧЕТ МАГИСТРАЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания и задания по выполнению контрольной работы
и типовых расчётов

Ростов-на-Дону

2021

Составители : канд. техн. наук, доц. В.И. Антоненко
канд. техн. наук, доц. А.А. Тумаков
канд. техн. наук, доц. В.А. Чернавский

Расчет магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов: Метод. указания и задания по выполнению контрольной работы и типовых расчётов / ДГТУ. Ростов н/Д, 2021, 16с.

Даны необходимые методические указания и задания по выполнению контрольной работы и типовых расчетов по дисциплинам «Механика жидкости и газа», «Гидравлика», «Гидравлика и гидропривод», «Гидравлика и теплотехника».

Для всех форм обучения, включая дневную, сокращенную, заочную и дистанционную.

Печатается по решению методической комиссии факультета «Технология машиностроения » ДГТУ

Научный редактор:
доктор технических наук, профессор В.С. Сидоренко

Рецензенты:
Кафедра «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» Южно-Российского государственного технического университета, доцент, кандидат технических наук В.С.Крутиков.



Донской государственный технический
университет, 2021

1.Цель работы

Выполнение контрольной работы и типовых расчётов – заключительный этап изучения студентами общетехнической дисциплины «Механика жидкости и газа» 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. Валеева 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.

Приложение А

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
Гидроклапан обратный	КО
Гидроклапан предохранительный	КП
Гидроклапан редуционный	КР
Компрессор	КМ
Гидромотор (пневмотор)	М
Манометр	МН
Гидродинамическая передача	ГДП
Маслораспылитель	МР
Гидроцилиндр (пневмоцилиндр)	Ц
Гидродинамическая 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 _{max}	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 Δp_l (на прямых участках гидролиний) и потерь в местных сопротивлениях Δp_m .

2.1.Потери давления в линейном сопротивлении:

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

где γ - удельный вес рабочей жидкости;
 λ - коэффициент гидравлического трения;
 d и l - диаметр и длина участка гидролинии;
 V - средняя скорость жидкости на участке гидролинии.

Для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления λ необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса

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

где ν - 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 λ 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 λ	Потери давл. Δp_l , Па
1							
2							
...							

2.2. Потери давления в местном сопротивлении:

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

где ζ - 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., ζ	Потери давления Δp_m , МПа	Сумма потерь давл. $\sum \Delta p_m$ в МПа
1					
2					
...					

2.3. Далее определяются общие потери давления в гидроприводе. Если участки гидролиний 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 гидролиниях, соединенных параллельно, рассчитываются отдельно 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 гидролиниях 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 гидролиний; потеря давления в распределителе соответствует местным сопротивлениям с индексами м3 и м4; K_m -коэффициент мультипликации гидроцилиндра. Аналогично определяются суммарные потери в гидролиниях 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».



Потери давления на дросселе определяется из выражений:

$$\Delta p_{\text{пр4}} = p_{\text{НГМ}} - p_{\text{НЦ}} \quad , \text{ если } p_{\text{НГМ}} > p_{\text{НЦ}} \quad (12)$$

3. Построение характеристики гидролинии

10

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 Δp .

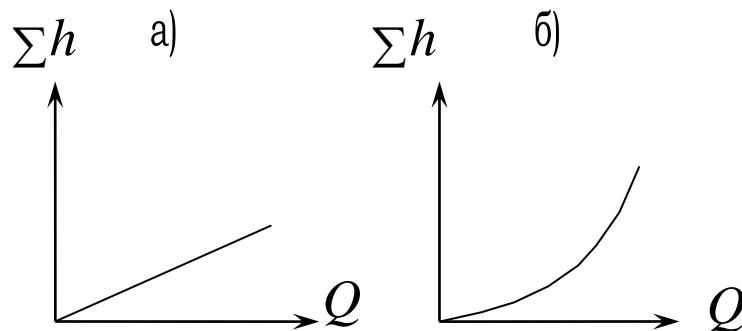


Рисунок 2 - Характеристики гидролиний

Крутизна характеристики определяется диаметром и длиной гидролинии, 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 гидролинии.

4. Построение пьезометрической и напорной линии энергии

Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу гидролинии, 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/γ 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 $\sum h_m$, 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 (P, Φ) она снижается скачком.

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

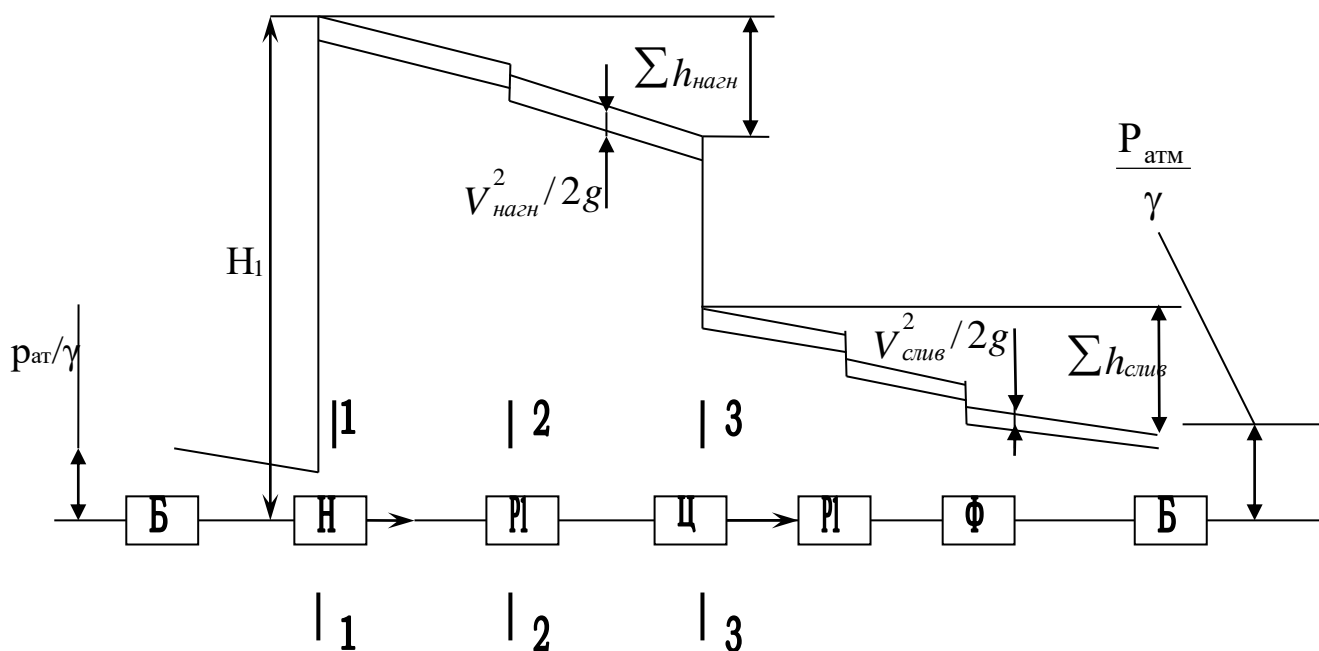


Рисунок 3 - Пример построения графиков удельной энергии

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; τ – 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: $\Delta p_{ин} = \rho \cdot a \cdot l$, где плотность минерального масла $\rho = 900$ кг/м³.

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 P1 и P2 . 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 Δp_n - повышение давления при прямом гидроударе;
 $\Delta p_{\text{нп}}$ - повышение давления при непрямом гидроударе;
 ρ - плотность жидкости, принять для минерального масла 900 кг/м^3 ;
 V - скорость движения жидкости в гидролинии до срабатывания распределителя;
 ℓ - длина гидролинии от насоса до распределителя;
 τ - время изменения скорости V , принять $\tau = 0,001 \text{ сек}$;
 $T = \frac{2\ell}{C}$ - фаза гидроудара;
 $C = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{E} + \frac{d\rho}{E_{\text{тр}}\delta}}}$ - скорость распространения ударной волны;
 E - объёмный модуль упругости жидкости; принять для минерального масла гидросистемы $E = 1500 \text{ МПа}$;
 d - внутренний диаметр гидролинии перед распределителем;
 δ - толщина стенки трубопровода;
 $E_{\text{тр}}$ - модуль упругости материала гидролинии; принять для стальной гидролинии 200000 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