

Севастопольский национальный технический университет



«Основы гидрогазодинамики»

Методические указания
к выполнению лабораторных работ №1-11
по дисциплине
«Гидрогазодинамика»
для студентов направления
15.03.04 – «Автоматизация технологических процессов и
производств»
всех форм обучения

Севастополь
2014

«Основы гидрогазодинамики». Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Гидрогазодинамика» для студентов направления 15.03.04 – «Автоматизация технологических процессов и производств / Сост.: Федоренко С.Н., Вожжов А.А., Головин В.И., Осипов К.Н. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2015. – 52 с.

Цель: настоящие методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении лабораторных работ. В методических указаниях изложены методики расчета и определения различных гидравлических коэффициентов, режимов течения жидкости, исследование основных законов гидравлики и газодинамики.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств»

(протокол № 3 от «8» октября 2014 г.)

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний

Рецензент:

Поливцев В.П., к.т.н, доцент кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств».

СОДЕРЖАНИЕ

1. Лабораторная работа № 1. «Уравнение Бернулли для установившегося потока вязкой жидкости»	4
2. Лабораторная работа №2. «Исследование режимов движения жидкости»	8
3. Лабораторная работа №3. «Экспериментальное исследование коэффициента гидравлического трения»	11
4. Лабораторная работа №4. «Экспериментальное исследование коэффициентов местных гидравлических сопротивлений»	15
5. Лабораторная работа №5. «Определение статической характеристики усилителя типа сопло-заслонка»	18
6. Лабораторная работа №6. «Исследование автоматизированного гидравлического привода»	23
7. Лабораторная работа №7. «Исследование основных характеристик гидравлического шестеренчатого насоса»	27
8. Лабораторная работа №8. «Исследование процесса преобразования энергии сжатого воздуха в механическую работу на примере линейного пневматического привода»	31
9. Лабораторная работа №9. «Исследование характеристик динамического воздушного насоса»	37
10. Лабораторная работа №10. «экспериментальная Проверка уравнения Бернулли в воздушном потоке центробежного вентилятора»	42
11. Лабораторная работа № 11. «Исследование закономерностей при непрямом гидравлическом ударе»	47

1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. «УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ»

Цель работы: Теоретически и экспериментально определить величины, входящие как слагаемые в уравнение Д. Бернулли.

1.1. Теоретический раздел

1.1.1 Основные положения

Уравнение Бернулли – основное уравнение гидравлики, выражает закон сохранения энергии установившегося потока жидкости в поле сил земного тяготения и имеет вид:

$$\frac{\alpha \cdot V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1 = \frac{\alpha \cdot V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + z_2 + h_w, \quad (1.1)$$

где α – коэффициент кинетической энергии или коэффициент Кориолиса ($\alpha = 1$ – турбулентный поток, $\alpha = 2$ – ламинарный поток); V_1 и V_2 – средняя скорость потока соответственно в первом и во втором сечении трубопровода, которые находятся один от другого на расстоянии L , м/с (см. рис. 1.1); ρ – плотность жидкости (кг/м^3); g – ускорение свободного падения; P_1 и P_2 – абсолютное (полное) давление в первом и во втором сечении трубопровода (Па); z_1 и z_2 – расстояния от произвольной горизонтальной (нулевой) плоскости сравнения до центров поперечных сечений (м); h_w – величина потерь удельной энергии на преодоление гидравлических сопротивлений (м).

Таким образом, сумма удельной потенциальной, кинетической и затраченной энергии вдоль потока есть величина постоянная.

Удельную энергию положения (геометрическую высоту) z можно измерить, как расстояние по вертикали от горизонтальной плоскости сравнения до центра сечения. Удельную потенциальную энергию давления – высоту давления $\left(\frac{P}{\rho \cdot g}\right)$ можно измерить с помощью пьезометрической трубки. Удельную кинетическую энергию – скоростную высоту $\left(\frac{\alpha \cdot V^2}{2g}\right)$ можно измерить, как разницу высот в гидродинамической и пьезометрической трубках.

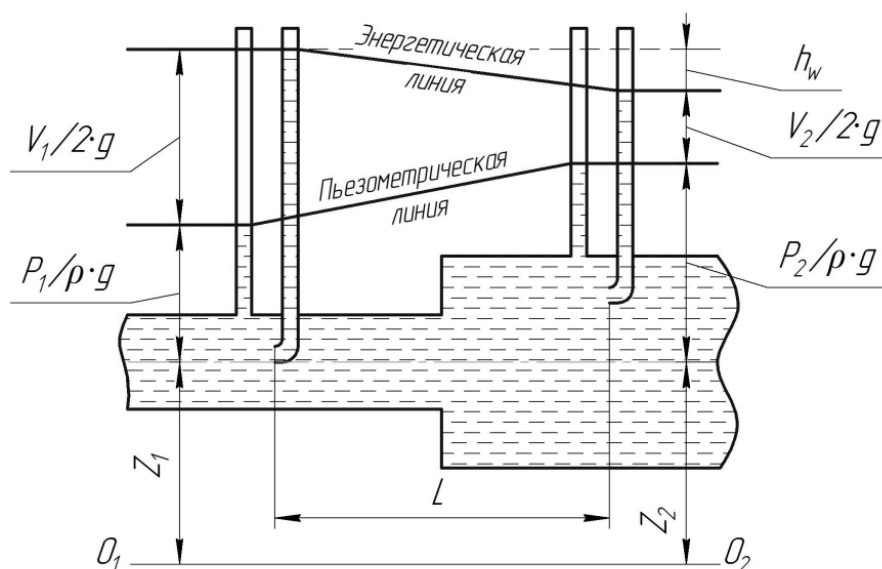


Рисунок 1.1 – Участок гидравлического стенда с пьезометрическими и гидродинамическими трубками

Линия, которая проходит через уровни жидкости в пьезометрических трубках и показывает, как изменяется удельная потенциальная энергия вдоль потока, называется пьезометрической.

Линия, которая соединяет уровни жидкости в гидродинамических трубках и показывает, как изменяется полная удельная энергия вдоль потока, называется энергетической (напорной) линией. Поскольку во время движения жидкости часть ее энергии затрачивается на преодоление сил трения и различные местные сопротивления, напорная линия постепенно снижается. Пьезометрическая линия на отдельных участках трубопровода может повышаться. Это может происходить тогда, когда вследствие увеличения диаметра трубы скорость, а также и удельная кинетическая энергия уменьшаются.

Интенсивность потерь энергии измеряется гидравлическим уклоном i_z :

$$i = i_z = \frac{\left[\left(\frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1\right) - \left(\frac{P_2}{\rho \cdot g} + z_2\right)\right]}{L}, \quad (1.2)$$

где L – расстояние между первым и вторым сечениями трубы.

При равномерном движении жидкости в трубе неизменного поперечного сечения ($V_1 = V_2$) гидравлический уклон равен пьезометрическому:

$$i = i_z = \frac{\left[\left(\frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1\right) - \left(\frac{P_2}{\rho \cdot g} + z_2\right)\right]}{L}, \quad (1.3)$$

Лабораторный стенд, схема которого приведена на рисунке 1.2., состоит из напорного бака 1, в котором уровень воды поддерживается постоянным (излишек воды вытекает сквозь специальное отверстие в канализацию) и трубопровода 3 и 4. Диаметр трубопровода 4 изменяется вдоль потока течения жидкости. Из трубопровода 4 вода попадает в мерный бак 2 (сливной бак), с помощью которого можно определить расход ($Q = \frac{\Delta W}{\Delta t}$, где ΔW – объем жидкости, поступившей в бак за время Δt).

Во всех характерных сечениях трубопровода (поз. 1-12 на рисунке 1.2.) установлены пьезометрические и гидродинамические трубки.

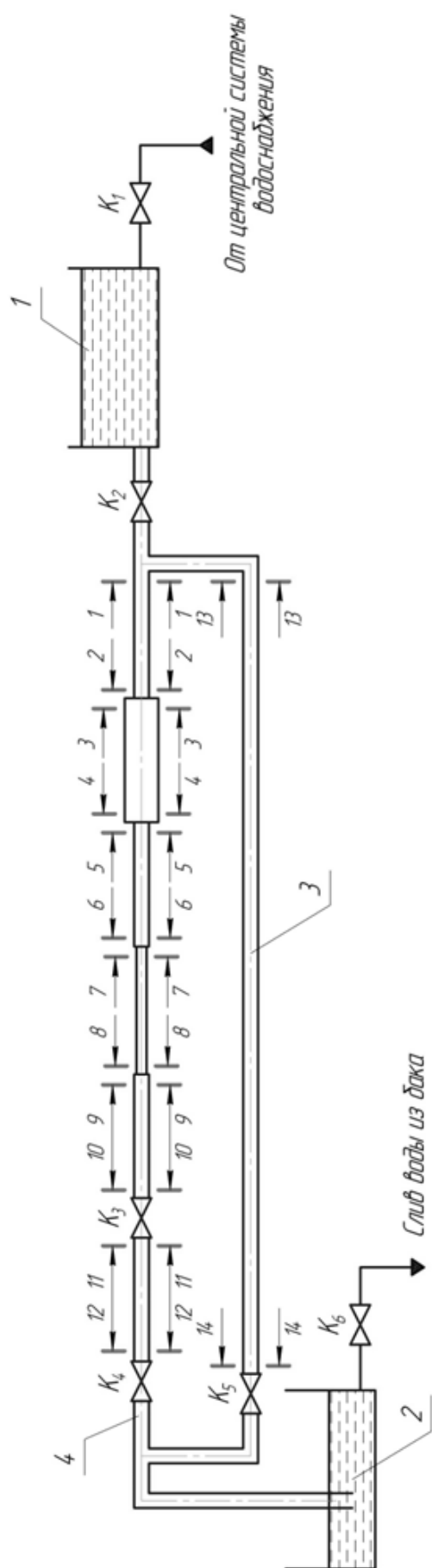


Рисунок 1.2 – Схема лабораторного гидравлического стенда

1.1.2 Программа исследования

В ходе выполнения работы студент должен с помощью пьезометрических и гидродинамических трубок определить удельную потенциальную $\left(\frac{P}{\rho \cdot g} + z\right)$ и кинетическую $\left(\frac{\alpha \cdot V^2}{2g}\right)$ энергии в характерных сечениях трубы и на основе этих измерений построить пьезометрическую и напорную (энергетическую) линии. проверить такие теоретические положения: изменение удельной кинетической энергии приводит к изменению удельной потенциальной энергии; во время движения жидкости ее полная энергия $\left(\frac{\alpha \cdot V^2}{2g} + \frac{P}{\rho \cdot g} + z\right)$ постепенно уменьшается.

1.2 Порядок выполнения экспериментальных исследований

- 1) Закрыть кран K_4 и K_5 , а затем открыть K_1 и наполнить напорный бак 1 водой, контролируя ее уровень по водомерной трубке. Открыть кран K_6 и слить воду из мерного бака (если она там есть).
- 2) Закрыть кран K_6 , открыть кран K_4 в конце трубы переменного сечения и с помощью крана K_1 добиться, чтобы уровень воды в напорном баке не изменялся.
- 3) Записать в колонки 2 и 3 таблицы 1.1 показания пьезометрических и гидродинамических трубок в каждом сечении.
- 4) Подсчитать значения удельной энергии и внести их в колонки 4,5 и 6 таблицы 1.1.
- 5) Определить потери энергии h_w на каждом сечении и записать в колонку 7 таблицы 1.1.
- 6) По данным измерений построить пьезометрическую и энергетическую линии. На основе этой диаграммы сделать выводы о характере изменений каждого вида удельной энергии и суммарной удельной энергии $\left(\frac{P}{\rho \cdot g}\right)$.
- 7) Кроме того, определить величину расхода воды (Q) за время проведения исследований. Для этого необходимо с помощью мерного бака и секундомера определить объем воды (W), который вытек из трубопровода за некоторый отрезок времени (T) и зафиксировать отчете.

Таблица 1.1

Номер сечения	Показания трубок		Удельная энергия (см)			
	Пьезометрической	Гидродинамической	Потенциальная $\left(\frac{P}{\rho \cdot g}\right)$	Кинематическая $\left(\frac{\alpha \cdot V^2}{2g}\right)$	Полная $\left(\frac{\alpha \cdot V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1\right)$	Потери h_w
1	2	3	4	5	6	7
1						
2						
...						
10						

1.3 Содержание отчета

Отчет о выполнении лабораторной работы, оформленный в соответствии с действующими стандартами Украины для текстовых документов должен содержать:

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схема лабораторного стенда (см. рис. 1.1);
4. Заполненную таблицу 1.1 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Графические изображения пьезометрической и энергетической линии;
7. Вывод по результатам исследований. В выводе необходимо отразить подтверждаются ли теоретические положения, отмеченные в поставленных задачах к лабораторной работе или нет.

1.4 Контрольные вопросы

- а) Каков физический смысл величин, входящих в уравнения Бернулли?
- б) Какие существуют ограничения на применение уравнения Бернулли?
- в) К каким выражениям приводятся уравнения Бернулли в случаях:
 - неподвижной жидкости?
 - равномерного движения в горизонтальном трубопроводе?
 - истечения жидкости из бака через маленькое круглое отверстие?
- г) Каковы основные причины возникновения потерь напора при движении вязкой жидкости? Чем отличаются уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости?
- д) Каков геометрический и физический смысл понятий: геодезический, пьезометрический, гидравлический уклон?
- е) Может ли быть отрицательным гидравлический уклон? Почему?
- ж) Может ли быть отрицательным пьезометрический уклон? Почему?

Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы / Т.М. Башта. С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М: Машиностроение, 1982. -423с.
2. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины - изд.4, перераб. и доп. - Изд-во Харьковского ун-та, 1970.
3. Большаков В.А. и др. Справочник по гидравлике. - К.: Вища школа, 1984, - 343 с.
4. Вакина Б.В., Денисенко И.Д., Столяров А.Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. - К : Вища школа, 1987. - 208 с.

2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2.

«ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ»

Цель работы: произвести наблюдение ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости и проверить условия их существования.

2.1 Теоретический раздел

2.1.1 Основные положения

Впервые режимы движения подробно исследовал английский физик Осборн Рейнольдс. Было установлено, что при малых средних по сечению скоростях потока жидкости в трубе наблюдается ламинарный режим движения, когда слои жидкости не смешиваются, а передвигаются вдоль трубы по прямолинейным траекториям. Когда средняя скорость V_{cp} приближается к некоторому критическому значению $V_{кр}$, слои жидкости начинают совершать колебательные движения, пульсировать, закручиваться. При дальнейшем увеличении средней скорости поток становится еще не стабильнее, в нем возникают завихрения. При $V_{cp} = V_{кр}$ возникает турбулентный режим движения и слои жидкости интенсивно смешиваются между собой.

Ламинарный режим встречается достаточно редко – при течении очень вязких жидкостей или при очень малых скоростях движения. В большинстве случаев на практике наблюдается турбулентный режим движения. Исследованиями Рейнольдса доказано, что переход от ламинарного режима к турбулентному и наоборот происходит при некоторых значениях безразмерного параметра, названного позже числом Рейнольдса, которое определяется следующим образом:

$$Re = \frac{V_{cp} \cdot d}{\nu}, \quad (2.1)$$

где V_{cp} – средняя скорость течения жидкости, d – диаметр трубопровода, ν – кинематическая вязкость жидкости.

Эти значения называются «критическими» числами Рейнольдса $Re_{кр}$. При $Re < Re_{кр}$ наблюдается ламинарный режим движения, при $Re > Re_{кр}$ – турбулентный. Так для труб круглого поперечного сечения $Re_{кр} \cong 2300$, для гибких рукавов $Re_{кр} \cong 1600$, для окон цилиндрического золотника $Re_{кр} \cong 260$, для плоских и конусных клапанов $Re_{кр} = 20 \div 100$. Значение кинематической вязкости воды представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Кинематическая вязкость воды при различных значениях температуры

Температура воды, t (°C)	4	6	8	10	12	14	16	18	20
Кинематическая вязкость, ν (мм ² /с)	1,57	1,47	1,39	1,31	1,24	1,18	1,12	1,06	1,01

2.1.2 Описание лабораторной установки

Лабораторный стенд состоит из бака 1, стеклянной прозрачной трубки 4, на конце которой установлен кран K_8 , емкость 3 с окрашенной водой (марганец) из которой окрашенная струйка вытекает по тонкой трубке 5.

Расход воды определяется объемным способом: $Q = \frac{\Delta W}{\Delta T}$, а средняя скорость $V_{cp} = \frac{Q}{S}$, где S – площадь сечения трубопровода, W – объем воды, поступившей в сливной бак 2 за время T .

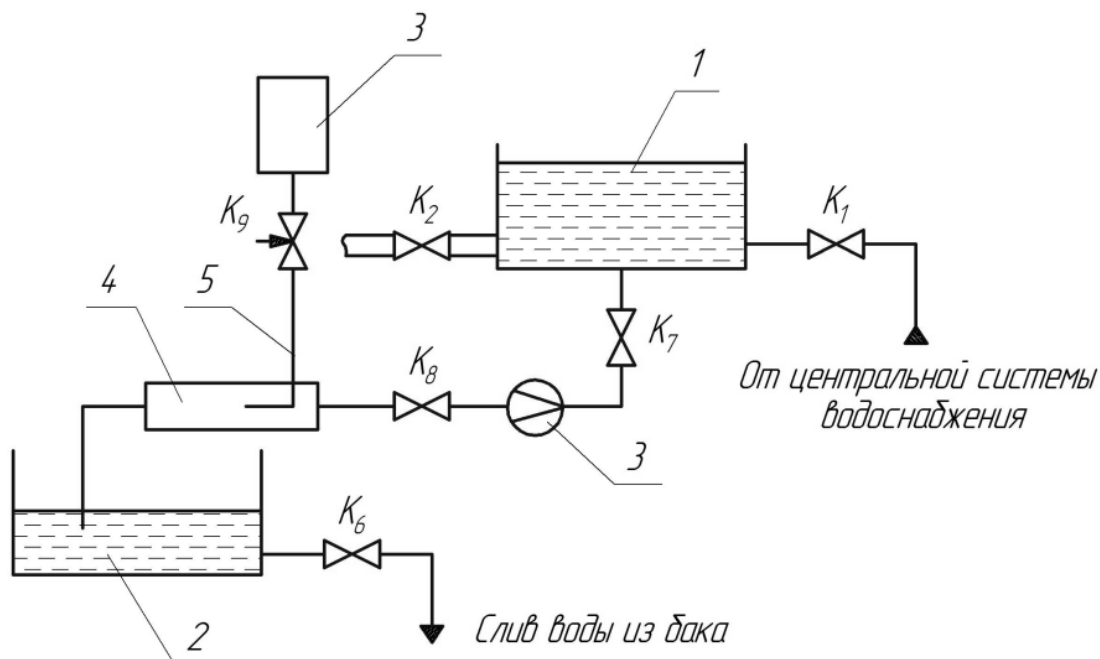


Рисунок 2.1 – Схема лабораторного стенда

2.2 Порядок выполнения экспериментальных исследований

- 1) Закрывать кран K_2 и K_7 , а затем открыть K_1 и наполнить напорный бак 1 водой, контролируя ее уровень по водомерной трубке. Открыть кран K_6 и слить воду из мерного бака (если она там есть).
- 2) Закрывать кран K_6 . Открыть краны K_7 , K_8 , K_9 и с помощью крана K_8 в стеклянной трубке 4 создать ламинарный режим движения жидкости (окрашенная струя жидкости, которая вытекает из сливной магистрали 5, не смешивается с потоком воды);
- 3) Измерить температуру воды t и отрезок времени T , за которой наполняется сливной бак 2 (или некоторая его часть);
- 4) С помощью крана K_8 создать турбулентный режим и произвести такие же измерения как в п.3;
- 5) Определить среднюю скорость движения жидкости (V_{cp}), расход (Q), а также число Рейнольдса для каждого режима течения жидкости. Все результаты измерений и вычислений записать в таблицу 2.2.

Таблица 2.2

Наблюдаемый режим движения	Объем воды в мерном баке, $W (м^3)$	Время наполнения бака, $T (с)$	Средняя скорость, $V (м/с)$	Расход, $Q (м^3/с)$	Число Рейнольдса, Re
1	2	3	4	5	6
Ламинарный					
Турбулентный					

2.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схема лабораторного стенда (см. рис. 2.1);

4. Заполненную таблицу 2.2 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Выводы по результатам исследований.

2.4 Контрольные вопросы

- а) При каких условиях может существовать ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости?
- б) Как зависит значение «критического» числа Рейнольдса $Re_{кр}$ от формы и свойств трубы, по которой протекает жидкость?
- в) Как изменяется кинематическая вязкость воды при изменении температуры?
- г) Какой режим движения жидкости чаще встречается в гидросистемах? Почему?

2.5 Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - М: Машиностроение, 1982. - 423с.
2. А.А. Угинчус. Гидравлика и гидравлические машины - изд.4, перераб. и доп. -Изд-во Харьковского ун-та, 1970.
3. Большаков В.А. и др. Справочник по гидравлике. - К.: Вища школа, 1984. – 343 с.
4. Вакина Б.В., Денисенко И.Д., Столяров А.Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. - К: Вища школа, 1987. - 208 с.

3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3. «ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ»

Цели работы: экспериментально определить коэффициент гидравлического трения λ при разных значениях числа Рейнольдса и сравнить его со значениями, вычисленными по эмпирическим формулам.

3.1 Теоретический раздел

3.1.1 Основные положения

Как показали многочисленные эксперименты и большой практический опыт, потери по длине зависят от длины трубы l и диаметра d , шероховатости ее стенок, средней скорости V и кинематической вязкости ν жидкости.

Они определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_l = \lambda \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \cdot \left(\frac{V^2}{2\rho}\right), \quad (3.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси), который надо определить при выполнении этой лабораторной работы.

Принимая во внимание, что труба лабораторного стенда горизонтальная и ее диаметр не меняется, то есть средняя скорость $V = const$, а также на рабочем участке

нет никаких местных сопротивлений, из уравнения Бернулли, относительно площади сечения О-О для поперечных сечений 1-1 и 2-2, придем к выводу, что

$$\Delta h_l = \frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g}. \quad (3.2)$$

В таблице 3.1 приведены значения средней высоты выступов шероховатости (Δ) внутренней поверхности некоторых труб.

Таблица 3.1 – Средняя высота выступов шероховатости внутренней поверхности трубы

Трубы:	Δ , мм
1. Стальные бесшовные: а) новые чистые; б) старые, находящиеся в эксплуатации.	0,03.....0,05 0,06...0,15
2. Стальные сварные: а) новые и чистые; б) умеренно ржавые; в) старые ржавые.	0,04...0,06 0,08...0,15 0,2...0,7
3. Из цветных металлов	0,005
4. Гибкие рукава	0,03

Из формулы 3.1 можно получить зависимость для определения λ с помощью эксперимента:

$$\lambda = \frac{\Delta h_l \cdot 2g \cdot d}{v^2 \cdot l} \quad (3.3)$$

Значения коэффициента λ , которые будут получены по формуле 3.2, сравним со значениями, которые будут вычислены по одной из приведенных далее формул. При ламинарном режиме справедлива формула:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.4)$$

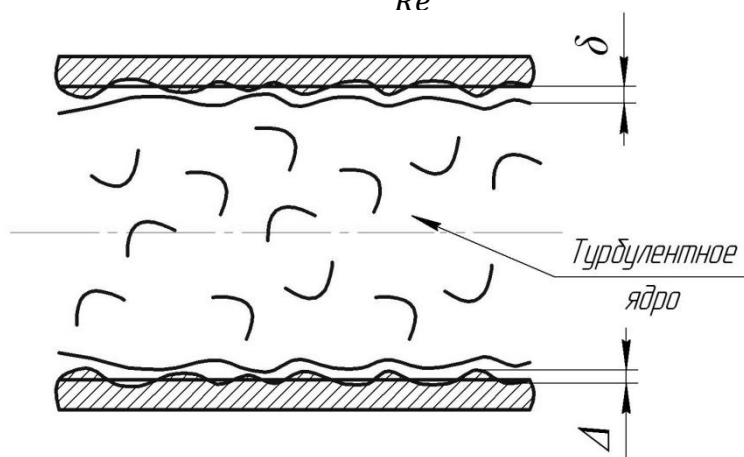


Рисунок 3.1 – Турбулентное ядро

На основе исследований установлена такая структура турбулентного потока: 1) тонкая ламинарная пленка около стенок трубы; 2) переходный слой; 3) турбулентное ядро, занимающее всю центральную часть потока (см. рис. 3.1). Ламинарная пленка

3.2 Порядок выполнения экспериментальных исследований

- 1) Открыть кран К1 и К5, с помощью крана К1 стабилизировать уровень в напорном баке 1;
 - 2) Закрыть кран К6 и отмерить отрезок времени T , за который уровень воды в мерном баке повысится на ΔH . Одновременно отмерить пьезометрические высоты $\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$, а также температуру воды t ; (занести данные соответственно в колонки 3,6,7 таблицы 3.2);
 - 3) Опыт необходимо повторить несколько раз, изменяя каждый раз с помощью крана К5 расход $Q = \frac{\Delta W}{\Delta T}$, где $\Delta W = (H_1 - H_2)S$, где S – площадь основания мерного бака; H_1 и H_2 – уровни воды в баке до измерения и через промежуток времени T (занести данные в колонки 2,4 таблицы 3.2);
 - 4) При проведении измерений и вычислений длину рабочей части трубы принимаем $L=3100$ мм, а диаметр трубы $d=20$ мм;
 - 5) Определить по формуле (3.2) экспериментальные значения Δh_l и занести результаты в колонку 8 таблицы 3.2.
 - 6) По формуле (3.3) определить экспериментальные значения λ_ε и занести результаты в колонку 9 таблицы 3.2
 - 7) Определить теоретическое значение коэффициента λ_T в зависимости от зоны гидравлических сопротивлений по формулам (3.5÷3.7) и занести в колонку 12 таблицы 3.2. Для определения зоны гидравлических сопротивлений определить число Рейнольдса (см. формулу 2.1) и сравнить его с $Re_{кр}=2300$ и значением относительной шероховатости поверхности трубы. Если вычисленное значение $Re_{кр}$ удовлетворяет неравенству (3.5), то λ определяется по формуле 3.6 и т.д. Полученные результаты занести в колонки 10,11 и 12 таблицы 3.2
 - 8) Относительную погрешность экспериментальных значений коэффициента Дарси $\delta\lambda$ вычислить по формуле $\delta\lambda = \frac{(\lambda_\varepsilon - \lambda_T)}{\lambda_T} \cdot 100\%$ и результаты занести в колонку 13 таблицы (3.2)
- Таблица 3.2

[illegible]

3.3. Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схема лабораторного стенда (см. рис. 3.2);
4. Заполненную таблицу 3.2 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Выводы по результатам исследований.

3.4. Контрольные вопросы

- а) От каких параметров потока зависят потери на трение по длине при ламинарном течении жидкости?
- б) С чем связано разделение турбулентного потока на «области сопротивлений»?
- в) От каких параметров зависят потери по длине при турбулентном движении жидкости?
- г) Какова структура турбулентного потока?

3.5. Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - М: Машиностроение, 1982. - 423с.
2. А.А. Угинчус. Гидравлика и гидравлические машины – изд. 4, перераб. и доп -Изд-во Харьковского ун-та, 1970. — С
3. Большаков В. А. и др. Справочник по гидравлике. - К.: Вища школа, 1984 - 343 с
4. Вакина Б.В., Денисенко И.Д., Столяров А.Л. Машиностроительная гидравлика Примеры расчетов. - К.: Вища школа 1987. - 208 с.

4. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4. «ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ»

Цель работы: экспериментально установить коэффициенты местных гидравлических сопротивлений и сравнить их значения с табличными (справочными).

4.1 Теоретический раздел

4.1.1 Общие положения

Местные сопротивления – это сравнительно короткие участки труб, в границах которых возникают – нарушения равномерных потоков из-за наличия помех – запорных устройств, поворотов, изменений диаметра трубы и т.д.

Потери энергии на преодоление местных гидравлических сопротивлений определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_p = \frac{\zeta V^2}{2g}, \quad (4.1)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления, который при турбулентном режиме зависит только от вида сопротивления и его относительных размеров. Коэффициент местного сопротивления определяют на основе экспериментальных исследований. Значение коэффициентов ζ можно найти в справочниках по гидравлике. В некоторых случаях их можно вычислить по теоретическим или полутеоретическим формулам. Например, для резкого расширения трубы:

$$\zeta_p = \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2 \quad (4.2)$$

для резкого сужения

$$\zeta_c = 0,5 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right] \quad (4.3)$$

Значения некоторых других коэффициентов местных сопротивлений (ζ) можно найти в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Коэффициенты местных сопротивлений для различных видов сопротивлений

Вид местного сопротивления	Значения коэффициента ζ
Вход в трубу	0,5
Всасывающий клапан	6...12
Колено	1,2
Плавный поворот на 90°	1
Вентиль (открытый)	6...9
Выход из трубы	1

Следует отметить, что при ламинарном режиме коэффициенты местных сопротивлений зависят не только от их формы и относительных размеров, но и от числа Рейнольдса:

$$\zeta = \frac{A}{Re} \quad (4.4)$$

где A – установленный экспериментально безразмерный коэффициент. При выполнении этой лабораторной работы определяют коэффициенты ζ только для турбулентного режима, потому что ламинарный режим наблюдается сравнительно редко.

Лабораторный стенд (см. рис. 4.1) состоит из напорного бака 1, трубы 2 с различными местными сопротивлениями, мерного бака 3. До и после каждого местного сопротивления установлены гидродинамические трубки.

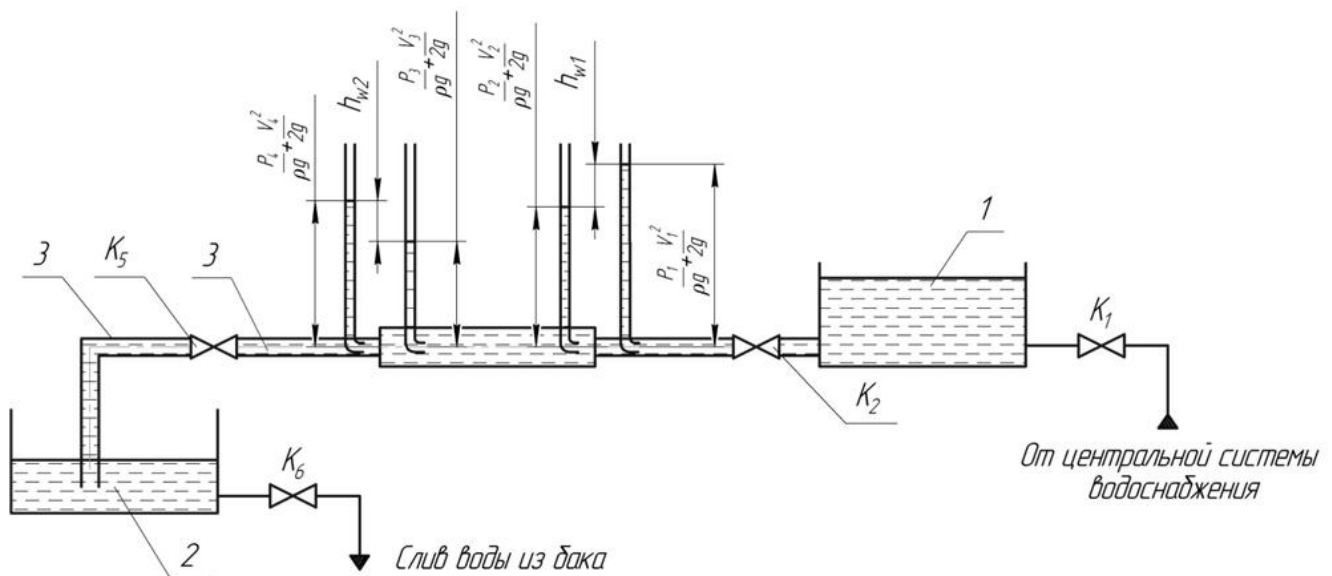


Рисунок 4.1 – Схема лабораторного стенда

4.2 Порядок выполнения экспериментальных исследований

- 1) Открыть краны K_1 , K_2 , K_5 и с помощью крана K_1 стабилизировать уровень воды в резервуаре 1;
- 2) Открыть краны K_2 и K_5 и измерить отрезок времени T , за который уровень воды в мерном баке 2 увеличится на ΔH одновременно записать показания гидродинамических трубок, установленных до и после каждого местного сопротивления;

Таблица 4.2

№ п/п	Вид местного сопротивления	Объем воды в мерном баке, $W(\text{м}^3)$	Время наполнения бака, $T(\text{с})$	Расход воды, $Q(\text{м}^3/\text{с})$	Средняя скорость в сечении, $V(\text{м/с})$	Удельная энергия сечения (м)		Потери в местном сопротивлении $h_w = e_1 - e_2(\text{м})$	Значения ζ	
						$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g}$		Установлено экспериментально	Справочное
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1										
2										
3										

- 3) Исследование повторить несколько раз, меняя каждый раз величину расхода воды Q , с помощью кран K_5 . Объем воды в мерном баке $W = S\Delta H$, где S – площадь основания мерного бака, ΔH – изменение уровня воды в мерном баке.
- 4) Результаты измерения и вычислений записать в таблицу 4.2. Диаметры трубы до d и после D местного сопротивления (участок резкого расширения) соответственно равны $d=20$ мм и $D=40$ мм.

4.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схему лабораторного стенда (см. рис. 4.1);
4. Заполненную таблицу 4.2 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Выводы по результатам исследований. В выводах проанализировать причины расхождения между экспериментальными и справочными данными.

4.4 Контрольные вопросы

- а) Как определить потери удельной энергии на местных сопротивлениях?
- б) Как определить суммарные потери удельной энергии на участке трубопровода наличия различных типов сопротивлений?
- в) Как уменьшить сопротивление трубопровода?
- г) Как зависят потери в трубопроводах от режима течения жидкости?
- д) Как зависят потери в трубопроводах от свойств жидкости и от ее температуры?

4.5 Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - М: Машиностроение, 1982. - 423с.
2. А.А. Угянчус. Гидравлика и гидравлические машины - изд.4, перераб. и доп. – Изд-во Харьковского ун-та, 1970.
3. Большаков В. А. и др. Справочник по гидравлике. - К.: Вища школа, 1984. - 343 с.
4. Вакина Б.В., Денисенко И.Д., Столяров А .Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов.-К: Вища школа,1987-208с.

5. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. «ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСИЛИТЕЛЯ ТИПА СОПЛО-ЗАСЛОНКА»

Цель работы: ознакомиться с конструкцией, принципом действия усилителя типа сопло-заслонка и установить его статическую характеристику.

5.1 Теоретический раздел

5.1.1 Общие положения

Среди пневматических и гидравлических усилителей широко распространены усилители типа сопло-заслонка. Такие усилители включают дроссель 1 с постоянным проходным сечением, междроссельную камеру А, сопло 2 и заслонку 3 (см. рис.1). Сопло и заслонка составляют вместе дроссель с переменным проходным се-

чением. Рабочее тело (воздух, жидкость) подается в усилитель под постоянным давлением P_0 , затем протекает через дроссель 1, междроссельную камеру A , сопло 2 и истекает в атмосферу (или бак) через зазор между торцом сопла и заслонкой. Величина зазора определяется следующим образом:

$$\delta = \delta_0 \pm h, \quad (5.1)$$

где δ_0 – начальный зазор между соплом и заслонкой; h – перемещение (ход) заслонки, считающееся положительным при удалении заслонки от сопла.

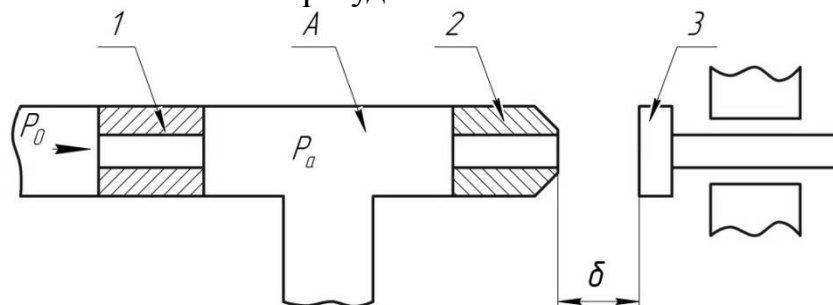


Рисунок 5.1 – Усилитель типа сопло-заслонка

Заслонка перемещается управляющим элементом. Междроссельная камера A соединяется с рабочей полостью исполнительного механизма.

Усилители типа сопло-заслонка носят еще название механопневматических преобразователей, поскольку в них происходит преобразование механического перемещения в пневматический (гидравлический) сигнал. Они используются также в дискретных датчиках наличия давления, расхода, уровня, температуры, числа оборотов, эксцентриситета, линейных размеров, шероховатости поверхностей и т.д. Кроме того, они применяются в различных вычислительных устройствах.

Усилитель (преобразователь) работает следующим образом: при зазоре δ_0 давление воздуха (жидкости) в камере A равняется начальному, т.е. уравнивающему нагрузку на исполнительном механизме, и воздух к последнему не поступает. Перемещение заслонки вызывает изменение сопротивления дросселя с переменным проходным сечением, а следовательно, и расхода воздуха через сопло-заслонку. Давление P_a в междроссельной камере и выходной линии усилителя при этом также меняется, и исполнительный механизм приходит в движение.

Затрачивая небольшую мощность на управление усилителем (перемещение заслонки), можно управлять значительной мощностью потока рабочего тела на выходе усилителя, что следует из формулы:

$$N = P_A \cdot Q, \quad (5.2)$$

где N – мощность усилителя; Q – расход рабочего тела через проходное сечение.

В установившихся режимах работы каждому зазору δ между соплом и заслонкой соответствует определенное давление P_a в междроссельной камере при постоянном расходе жидкости в выходной линии. Таким образом, статическая характеристика усилителя представляет собой зависимость давления в камере A от зазора δ между заслонкой и торцом сопла. При этом имеется в виду, что давление рабочего тела P_0 (воздуха, жидкости) на входе в усилитель и давление P_c среды, в которую воздух вытекает, остаются неизменными.

В статических режимах расход рабочего тела через дроссель 1 равен его расходу через сопло с заслонкой. Предполагая, что истечение происходит в атмосферу ($P_c = 0$ атм), эти расходы могут быть найдены по выражениям:

$$Q_1 = \mu_1 \cdot f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot P_a}, \quad (5.3)$$

$$Q_2 = \mu_2 \cdot f_2 \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_0 - P_a)} \quad (5.4)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты расхода через дроссель 1 и сопло с заслонкой соответственно; f_1 и f_2 – площади проходных сечений дросселя и зазора; g – ускорение силы тяжести; γ – удельный вес рабочего тела.

В установившемся режиме $Q_1 = Q_2$. Поэтому из уравнения (5.3) после преобразований получаем, что

$$P_A = \frac{\sigma_{\Pi}^2 \cdot P_0}{\sigma_{\Pi}^2 + a^2 \cdot \sigma^2}, \quad (5.5)$$

где σ_{Π} – проводимость дросселя; a – коэффициент пропорциональности.

Из формулы (5.5) видно, что при $\delta = 0$ давление $P_A = P_0$, а при $\delta > 0$ давление в междроссельной камере уменьшается, поскольку оно зависит от δ .

Чувствительность усилителя определяется следующим образом

$$K = \frac{dP_A}{d\delta}, \quad (5.6)$$

т.е. она может быть определена геометрически как тангенс угла наклона касательной, проведенной к кривой $P_A = f(\delta)$. Поскольку эта зависимость нелинейная, то чувствительность K также изменяется при изменении δ .

5.1.2 Программа исследования

- Ознакомиться с конструкцией усилителя, составить его схему, определить назначение всех входящих в него элементов;
- Снять и исследовать его статическую характеристику;
- Определить чувствительность (передаточное отношение) системы;
- Экспериментальные зависимости представить графически.

5.2 Указания к проведению работы

- 1) Ознакомиться со стендом и всеми входящими в него элементами.
- 2) Составить схему усилителя используя таблицу 5.1.
- 3) Установить заслонку на 1-2мм от поверхности сопла микрометрическим винтом.
- 4) Подключить усилитель к пневмосети, предварительно установив с помощью обратного клапана давление на входе в усилитель порядка 0,04 МПа (0,4 бар).
- 5) Максимальное давление определяется по U-образному манометру так, чтобы размах уровней воды в трубках был максимальным (верхний срез не должен превышать уровня красной черты). Необходимо следить за тем, чтобы вода в манометре не выходила за красную черту.

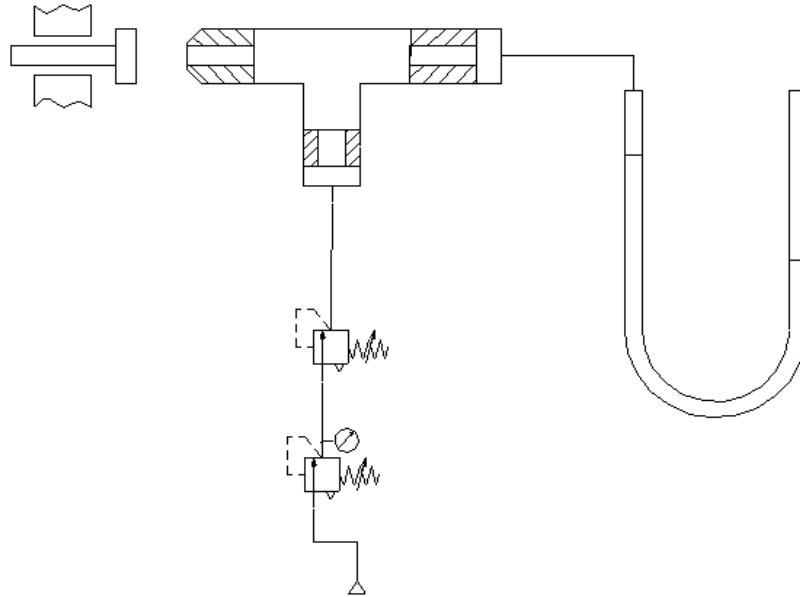


Рисунок 5.1 Схема лабораторной установки

Таблица 5.1 – Условные графические обозначения элементов

	выходное сопло с заслонкой
	тройник с входным соплом
	водяной U-образный манометр
	стабилизатор давления с ручным управлением
	манометр

- 6) Снять статическую характеристику $P_A = f(\delta)$. Измерения начинать с $\delta = 0$, для чего повернуть винт микрометра (заслонку) до упора в сопло. Установить, регулируя винтом стабилизатора, давление P_0 . Увеличивая зазор с ша-

гом 0.02 мм с помощью микрометрического винта, занести в таблицу (5.2) значения давления P_a , соответствующий величинам зазора $\delta=0.02, 0.04, 0.06 \dots$ мм. Измерения прекратить если подряд три шага увеличения зазора не вызывает соответствующего уменьшения давления

- 7) По данным колонок 2 и 3 таблицы 5.2 построить график $P_A = f(\delta)$.
- 8) Определить значения коэффициента чувствительности усилителя K по формуле $K = \frac{P_{A_{i+1}} + P_{A_i}}{\Delta\delta}$, где $\Delta\delta=0.02$ мм – шаг измерения. Результаты занести в колонку 4 таблицы 5.2
- 9) Построить график изменения коэффициента чувствительности $K = f(\delta)$
- 10) Из анализа графиков $P_A = f(\delta)$ и $K = f(\delta)$ определить зоны нечувствительности усилителя, максимальный и минимальный коэффициент усиления K .
- 11) Сделать выводы по результатам исследования

Таблица 5.2

№ п/п	δ , мм	P_A , Па	K
1	2	3	4
1	0,02		
2	0,04		
...	...	...	...
25	0,50		

5.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схему лабораторного стенда с использованием элементов из таблицы 5.1;
4. Заполненную таблицу 5.2 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. График статической характеристики $P_A = f(\delta)$;
7. Выводы по результатам исследований.

5.4 Контрольные вопросы

- а) Из каких основных элементов состоит усилитель сопло-заслонка?
- б) Что происходит с давлением в междроссельной камере при увеличении зазора между соплом и заслонкой?
- в) Какая зависимость (линейная, нелинейная) между давлением в междроссельной камере и зазором между соплом и заслонкой?
- г) Где в пневмогидроприводе применяют усилитель «сопло – заслонка»?
- д) Как характеризуется коэффициент чувствительности усилителя?

5.5 Библиографический список

1. И.М. Красов. Гидравлические элементы в системах управления, изд. 2.-М.: Машиностроение, 1967, -с. 32-35; 48-52.
2. И.А. Ибрагимов и др. Элементы и системы пневмоавтоматики.- М.: Высшая школа, 1985, - с. 66-72.

6. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. «ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА»

Цель работы: ознакомиться с конструкцией и принципом действия автоматизированного гидравлического привода и определить его характеристик.

6.1 Теоретический раздел

6.1.1 Общие сведения

Благодаря таким важным преимуществам, как малая масса и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности, высокий КПД, надежность действия, а также простота автоматизации управления, гидроприводы нашли широкое применение в самых разных отраслях техники. Преимуществом гидроприводов является также возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена в широком диапазоне.

В составе гидропривода различают:

- напорную гидролинию – часть основной гидролинии, по которой рабочая жидкость поступает от насоса к распределителю или непосредственно к гидродвигателю;
- исполнительную гидролинию – часть основной гидролинии, по которой рабочая жидкость движется от распределителя к гидродвигателю и обратно;
- сливную гидролинию – часть основной гидролинии, по которой рабочая жидкость движется в бак от распределителя или непосредственно от гидродвигателя.

Применительно к рассматриваемым объемным гидроприводам основным видом энергии является энергия давления движущейся жидкости, которая легко может быть преобразована в механическую работу с помощью гидродвигателей.

В лабораторной работе исследуется работа гидропривода, исполнительным органом которого является гидроцилиндр. Такой гидроцилиндр может быть использован как привод перемещений стола станка, ползуна прессы, в качестве толкателя, зажима и т.д.

Характерной особенностью гидроприводов является равномерное движение рабочего органа (штока гидроцилиндра), легкость регулировки и большое усилие, развиваемое на штоке.

Гидропривод смонтирован на стенде, на котором установлены бак с маслом, шестеренчатый насос, развивающий давление $P=0,5\text{МПа}$. Скорость вращения ротора

насоса $n=2000$ об/мин. Исполнительный орган – несимметричный цилиндр двухстороннего действия, диаметр поршня которого $D=50$ мм, диаметр штока $d=16$ мм.

Управление работой гидропривода осуществляется от четырехлинейного двухпозиционного золотника с электромагнитным управлением. На напорной магистрали установлен манометр для измерения давления масла и предохранительный клапан, регулирующий это давление.

На штоке установлены кулачки, воздействующие на контакты, управляющие подачей тока в обмотки магнитов золотника. Положения на штоке регулируются. У штока размещена линейка, по которой определяется величина хода штока. Для определения времени хода штока из одного крайнего положения в другое используется секундомер.

6.1.2. Программа исследования

- Ознакомиться с конструкцией привода и составить его принципиальную схему;
- Определить назначение и работу отдельных элементов и привода в целом;
- Определить характеристики привода;
- Определить усилие и мощность привода.

6.2 Указания по проведению работы

- 1) Ознакомиться с гидроприводом, смонтированным на стенде;
- 2) Составить его гидравлическую схему используя таблицу 6.2;
- 3) Для пяти различных положений винта предохранительного клапана замерить время прямого и обратного хода. Каждое измерение провести не менее трех раз. Определить среднее время прямого и обратного ходов. Для каждого случая замеров фиксировать давление P в магистрали;
- 4) Определить среднюю скорость V при прям и обратном ходе штока;

Таблица 6.1

Ход штока, L (м)	Давление в напорной магистрали, $P \cdot 10^5$ (Па)	Время перемещения штока, t (с)								Скорость перемещения штока, V (м/с)		Усилия на штоке, F (Н)		Объемный расход, Q (м ³ /с)		Мощность на штоке, N (Вт)	
		прямой ход штока				обратный ход штока				прямой ход штока	обратный ход штока	прямой ход штока	обратный ход штока	прямой ход штока	обратный ход штока	прямой ход штока	обратный ход штока
	P	t_1	t_2	t_3	t_{cp}	t_1	t_2	t_3	t_{cp}	V_1	V_2	F_1	F_2	Q_1	Q_2	N_1	N_2
	2																
	...																
	3,5																

- 5) Рассчитать усилие F на штоке гидроцилиндра при прямом и обратном ходе штока. Усилие на штоке определяется следующим образом:

$$F = P \cdot S \cdot \eta, \quad (6.1)$$

где P – давление в магистрали (Па), S – площадь поперечного сечения цилиндра (м^2); η - коэффициент полезного действия $\eta = 0,85 \div 0,95$;

при прямом ходе: $S_{\text{пх}} = \frac{\pi * D^2}{4}$; (6.2)

при обратном ходе: $S_{\text{ох}} = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)$. (6.3)

- 6) Определить объемный расход Q масла в гидроцилиндре при прямом и обратном ходе штока. Объемный расход определяется следующим образом:

$$Q = S \cdot V, \quad (6.4)$$

где S – площадь поперечного сечения цилиндра (м^2); V – скорость движения поршня (м/с); при прямом ходе $S_{\text{пх}}$ определяется по формуле (6.2), при обратном ходе $S_{\text{ох}}$ определяется по формуле (6.3)

- 7) Определить мощность привода по формуле

$$N = Q \cdot P, \quad (6.5)$$

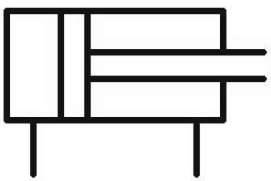
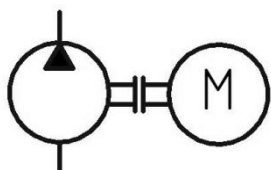
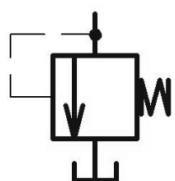
где P – давление напорной магистрали (Па).

- 8) Все полученные данные свести в таблицу 6.1.

- 9) Представить в виде графиков зависимости скорости V , усилия F , расхода Q и мощности N от давления P , т.е. $V_{\text{пх}} = f(P)$, $V_{\text{ох}} = f(P)$, $F = f(P)$, $Q = f(P)$ и $N = f(P)$ при прямом и обратном ходе штока.

- 10) На основании исследования сделать соответствующие выводы.

Таблица 6.2 – Условные графические обозначения элементов

	Гидроцилиндр двухстороннего действия
	4/2 гидрораспределитель золотникового типа с электромагнитным управлением
	Насос с электроприводом
	Предохранительный клапан
	Манометр
	Гидробак

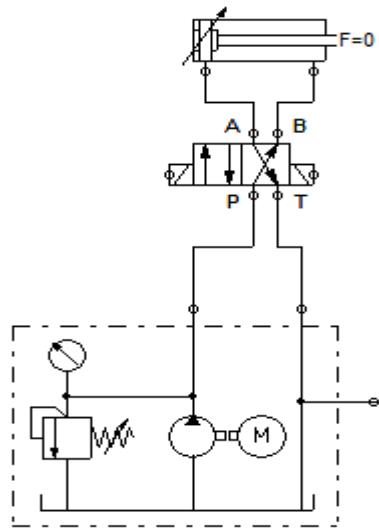


Рисунок 6.1 Схема лабораторного стенда

6.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схему гидравлическую принципиальную лабораторного стенда с использованием элементов из таблицы 6.2;
4. Заполненную таблицу 6.1 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Графические зависимости $V=f(P)$, $F=f(P)$, $Q=f(P)$ и $N=f(P)$.
7. Выводы по результатам исследований.

6.4 Контрольные вопросы

- а) Из каких основных конструктивных элементов состоит гидроцилиндр?
- б) Рассказать за счет чего происходит движение штока гидроцилиндра?
- в) За счет какого элемента гидропривода изменяется направление движения штока гидроцилиндра?
- г) От чего зависит усилие на штоке гидроцилиндра?
- д) От какого параметра зависит изменение скорости движения штока гидроцилиндра?
- е) От каких параметров зависит расходная характеристика гидроцилиндра?

6.5 Библиографический список

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидроавтоматика. - М.: Машиностроение, 1979, - с. 3-6; 50-54; 67-74; 95-100.

7. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. «ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ШЕСТЕРЕНЧАТОГО НАСОСА»

Цель работы:

Ознакомиться с конструкцией и основными характеристиками гидравлического насоса.

7.1 Теоретический раздел

7.1.1 Основные сведения

Насосами называются машины для создания потока жидкой среды. По характеру силового воздействия различают насосы динамические и объемные. Исследуемый в работе шестеренчатый насос является ОБЪЕМНЫМ.

Агрегат, состоящий из насоса и приводящего двигателя, соединенных друг с другом, называют насосным агрегатом. Различают объемную подачу насоса Q_V (м³/с). Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

Давление насоса P определяется зависимостью

$$P = P_H - P_B + S \cdot \frac{V_H^2 + V_B^2}{2} + S_g(z_H - z_B), \quad (7.1)$$

где: P_H , P_B – соответственно давление на входе и на выходе в насосе; V_H , V_B – средняя скорость жидкости на входе и на выходе в насос; z_H , z_B – высоты центров тяжести сечений на входе и выходе.

Принципиальная схема шестеренчатого насоса показана на рисунке 7.1. При вращении шестерен 2 и 4 по направлениям стрелок зубья выходят из зацепления и впадины зубьев (вследствие образовавшегося вакуума), заполняются жидкостью из полости всасывания 1. Рабочие камеры ограничены профилями впадин зубьев, поверхностями статора и боковых дисков. В полости нагнетания 3 зубья входят в зацепление и жидкость из впадин выдавливается в нагнетательную магистраль. Геометрическая подача такого насоса определяется из выражения

$$Q = b \cdot \omega \cdot (h^2 + 2Rh - f^2), \quad (7.2)$$

где b – ширина шестерен; ω – угловая скорость вращения шестерен; h – высота головок зубьев шестерен; R – радиус делительной окружности шестерен; f – расстояние между полюсом и точкой зацепления.

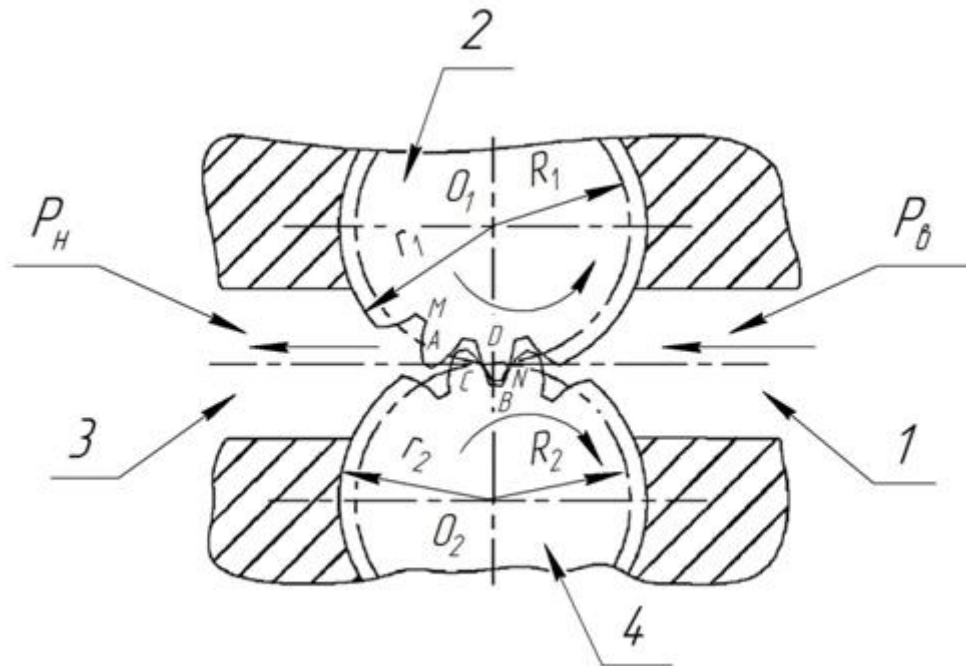


Рисунок 7.1 – Принципиальная схема шестеренчатого насоса

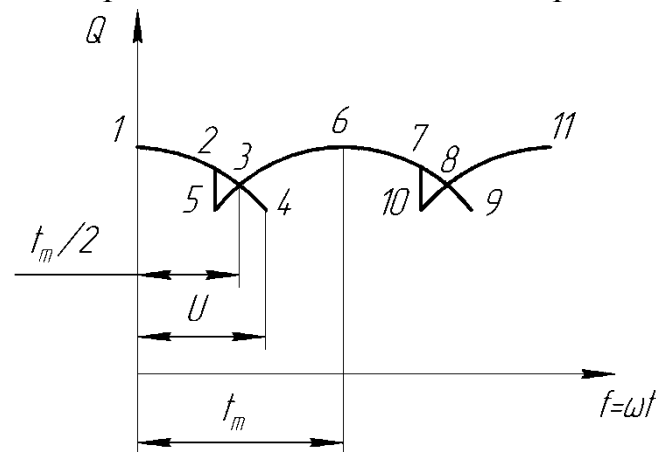


Рисунок 7.2 – График геометрической подачи шестеренчатого насоса

На рисунке 7.2 показан график геометрической подачи шестеренчатого насоса. Для практических расчетов минутную подачу можно рассчитать по формуле

$$Q = 2\pi m^2 z b n \eta_o, \quad (7.3)$$

где η_o – объемный КПД насоса ($\eta_o = 0,7 \div 0,95$); m – модуль зацепления; z – число зубьев шестерен; b – ширина шестерен; n – частота вращения шестерен, об/мин.

В предлагаемой работе расход и мощность насоса будем определять косвенным путем через расходную характеристику дросселя, установленного на напорной магистрали гидравлического насоса. Рабочий расход жидкости, протекающей через дроссель, рассчитаем по формуле:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}, \quad (7.4)$$

где S – площадь проходного сечения дросселя; μ – коэффициент расхода ($\mu = 0,6 \div 0,7$); ρ – плотность жидкости ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$); ΔP – перепад давления на входе и выходе дросселя.

Принимая, что расход через дроссель равен подаче, развиваемой насосом, определим мощность насоса по формуле:

$$N = P \cdot Q \cdot \eta, \quad (7.5)$$

В таблице 7.1 представлены условные обозначения элементов гидропривода. Из представленных элементов составить схему лабораторной установки.

7.1.2 Программа исследования

- Ознакомиться с конструкцией насоса;
- Ознакомиться со схемой регулировки насоса;
- Составит гидравлическую схему установки;
- Снять характеристики насоса.

7.2 Указания по проведению работы

- 1) Ознакомиться с элементами, входящими в состав лабораторной установки.
- 2) Составить гидравлическую схему установки.
- 3) Подготовить установку к работе, подключив ее к распределительному электрощиту.
- 4) Подать на электродвигатель напряжение постоянного тока.
- 5) **ВНИМАНИЕ!!!** Подаваемое напряжение постоянного тока не больше 24В, а ток не более 10А.
- 6) Установить дроссель в положение 1. Это положение определяется при 16В напряжения на двигателе, при этом насос должен развивать давление на манометре до дросселя 1,75 атм.
- 7) Меняя напряжение на электродвигателе, а следовательно его скорость, с 16В до 24В через 2В, снять с манометров давление до и после дросселя (24В соответствует 1450 об/мин., 2В – 120 об/мин.).
- 8) Установить дроссель в положение 2 и 3 и повторить п.7. Положению 2 и 3 соответствует напряжение на двигателе 16В, а давление, развиваемое насосом, на манометре до дросселя 2,0 и 2,25 атм.
- 9) Результаты измерений занести в таблицу 7.1.
- 10) Представить в виде графиков зависимости расхода Q и мощности N от частоты вращения шестерен насоса P , т.е. $Q=f(n)$ и $N=f(n)$.
- 11) На основании исследования сделать соответствующие выводы.

Таблица 7.1

Положение дросселя	$S=4 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$			$S=6 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$			$S=8 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$		
U, В	$P_1,$ (МПа)	$P_2,$ (МПа)	$Q,$ (м ³ /с)	$P_1,$ (МПа)	$P_2,$ (МПа)	$Q,$ (м ³ /с)	$P_1,$ (МПа)	$P_2,$ (МПа)	$Q,$ (м ³ /с)
16									
18									
...									
24									

7.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схему гидравлическую принципиальную лабораторного стенда с использованием элементов из таблицы 7.2
4. Заполненную таблицу 7.1 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Графические зависимости $Q=f(n)$ и $N=f(n)$;
7. Выводы по результатам исследований.

Таблица 7.2 – Условные графические обозначения элементов

	Насос
	Дроссель регулируемый
	Обратный клапан
	Манометр
	Гидробак

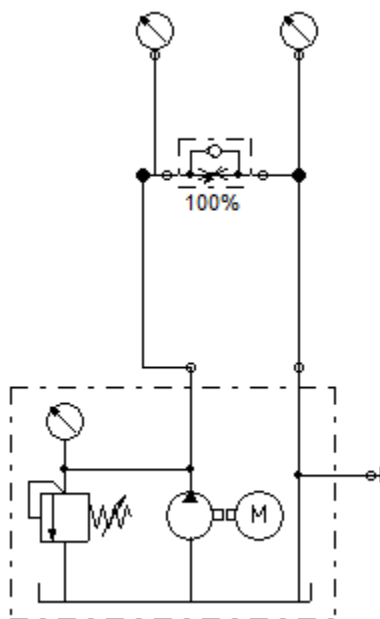


Рисунок 7.1 Схема лабораторной установки

7.4 Контрольные вопросы

- Из каких основных конструктивных элементов состоит насос?
- К какому классу машин (объемный, динамический) он относится?
- Каким методом измеряется расходная характеристика насоса?
- От какого параметра изменяется расходная характеристика насоса?
- Какие элементы входят в гидравлическую насоса?

7.5 Библиографический список

- Некрасов Б.В. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам.- 2-е изд.-Мн.: Вышш. Шк., 1985.-382с., пл.
- Башта и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы.- М.: Машиностроение, 1982.-424с.
- Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974.-606с.

8. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8.

«ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ СЖАТОГО ВОЗДУХА В МЕХАНИЧЕСКУЮ РАБОТУ НА ПРИМЕРЕ ЛИНЕЙНОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА»

Цель работы: Ознакомиться с конструкцией и принципом действия линейного пневмопривода, исследовать статическую и динамические характеристики привода.

8.1 Теоретический раздел

8.1.1 Общие положения

Линейный пневмопривод на базе пневмоцилиндра относится к приводам объемного действия. В данном приводе с возвратно-поступательным движением рабочего органа – поршня со штоком двигателем является пневмоцилиндр. Пневматиче-

ские цилиндры наибольшее распространение получили в станкостроении, роботостроении, пищевой промышленности, в устройствах и линиях упаковки. В пневмоцилиндрах подвижный элемент – поршень со штоком – перемещается под действием усилия, создаваемого давлением сжатого воздуха подаваемого в одну из полостей цилиндра, а из противоположной полости сжатый воздух вытесняется тем же поршнем.

Типовая конструкция пневмоцилиндра двухстороннего действия представленного в лабораторном стенде показана на рисунке 8.1. В гильзе 15, закрытой с двух сторон крышками 1 и 14, расположен поршень 8, закрепленный на штоке 7. Крышки стянуты шпильками 3. Удлинение шпильки используется для крепления пневмоцилиндра при его установке. Предусматриваются и другие виды крепления: на лапах, на переднем и заднем фланце, на проушине, на цапфах. В крышках выполнены резьбовые отверстия 4 и 13 для присоединения магистралей. Отверстия имеют выходы в полости цилиндра. В передней крышке 1 запрессована направляющая втулка 6 для штока и установлены манжетные уплотнения 2, герметизирующие полость цилиндра по штоку. Неподвижные соединения крышка-гильза и поршень-гильза уплотнены резиновыми кольцами 5, 11, 12 круглого сечения. Соединение поршень-гильза (подвижное) уплотнено двумя манжетами 9, выполненными со встречной их установкой на поршне. Центральный поясok поршня имеет капроновую наплавку 10.

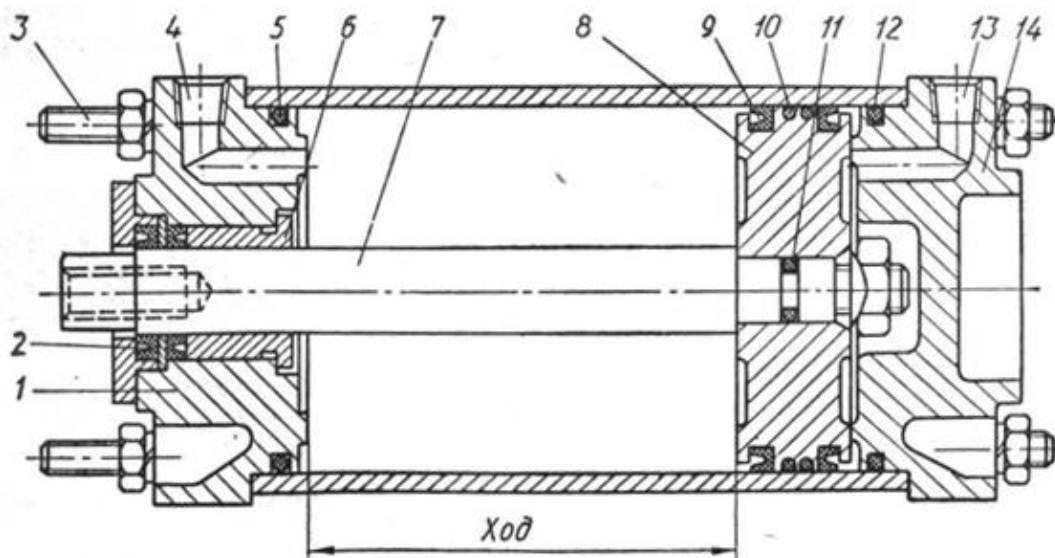


Рисунок 8.1 – Конструкция поршневого пневмоцилиндра двухстороннего действия

Статическая характеристика пневмопривода (зависимость усилия на штоке от давления $F = f(P)$), определяется из выражения:

$$F = P \cdot S, \quad (8.1)$$

где F – усилие на штоке цилиндра (Н), S – площадь цилиндра (м^2), P – давление сжатого воздуха подаваемого в полость цилиндра (Па). Площадь безштоковой полости пневмоцилиндра определяется следующим образом:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (8.2)$$

а штоковой полости

$$S_2 = S_1 - S_{шт} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (8.3)$$

где S_1 – площадь безштоковой полости пневмоцилиндра (м^2), S_2 – площадь штоковой полости пневмоцилиндра (м^2), $S_{шт}$ – площадь штока (м^2), D – диаметр цилиндра (м), d – диаметр цилиндра (м).

Динамические характеристики пневмоцилиндра определяют время его срабатывания, скорость и ускорение движения штока, закон движения, характер изменения давления в полостях нагнетания и стравливания. Процесс движения поршня со штоком описывается системой дифференциальных уравнений, в которую входят одно уравнение движения поршня (Ньютоновское) и два уравнения энергетического баланса, характеризующие изменения давления в полостях цилиндра во время движения. В силу громоздкости выражений они в данной работе не приводятся и аналитического решения не имеют. Данные уравнения решаются численными методами на компьютере.

Управление приводом может быть путевым (по длине пути), по скорости (расходом), по усилию (давлением) и по времени.

В данной работе представлены два способа управления: скоростью исполнительных органов за счет изменения расхода (дроссельный) и за счет изменения усилия (давления). Изменение расхода может быть достигнуто установкой дросселя на входе, на выходе и параллельно двигателю. В лабораторной установке дроссель установлен на одной линии пневмоцилиндра по схеме дроссельное управление на входе в безштоковую полость.

Дроссельная схема управления скоростью исполнительных органов приводов является самой простой, а поэтому и распространенной. Кроме достоинств, схема имеет и недостатки – нежесткую силовую характеристику, зависящую от изменения полезной нагрузки привода. Управление приводом по давлению приводит, прежде всего, к изменению усилия развиваемого на штоке пневмоцилиндра и косвенно к изменению скорости исполнительных органов (штока) пневмодвигателя. Для этой цели в схему привода введен редукционный клапан, позволяющий изменять давление подаваемое в полости цилиндра.

8.1.2 Программа исследования

- Ознакомиться с конструкцией пневмоцилиндра, составить пневматическую схему привода, определив назначение всех входящих в него элементов.
- Снять и исследовать статическую характеристику привода.
- Снять и исследовать динамические характеристики привода при управлении по расходу (дроссельным регулированием) и давлению.
- Экспериментальные зависимости представить графически.

8.2 Указания к проведению работы

- 1) Ознакомиться со стендом и всеми входящими в него элементами.
- 2) Составить пневматическую схему привода используя таблицу 8.2.
- 3) Установить положение дросселя – полностью закрытым.

- 4) Подать сжатый воздух в привод открыв вентиль и установить редукционным клапаном подаваемое давление $P = 0,1$ МПа. Переключая распределитель с ручным управлением добиться устойчивого движения штока вперед без рывков, открывая дроссель повернув при этом его рукоятку на два оборота.
- 5) Установить давление от 0,1 до 0,5 через 0,1 МПа. Переключив, распределитель измерить время прямого и обратного хода штока (ход штока – 600 мм; диаметр цилиндра – 63 мм; диаметр штока – 20 мм). Данные записать в таблицу 8.1.
- 6) Установить дроссель в положение 2, повернув его рукоятку на 2 оборота. При давлениях $P = 0,1$ до 0,5 МПа, измерить время прямого и обратного хода штока и записать в таблицу 8.1. Установить дроссель в положение 3, повернув рукоятку еще на 2 оборота. При давлениях $P = 0,1$ до 0,5 МПа, измерить время прямого и обратного хода штока и записать в таблицу 8.1. Установить дроссель в положение 4, полностью открыто (повернуть рукоятку на 10 оборотов), измерить время прямого и обратного хода штока при указанных выше давлениях с шагом 0,1 МПа. Результаты измерения занести в таблицу №1 (см. таблицу 8.1). Таблица 1 отражает характеристики пневмоцилиндра на холостом ходу.
- 7) Установить на штоке пневмоцилиндра груз весом 84 Н. Повторить измерения п.п. 5–6. Результаты записать в таблицу №2 аналогичную таблице №1.
- 8) Установить на штоке пневмоцилиндра груз весом 174 Н. Повторить измерения п.п. 5–6, результаты записать в таблицу №3, аналогичную таблице №1.
- 9) Произвести расчет скорости перемещения штока V и усилие F при прямом и обратном ходе штока для разных положений дросселя и давления P в магистрали при холостом ходе пневмоцилиндра. Результаты расчетов занести в таблицу №4 (см. таблицу 8.2).
- 10) Произвести расчет скорости перемещения штока V и усилие F при прямом и обратном ходе штока для разных положений дросселя и давления P в магистрали при нагрузке 84Н. Результаты расчетов занести в таблицу №5 аналогичную таблице №4.
- 11) Произвести расчет скорости перемещения штока V и усилие F при прямом и обратном ходе штока для разных положений дросселя и давления P в магистрали при нагрузке 174Н. Результаты расчетов занести в таблицу №6 аналогичную таблице №4.
- 12) Представить в виде графиков зависимости скорости V и усилия F от давления P прямого и обратного хода штока $V=f(P)$ и $F=f(P)$ при различных положениях дросселя, давления в магистрали и нагрузки на штоке. Рассчитать процентное отношение нагрузки на штоке с усилием развиваемым поршнем цилиндра.
- 13) На основании исследования сделать соответствующие выводы.

Таблица 8.1

Р, МПа	Полож. дрос.1		Полож. дрос.2		Полож. дрос. 3		Полож. дрос.4	
	Время пр. хода	Время обр. хода	Время пр. хода	Время обр. хода	Время пр. хода	Время обр. хода	Время пр. хода	Время обр. хода
0,1								
0,2								
0,3								
0,4								
0,5								

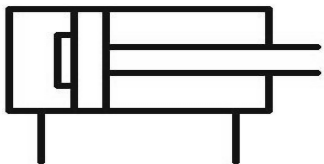
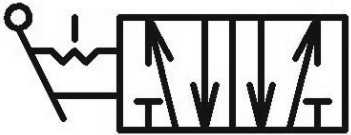
Таблица 8.2

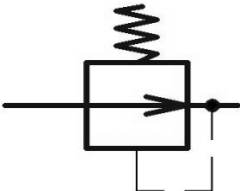
Р, М Па	Полож. дрос.1				Полож. дрос.2				Полож. дрос. 3				Полож. дрос.4			
	$V_{пр.}$ х, м/с	$V_{обр.}$ х, м/с	$F_{пр.}$ х, Н	$F_{обр.}$ х, Н	$V_{пр.}$ х, м/с	$V_{обр.}$ х, м/с	$F_{пр.}$ х, Н	$F_{обр.}$ х, Н	$V_{пр.}$ х, м/с	$V_{обр.}$ х, м/с	$F_{пр.}$ х, Н	$F_{обр.}$ х, Н	$V_{пр.}$ х, м/с	$V_{обр.}$ х, м/с	$F_{пр.}$ х, Н	$F_{обр.}$ х, Н
0,1																
0,2																
0,3																
0,4																
0,5																

8.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схему пневматическую принципиальную лабораторного стенда с использованием элементов из таблицы 8.2;
4. Заполненную таблицу 8.1 результатами измерений и таблицу 8.2 с результатами вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Представить в виде графиков зависимости скорости V и усилия F от давления P прямого и обратного хода, т.е. $V=f(P)$ и $F=f(P)$.
7. Выводы по результатам исследований.

Таблица 8.2 – Условные графические обозначения элементов

	Пневмоцилиндр двухстороннего действия с демпфированием в конце хода
	Дроссель регулируемый с обратным клапаном
	5/2 пневмораспределитель с ручным управлением

	Редукционный клапан
	Манометр
	Подающая магистраль
	Сливная магистраль

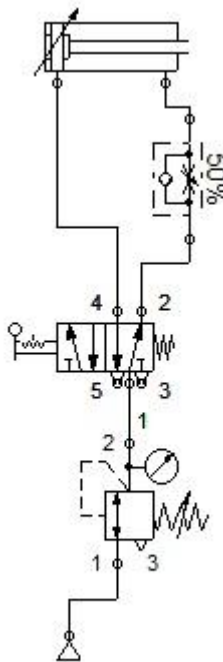


Рисунок 8.1 Пневматическая схема лабораторного стенда

8.4 Контрольные вопросы

- Из каких основных конструктивных элементов состоит пневмоцилиндр?
- Объяснить принцип движения штока пневмоцилиндра?
- Каким образом можно изменять скорость движения штока пневмоцилиндра?
- Объяснить принцип дроссельного регулирования рабочего органа пневмоцилиндра?
- Как влияет давление сжатого воздуха подаваемого в пневмоцилиндр на скорость движения его штока?

- е) Как влияет нагрузка на штоке цилиндра на его динамические характеристики?
- ж)

8.5 Библиографический список

1. Федорец Ю.П. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков/ Федорец В. А. Педченко М. Н., Пичко А.Ф. и др. Под редакцией В.А. Федорца.- К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987-375 с.
2. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин/ Е.В. Герц.-М.: Машиностроение.1985-256 с., ил.

9. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9. «ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДУШНОГО НАСОСА»

Цель работы: Ознакомиться с конструкцией принципом действия центробежного вентилятора и определить его характеристики.

9.1. Теоретический раздел

9.1.1 Общие положения

Вентиляторные установки используются для вентиляции, пневмотранспорта, пневмоуборки, воздушного отопления, для проветривания, для тяги и подачи воздуха в котельных установках и многих технологических процессах. Вентиляторами называются воздушные машины, предназначенные для подачи воздуха или другого газа при потерях давления и воздухопроводах, не превышающих 0,015 МПа.

Наиболее распространены вентиляторы центробежные (радиальные) и осевые. В тех и других создается напорная струя воздуха в результате закручивания и сжатия воздуха вращающимся колесом. Центробежный вентилятор (см. рис. 9.1) представляет собой расположенное в спиральном кожухе колесо с лопатками, при вращении которого воздух, поступающий через входные отверстия, попадает в каналы между лопатками колеса и под действием центробежных сил перемещается по этим каналам, собирается спиральным кожухом и направляется в его выходное отверстие.

В центробежный вентилятор (см. рис. 9.1) состоит из 3-х основных элементов: лопаточное колесо (рабочее колесо, ротор), спиральный кожух (корпус) и станина с валом и подшипниками. Центробежные колеса состоят из лопаток, переднего и заднего дисков и ступицы. Если колесо вращается по часовой стрелке (при наблюдении со стороны, противоположной всасыванию), то вентилятор называется правым, если против часовой стрелки – то левым. Правильным вращением колеса является вращение по ходу разворота спирального кожуха. При обратном вращении производительность резко падает, но реверсирования, т.е. изменения направления подачи, не происходит.

Поток воздуха, сбегаящий с лопаточного колеса, собирается в кожухе, который также используется обычно для понижения скорости потока и соответственно преобразования динамического давления в статическое.

У центробежных вентиляторов кожух имеет спиральную форму (улитку).

Профиль улитки обычно соответствует архимедовой спирали.

В вентиляторных установках воздушный поток, как правило, имеет постоянную плотность, скорость движения его в каждой точке с течением времени не изменяется ни по величине, ни по направлению.

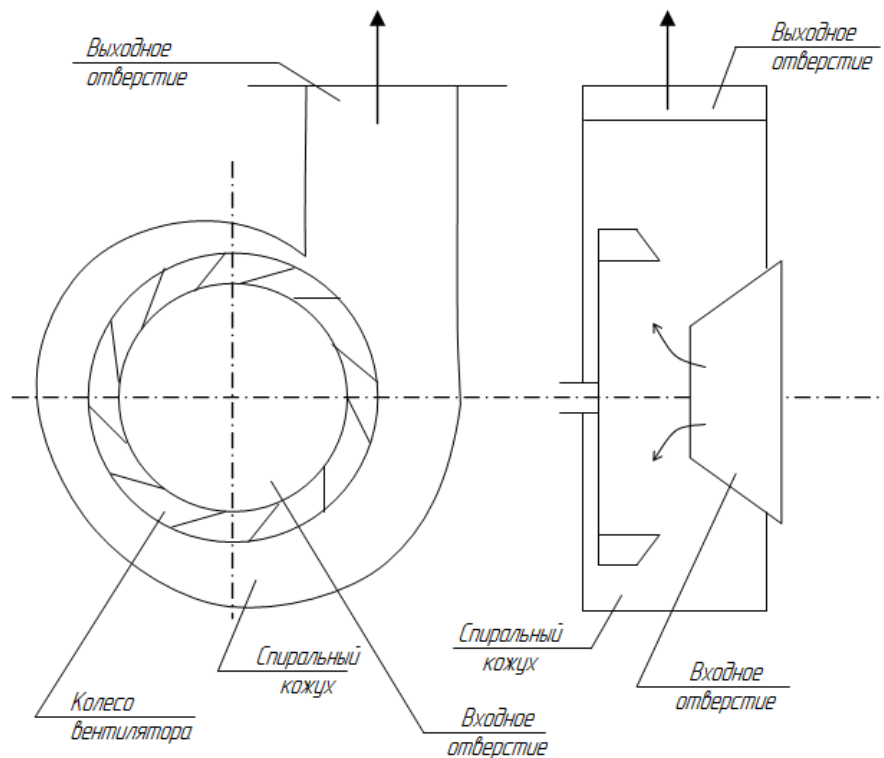


Рисунок 9.1 – Конструкция центробежного вентилятора

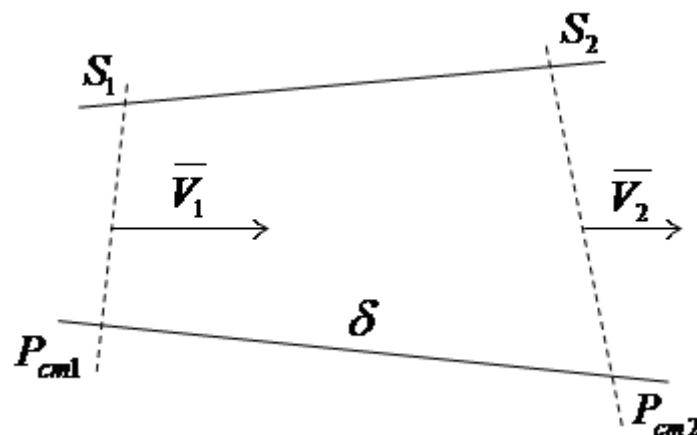


Рисунок 9.2 – Участок воздушного потока

В этом случае для двух сечений потока (см. рис. 9.2) можно написать уравнение расхода

$$Q = f_1 V_1 = f_2 V_2, \quad (9.1)$$

где f_1 и f_2 – площади поперечных сечений потока (м^2); V_1 и V_2 – средняя скорость (м/с); Q – объемный расход или производительность ($\text{м}^3/\text{с}$), т.е. количество перекаченного воздуха (по объему).

Связь между значениями давлений в сечениях выражается уравнением Бернулли:

$$P_{1cm} + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = P_{2cm} + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} + P_{\text{пот}}, \quad (9.2)$$

где P_{1cm} и P_{2cm} – статическое давление в сечениях f_1 и f_2 (Па); $\frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$ и $\frac{\rho \cdot V_2^2}{2}$ – динамические давления (Па); ρ – плотность воздуха ($\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$); $P_{\text{пот}}$ – потери давления (статического и динамического) между сечениями f_1 и f_2 на трение и местные потери (Па).

При вращении колеса воздуху передается часть подводимой к двигателю энергии, и идет процесс образования давления.

При давлениях, развиваемых вентилятором, плотность воздуха является постоянной величиной.

При движении воздуха (см. рис. 9.3) вдоль лопаток колеса абсолютная скорость $\bar{C}$ движения может быть разложена на 2 составляющие:

1) переносную $\bar{u}$

$$u = \omega * r, \quad (9.3)$$

где ω – угловая скорость колеса в рад/с; r – радиус, на котором находится частица воздуха;

2) относительную скорость $\bar{\omega}$

$$\omega_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2C_1u_1 \cos \alpha_1; \quad (9.4)$$

$$\omega_2^2 = C_2^2 + u_2^2 - 2C_2u_2 \cos \alpha_2; \quad (9.5)$$

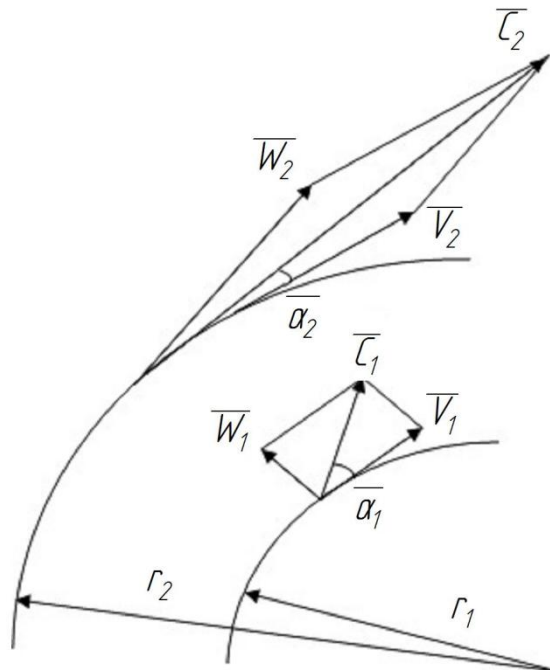


Рисунок 9.3 – Схем распределения сил действующих на поток воздуха

Мощность вентилятора в ваттах

$$N_{\text{п}} = \frac{Q * P_{\text{дин}}}{\eta}, \quad (9.6)$$

где Q – расход ($\text{м}^3/\text{с}$); $P_{\text{дин}}$ – динамическое давление, развиваемое вентилятором, (Н/м^2); η – к.п.д. вентилятора, равный 0,85.

Для выполнения лабораторной работы используется вентилятор, установленный на валу электродвигателя постоянного тока, номинальная скорость вращения которого при напряжении 32 В равна 10000 об/мин. Электродвигатель питается от двухполупериодного выпрямителя В, напряжение на который подается через регулируемый автотрансформатор ЛАТР-1 (см. рис. 9.4).

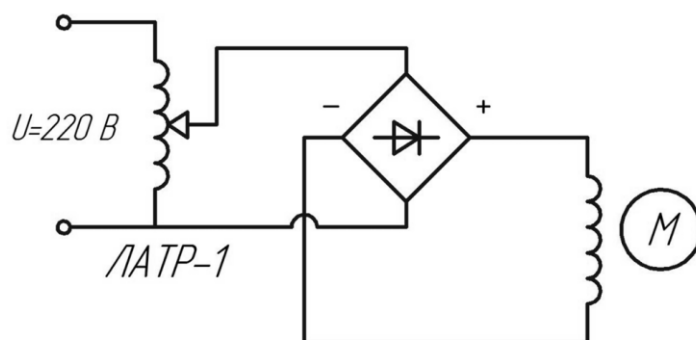


Рисунок 9.4 – Электрическая схема управления центробежным вентилятором

Измерение давление воздуха ведется с помощью пневмометрической трубки по.

9.1.2 Программа исследования

- Ознакомиться с конструкцией вентилятора.
- Ознакомиться со схемой включения и регулирования вентилятора.
- Снять характеристики вентилятора.

9.2 Указание по проведению работы

- 1) Ознакомиться с конструкцией установки и принципом ее работы.
- 2) Экспериментально установить зависимость скорости V воздуха в вентиляторе в зависимости от частоты вращения n колеса, а также зависимость мощности вентилятора N_{Π} от величины n .
- 3) Изменяя частоту вращения ротора n , для пяти разных скоростей его вращения определить полного $P_{\text{пол}}$ и статического $P_{\text{ст}}$ давление (n_{max} брать равным 8000 об/мин). Для измерения полного и статического давление потока воздуха устанавливаются внутри воздухопровода вентилятора вводятся пневмометрическая трубки, которые подключаются к водяным манометрам. При водяных манометров измеряется статическое и полное давление. Поскольку

$$P_{\text{пол}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}}, \quad (9.7)$$

то

$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (9.8)$$

где ρ – плотность воздуха (кг/м^3); $P_{\text{дин}}$ – динамическое давление (Па).

Давление, уравновешиваемое высотой водяного столба в $h=1\text{ мм}$ (1 мм в.ст.), соответствует давлению $P = 9,81 \text{ Па} \approx 10 \text{ Па}$.

- 4) Определить скорость воздушного потока V , расход (производительность) вентилятора Q и мощность N_{Π} для тех же скоростей вращения ротора.

- 5) Определить сечение f трубопровода (воздухопровода). Принимать его как прямоугольник и измерять с помощью линейки.
- 6) Результаты расчетов и измерений занести в таблицу 9.1.
- 7) Установить жиклер на выходное отверстие центробежного вентилятора и повторить последовательность п.п. 3–6. Результаты расчетов и измерений занести в таблицу 9.2 аналогичную таблице 9.1. Длина окна жиклера $B = 10$ мм.
- 8) Представить в виде графиков зависимости скорости воздушного потока V , расхода Q , мощности N и динамического давления $P_{\text{дин}}$ от частоты вращения ротора центробежного вентилятора n , т.е. $V=f(n)$, $Q=f(n)$, $N_{\text{п}}=f(n)$, $P_{\text{дин}}=f(n)$ для двух различных проходных сечений воздухопровода центробежного вентилятора.
- 9) На основании исследования сделать соответствующие выводы.

Таблица 9.1

№ п/п	n , об/мин	$P_{\text{пол}}$, Па	$P_{\text{ст}}$, Па	$P_{\text{дин}}$, Па	V , м/с	Q , м ³ /с	$N_{\text{п}}$, Вт
1							
2							
...							
5							

9.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Электрическая схема управления центробежным вентилятором (см. рис. 9.4) и его конструкция (см. рис. 9.1);
4. Заполненные таблицы 9.1 и 9.2 результатами измерений и вычислений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Графические зависимости $V=f(n)$, $Q=f(n)$, $N_{\text{п}}=f(n)$, $P_{\text{дин}}=f(n)$ при различных скоростях вращения ротора и для двух различных проходных сечений воздухопровода центробежного вентилятора;
7. Выводы по результатам исследований.

9.4 Библиографический список

1. Калиушин Н.П. Вентиляторные установки. – изд. 6. – М.: Высшая школа, 1967. – с.136
2. Вильнер Я.М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидропроводам. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1985. – с.381

10. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №10.

«ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА»

Цель работы: Подтвердить экспериментально равенство энергетического баланса (уравнение Бернулли) на примере исследования истечения потока воздуха через диффузор центробежного вентилятора при незначительных перепадах давлений в местных сопротивлениях.

10.1 Теоретический раздел

10.1.1 Общее положение

В пневмоприводах энергопередающей средой является газ, в качестве которого выступает обычно сжатый воздух. При своем течении газ протекает через различные приборы, механизмы, детали, устройства и пневмомагистраль, которые классифицируются как местные сопротивления. Кроме местных сопротивлений существуют сопротивления по длине трубопровода, если он имеет круглое сечение. При своем течении по трубопроводу и через местные сопротивления газ теряет часть своей энергии, которая определяется, в основном, падением давления и сокращением расхода, однако, согласно закону сохранения энергии энергетический баланс должен сохраняться.

В зависимости от формы и размеров местных сопротивлений, величин давлений, режима течения, уравнения энергетического баланса для газов могут записываться в различных формах, так как совершающий работу газ может существовать, как известно, в нескольких термодинамических состояниях.

Если перепад давлений в местном сопротивлении невелик и числа M потока малы ($M=v/a$ – критерий подобия, выражающейся как отношение скорости потока к скорости звука в том же месте), то можно вести расчеты потерь давлений и расхода в сопротивлениях, пользуясь уравнениями, выведенными для несжимаемой жидкости.

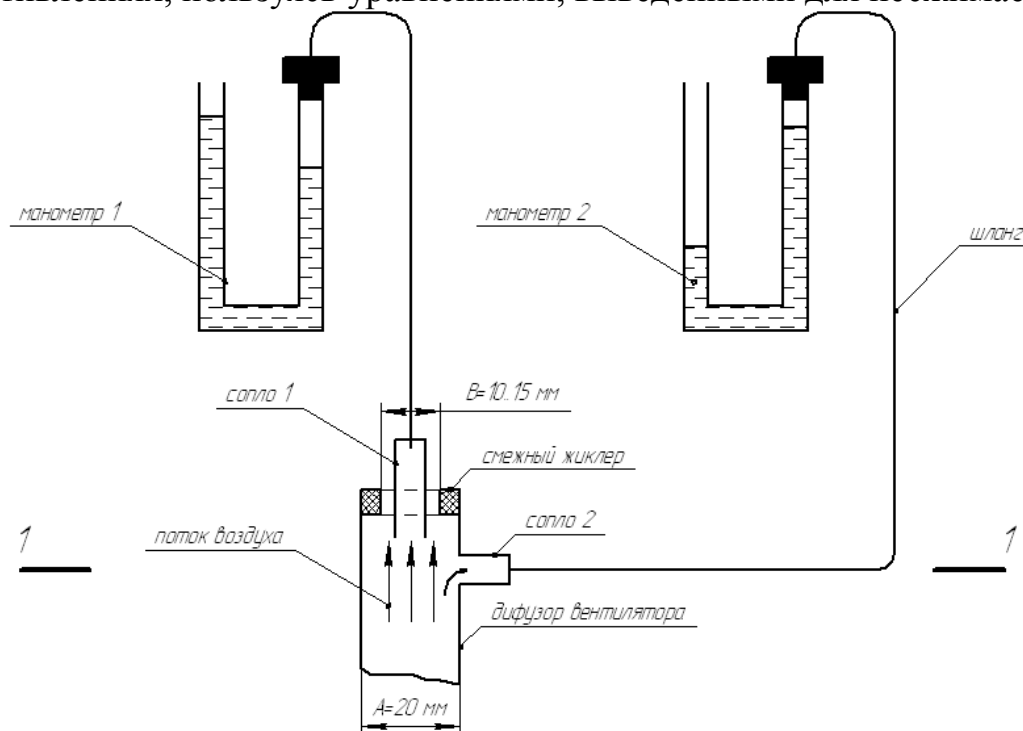


Рисунок 10.1 – Схема лабораторной установки

Рассмотрим схему стенда, предлагаемого для испытаний (см. рис. 10.1).

В приведенной схеме в качестве источника энергии используется центробежный вентилятор. Данная машина относится к классу динамических машин, обеспечивающих достаточно высокие расходы, но незначительные напоры, поэтому при отношении $A/B = 1,3 \div 2$ и числе оборотов $n = 1000 \text{ об/мин}$, понятия газа наблюдаться не будет, а следовательно, в соответствии с приведенным выше уравнением, состояние газа описывается уравнениями несжимаемой жидкости.

В приведенной схеме сопло №1 установлено коаксиально потоку воздуха и воспринимает полное давление $P_{\text{п}}$, регистрируемое водяным манометром. Сопло №2 установлено перпендикулярно потоку и воспринимает статическое давление $P_{\text{ст}}$, которое также регистрируется вторым водяным манометром, причем, поскольку участок диффузора за соплом 2 короткий, неизбежно возникновение эжекторного эффекта, то есть давление в этом сопле будет меньше атмосферного, (отрицательным), что и будет зарегистрировано манометром.

Если рассматривать данную схему без сменного жиклера, то есть без сопротивления препятствующего потоку воздуха, то справедливо следующее уравнение Бернулли для сечения 1-1.

$$P_{\text{п1}} = P_{\text{ст1}} + P_{\text{дин1}} = P_{\text{ст1}} + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}, \quad (10.1)$$

где $P_{\text{дин1}}$ – динамическое давление в сечении 1-1, равное произведению плотности ρ воздуха при нормальных условиях и квадрату скорости воздуха V_1^2 в том же сечении, деленному на два. С учетом того, что $P_{\text{ст1}}$ отрицательное, что уменьшает полное давление в сечении, динамическое давление можно вычислить как разность измеренного полного и статического давлений, то есть

$$P_{\text{дин1}} = P_{\text{п1}} - (-P_{\text{ст1}}) = P_{\text{п1}} + P_{\text{ст1}}, \quad (10.2)$$

Из равенства (10.1, 10.2) можно определить скорость воздуха в сечении 1-1,

$$V_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{дин1}}}{\rho}}, \quad (10.3)$$

где ρ – плотность воздуха в нормальных условиях ($\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$); 1 мм вод. столба = 10 Па.

При этом расход воздуха, протекающий через поперечное сечение 1-1, можно подсчитать по формуле:

$$Q_1 = V_1 \cdot S_1, \quad (10.4)$$

где S_1 – площадь поперечного сечения, в данном случае прямоугольника со сторонами $A = 20 \text{ мм}$ и $B = 10 \text{ мм}$.

При установке жиклера, который является местным сопротивлением, соотношение давлений в сечении 1-1 изменится.

Задачей данного исследования является доказательство того, что и в этой ситуации сохранится энергетический баланс, который описывается уравнением (10.1).

Иначе говоря, следует доказать, что измеренное в иных условиях статическое давление в сечении 1-1 $P_{\text{ст2}}$ и вычисленное косвенным образом динамическое давление $P_{\text{дин2}}$ в сумме должны соответствовать замеренному манометром значению $P_{\text{п2}}$.

Проанализируем ситуацию. Местное сопротивление в виде жиклера создаст препятствие прохождению воздуха наружу, что неизбежно должно сказаться на увеличении статического давления $P_{ст2}$. Вместе с тем, должен сократиться расход воздуха через жиклер в сечении 1-1 – Q_2 по отношению к первоначальному расходу Q_1 , что приведет к снижению скорости v_2 потока в сечении 1-1, и к снижению динамического давления $P_{дин2}$.

Расход Q_2 непосредственным измерением на данном стенде получить невозможно, поэтому следует прибегнуть к теоретическим данным.

При истечении воздуха через диффузор без жиклера объемный расход воздуха Q_1 , определенный по формуле (10.4), близок к теоретическому. При установке жиклера, объемный расход воздуха Q_2 меньше теоретического и кратен коэффициенту μ , который называется коэффициентом расхода и равен отношению действительного расхода Q_d к теоретическому – $Q_{теор}$.

В настоящей схеме можно полагать, что:

$$\mu = \frac{Q_d}{Q_{теор}} = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (10.5)$$

тогда расход Q_2 равен:

$$Q_2 = \mu Q_1. \quad (10.6)$$

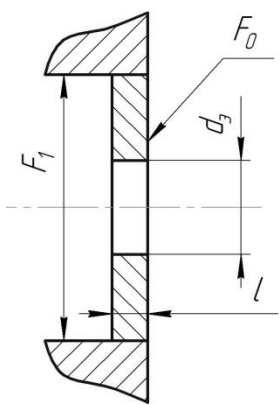
Коэффициент μ зависит от конкретного местного сопротивления, режима истечения и обычно, находится экспериментально. В некоторых случаях он может быть найден аналитически. Коэффициент расхода для жиклеров находят по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}, \quad (10.7)$$

где ζ – коэффициент потерь давления в местном сопротивлении, в данном случае в жиклере.

Значения коэффициента ζ в основном определяются геометрическими размерами и видом местного сопротивления, рассчитываются по эмпирическим формулам, но чаще их значения получают эмпирически и задают в виде таблиц в специальных справочниках. Ниже приведена выборка из таблицы справочника для случая, аналогичного настоящей лабораторной работы.

Таблица 10.1

			Тип жиклера			
			Отверстие с острыми кромками			
			$\frac{l}{d_3} < 0,015, \quad Re = 2 \cdot 10^3$			
F_0/F_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9
ζ	2,01	1,83	1,66	1,26	1,03	0,88

Здесь F_0 и F_1 – соответственно площади сечений отверстия жиклера и площади сечения воздуховода до жиклера.

Выбрав по таблице 10.1 соответствующее значение ζ , можно, в соответствии с формулой (10.7), рассчитать коэффициент расхода μ и вычислить значение расхода Q_2 по формуле (10.6), а также значение скорости V_2 в сечении 1-1 по формуле

$$V_2 = \frac{Q_2}{S_1}. \quad (10.8)$$

Зная значение скорости в сечении 1-1, можно рассчитать динамическое давление в сечении 1-1 при установленном жиклере

$$P_{\text{дин}2} = \frac{\rho \cdot V_2^2}{2}. \quad (10.9)$$

Следующим этапом является вычисление $P_{п2}$ как суммы замеренного статического давления $P_{ст2}$ и вычисленного по формуле (10.9) динамического давления $P_{\text{дин}2}$ и сравнение результата с показаниями манометра $P_{п.ст.ман.}$. Результаты должны совпадать, естественно с определенной погрешностью, укладывающуюся в пределах допустимой. Совпадение результатов доказывает соотношение составляющих энергетического баланса в соответствии с уравнением Бернулли и раскрывает механизм поведения потока воздуха в исследуемом объекте.

10.1.2 Программа исследования

- Ознакомиться с конструкцией экспериментального стенда.
- Снятие необходимых характеристик для расчета без использования жиклера.
- Снятие характеристик, при установленном жиклере.
- Выполнение расчетов.
- Сопоставление расчетных и экспериментальных данных.
- Проведение статической обработки данных эксперимента.

10.2 Указания по проведению работы

- 1) Ознакомиться с общими положениями и с конструкцией экспериментального стенда.
- 2) При помощи строботометра и латора установить число оборотов вентилятора $n = 1000$ об/мин.
- 3) При отсутствии жиклера снять показания двух манометров: регистрирующего полное давление $P_{п1 \text{ ман.}}$ и статическое давление $P_{ст1 \text{ ман.}}$. Результаты измерений занести в таблицу 10.2 (форма таблицы приведена ниже).
- 4) Вычислить $P_{\text{дин}1}$ по формуле (10.2), скорость воздуха V_1 в сечении 1-1 по формуле (10.3), расход воздуха Q_1 в сечении 1-1 по формуле (10.4).
- 5) Установить положение жиклера, с длиной окна $B=15$ мм, поддерживая число оборотов $n=1000$ об/мин.
- 6) Снять показания двух манометров $P_{п2 \text{ ман.}}$ и $P_{ст2 \text{ ман.}}$. Результаты измерений занести в таблицу 10.2.

- 7) Воспользовавшись таблицей 10.1, вычислить F_0/F_1 и выбрать соответствующее этому отношению значение ζ (при необходимости прибегнуть к интерполяции).
- 8) В соответствии с соотношением (10.7) вычислить коэффициент расхода μ при данной площади сечения отверстия жиклера.
- 9) По уравнению (10.6) определить значение расхода Q_2 в сечении 1-1.
- 10) Вычислить скорость истечения в отверстии жиклера по формуле

$$V_{\text{ист}} = \frac{Q_2}{S_{\text{ж}}}, \quad (10.10)$$

где $S_{\text{ж}}$ – площадь отверстия жиклера, м^2 (получить измерением).

- 11) Определить критерий A как отношение скорости истечения из отверстия жиклера к скорости звука (скорость звука в воздухе $V_{\text{зв}} = 300 \text{ м/с}$).

$$A = \frac{V_{\text{ист}}}{V_{\text{зв}}}. \quad (10.11)$$

- 12) Убедиться в том, что величина A относительно мала.
- 13) Вычислить значение критерия Рейнольдса и дать заключение о режиме течения воздуха в отверстии жиклера. Критерий Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{V_{\text{ист}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu}, \quad (10.12)$$

где $\nu = \mu_{\text{д}}/\rho$ – кинематическая вязкость воздуха в нормальных условиях ($\text{м}^2/\text{с}$), равная отношению динамической вязкости $\mu_{\text{д}}$ и плотности воздуха ρ в нормальных условиях ($\mu_{\text{д}} = 0.00102 \text{ кг/м} \cdot \text{с}$, $\rho = 1.293 \text{ кг/м}^3$); $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр жиклера, то есть диаметр отверстия, имеющего ту же площадь, что и прямоугольное сечение жиклера в данном эксперименте.

- 14) Вычислить V_2 по формуле (10.8) в сечении 1-1, $P_{\text{дин2}}$ в сечении 1-1 по формуле (10.9) и полное давление $P_{\text{п2 расч}}$ в сечении 1-1 при установке жиклера по формуле

$$P_{\text{п2 расч}} = P_{\text{ст2 ман}} + P_{\text{дин2 расч}} \quad (10.13)$$

- 15) Сравнить полученное значение с показаниями манометра $P_{\text{п2 ман}}$.
- 16) Вычислить относительное расхождение результатов по формуле

$$\Delta = \frac{\sqrt{(P_{\text{п2 ман}} - P_{\text{п2 расч}})^2}}{P_{\text{п2 ман}}} \cdot 100\%. \quad (10.14)$$

- 17) Установить длину окна жиклера $B = 10 \text{ мм}$ и повторить последовательность действий 6–14. Сделать выводы.

Таблица 10.2

Без жиклера		С жиклером $B = 15 \text{ мм}$		С жиклером $B = 10 \text{ мм}$	
$P_{\text{п1}},$ Па	$P_{\text{ст1}},$ Па	$P_{\text{п2}},$ Па	$P_{\text{ст2}},$ Па	$P_{\text{п3}},$ Па	$P_{\text{ст3}},$ Па

Указание. Все расчеты производить в системе СИ и учитывать что, $1 \text{ мм в.ст.} = 10 \text{ Па}$.

10.3 Содержание отчета

1. Цель работы;
2. Краткие теоретические сведения;
3. Схема лабораторной установки (см. рис. 10.1);
4. Заполненную таблицу 10.2 с результатами измерений;
5. Расчетные формулы с подстановкой числовых данных и результаты расчетов;
6. Выводы по результатам исследований.

10.4 Контрольные вопросы

- а) Чем отличаются уравнения энергетического баланса для идеальной и реальной жидкостей?
- б) В каких случаях формулы для вычисления несжимаемой жидкости применимы в газодинамике?
- в) Какие вы знаете виды потерь давлений при движении рабочей среды, и от чего они зависят?
- г) Объясните энергетический смысл составляющих уравнения Бернулли.
- д) Что такое вязкость рабочей среды? Чем она объясняется?
- е) Что такое плотность рабочей среды? В чем принципиальное отличие плотности жидкости и газа?

11. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 11. «ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРИ НЕПРЯМОМ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ»

Цель работы: экспериментальное определение ударного давления при непрямом гидравлическом ударе и сравнение его с тем значением, которое вычисляется на основе теоретических рассуждений.

11.1 Содержание работы

1. Ознакомление с теоретической частью работы.
2. Ознакомление с элементной базой лабораторного стенда.
3. Составление гидравлической схемы экспериментального стенда.
4. Снятие рабочих характеристик.
5. Вычисление по теоретическим формулам скорости ударной волны и ударного давления при прямом гидравлическом ударе, сделать промежуточные выводы.
7. Вычисление погрешности аналитического расчета прямого и непрямого гидравлического удара относительно экспериментальных значений.
8. Формулировка выводов по работе.

11.2 Теоретический раздел

Гидравлическим ударом называется повышение или понижение гидромеханического давления в трубопроводе, вызванное изменением во времени (в каком-либо сечении трубопровода) средней скорости движения. Явление гидравлического удара обуславливается инерцией той массы жидкости, заключенной в трубопроводе, скорость которой изменяется во времени. Гидравлический удар в трубопроводе может достигать большой силы, которая способна привести к разрыву трубопроводов. Собственно и изучение гидравлического удара началось в связи с частыми авариями на новых линиях Московского водопровода, построенных в конце 19 века. Причины аварий было поручено исследовать ученому Жуковскому, который и разработал теорию гидравлического удара.

По Жуковскому, при быстром закрытии задвижки в трубопроводе скорость движения воды в нем уменьшается до нуля и происходит переход кинетической энергии потока в потенциальную, что приводит к повышению давления. Чем больше длина трубопровода, тем больше в нем масса жидкости и величина кинетической энергии, и тем больше будет повышение давления.

Однако эти рассуждения справедливы, если полагать, что жидкость сжимаема, и гидравлический удар следствие этого сжатия. Обычно, при установившихся течениях при сравнительно невысоких давлениях пренебрегают сжимаемостью капельных жидкостей, что для большинства задач гидравлики не вносит ощутимой погрешности. Но пренебрежение сжимаемостью не позволяет объяснить механизма распространения возмущений давления в жидкой среде. В абсолютно несжимаемой среде скорость распространения возмущений теоретически бесконечна. В реальных же средах она равна скорости распространения звука. В теории Жуковского выдвинуто предположение, что режим течения жидкости при гидравлическом ударе неустановившийся, а также то, что на сжимаемость транспортируемой по системе жидкости накладываются упругости стенок трубопровода, которые также не являются абсолютно жесткими.

В теории гидравлического удара введено понятие «фаза гидроудара». Фаза гидроудара это время распространения положительного и отрицательного давления при мгновенном закрытии задвижки, перекрывающей сечение трубопровода. Процесс распространения давлений – волновой и сопровождается изменением направления скорости ударной волны от задвижки к баку и затем от бака вновь к задвижке. Фаза гидроудара может состоять из условно принятых восьми частей – столько раз волна давления меняет свое направление, отражаясь от заслонки, допустим слева, и от условно неподвижного объема жидкости в баке на входе в трубопровод, по которому течет жидкость, справа от заслонки. При этом меняется также диаметр сечения трубопровода вследствие упругости металла стенок. Он сначала увеличивается от положительного давления на стенки изнутри, затем уменьшается от отрицательного давления. Скорость распространения ударной волны в капельных жидкостях достаточно высока и сравнима по значению со скоростью звука в этих жидкостях, для воды – 1425 м/с.

Если время закрытия задвижки t_3 меньше фазы удара, то такой гидроудар называется прямым, если время закрытия задвижки больше фазы удара, то имеет место непрямой удар. Вообще кинетическое движение жидкости, его потока при пере-

течении жидкости из одного установившегося объема в другой начинается после времени прохождения фазы гидравлического удара между этими объемами.

Фаза гидроудара может быть подсчитана по формуле:

$$T_{\phi} = \frac{L_{TP} \cdot 2}{C_v}, \quad (11.1)$$

где L_{TP} — длина трубопровода, м ($L_{TP} = 3$ м); C_v — скорость ударной волны, м/с.

В соответствии с теорией прямого гидравлического удара, повышение давления перед заслонкой определяется по формуле Жуковского [1].

$$\Delta P_{п.з.у.} = \rho \cdot V_0 \cdot C_v \quad (11.2)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³ (для воды $\rho = 1000$ кг/м³); V_0 — скорость жидкости в трубе до гидравлического удара, м/с.

Скорость распространения ударной волны для воды определяется по следующей формуле:

$$C_v = \frac{C_0}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{E_{ж}}{E_{Tp}}}} \quad (11.3)$$

где $E_{ж}$ — модуль упругости жидкости, Па (для воды $E_{ж} = 2 \cdot 10^9$ Па); E_{Tp} — модуль упругости металла трубы, Па (для стали $E_{Tp} = 20,6 \cdot 10^{10}$ Па); C_0 — скорость распространения звука, м/с (скорость распространения звука в воде $C_0 = 1425$ м/с); δ — толщина стенки трубы, м ($\delta = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м); d — внутренний диаметр трубы, м ($d = 0,02$ м).

$$\Delta P = \rho \cdot V_0 \cdot C_v$$

Ударное давление при непрямом гидравлическом ударе

В том случае, если время закрытия крана больше фазы гидроудара ($t_z > T_{\phi}$), то возникает не прямой гидроудар. Для него характерно, что отразившаяся от резервуара в начале трубы ударная волна возвращается к заслонке крана раньше, чем он будет полностью закрыт. Величина P в этом случае будет меньше, чем при прямом гидроударе. Её приближенно (считая, что изменение P в трубопроводе происходит по линейному закону) можно определить по формуле:

$$\Delta P_{н.з.у.} = \rho \cdot V_0 \cdot \frac{2 \cdot L_{TP}}{t_{зак}} \quad (11.4)$$

Входящее в уравнение (11.2) и (11.4) значение V_0 может быть определено с помощью лабораторного стенда. Схема стенда приведена на рисунке 1.2 (см. Лабораторная работа №1)

Стенд включает в себя напорный бак 1, трубопровод 2, кран открытия трубопровода 3, пробковый кран 4, выполняющий роль заслонки, мерный бак 5 для замера объема воды, пьезометрическая трубка 6 для замера ударного давления. Кроме этого для проведения эксперимента необходим таймер 7. мерного бака

Если измерить объем наполнения мерного бака $W_{бак}$ (m^3) при открытом кране 1 за некоторое время t_o , то секундный расход наполнения может быть определен по формуле:

$$Q = \frac{W_{бак}}{t_n} \quad (11.5)$$

Из условия неразрывности потока следует:

$$Q = V_0 \cdot S_{Tp}, \quad (11.6)$$

где S_{Tp} — площадь сечения трубопровода, m^2 ;

Площадь сечения трубопровода при известном диаметре d трубопровода может быть определена по формуле:

$$S_{Tp} = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (11.7)$$

С учетом последних уравнений скорость движения жидкости по трубопроводу, вычисленная экспериментально по методу, который называется объемным, определяется по формуле

$$V_0 = \frac{4W_{бак}}{\pi d^2 t_n}. \quad (11.8)$$

где t_n — время наполнения мерного бака, d — диаметр трубопровода, m (0,022 м).

11.3 Применяемое оборудование и инструмент

При выполнении работы используются конструктивы универсального стенда (см. рис.1.2), таймер, мерная емкость.

11.4 Указания по проведению работы

1. Ознакомиться с теоретической частью работы.
2. Ознакомиться с конструкцией универсального стенда.
- 3.Закрыть краны 3, 4. Убедиться в отсутствии избыточного давления по пьезометру 6
4. Зарегистрировать начальный объем в мерном баке 5. — W_1 (площадь бака — $0.5 m^2$).

5. Открыть краны 3,4. Отрегулировать с помощью крана 3 начальное нижнее давление в пьезометре 6. Уровень жидкости в пьезометре должен находиться на нижнем (нулевом) уровне.

6. Открыть краны 3, 4, и за время $t=1$ мин. определить увеличение объема в мерном баке – W_2 . Зарегистрировать этот объем, результаты занести в таблицу 1. Объем наполнения за время – 1 мин., будет равен разности этих объемов.

Таблица 11.1

Объем воды в мерном баке $W, \text{ м}^3$	Время наполнения бака $t_n, \text{ с}$	Расход $Q, (\text{м}^3/\text{с})$	Скорость движения жидкости по трубопроводу $V_0, \text{ м/с}$	Скорость ударной волны $C_v, \text{ м/с}$	Пьезометрические высоты до удара, H_1	Пьезометрические высоты после удара, H_2	Экспериментальное ударное давление $\Delta P_{\text{экс}}$
60							

7. Быстро закрыть пробковый кран 4 и зарегистрировать подъем уровня жидкости в пьезометре 6. Полученное значение занести в таблицу 1.

11.5 Обработка полученных результатов

1. Воспользовавшись уравнениями 11.8, вычислить скорость движения жидкости по трубопроводу V_0 .

2. По уравнениям 11.3, 11.2 вычислить скорость ударной волны и ударного давления при прямом гидравлическом ударе.

3. По уравнению 11.1 определить фазу гидроудара, и дать ответ на вопрос прямой или не прямой гидроудар имеет место в исследуемом случае.

4. В случае непрямого гидроудара, по уравнению

5. По формуле 11.4 подсчитать величину ударного давления при не прямом гидроударе.

10. Сравнить расчетное ударное давление с экспериментальным, которое можно подсчитать по формуле

$$\Delta P_{\text{экс}} = \rho g (H_2 - H_1) + P_a, \quad (11.9)$$

где P_a – атмосферное давление, $P_a = 10^5 \text{ Па}$, g – ускорение свободного падения, м/с^2

11. Подсчитать погрешность расчетных и экспериментальных значений по формулам:

$$\Delta 1 = \frac{|\Delta P_{\text{п.з.у}} - \Delta P_{\text{экс}}|}{\Delta P_{\text{п.з.у}}} \cdot 100\%; \quad \Delta 2 = \frac{|\Delta P_{\text{н.з.у}} - \Delta P_{\text{экс}}|}{\Delta P_{\text{н.з.у}}} \cdot 100\% \quad (11.10)$$

11.6 Содержание отчета

1. Название, цель и содержание исследований.
2. Описание лабораторной установки.
3. Таблица с результатами эксперимента.

4. Результаты обработки результатов расчетов, выполнены в соответствии с п. 5.6.

5. Выводы по работе.

11.7 Контрольные вопросы

1. Что такое прямой гидравлический удар, его физический смысл.

2. Что такое непрямо́й гидроудар, какими факторами он обусловлен.

3. Что такое фаза гидроудара.

4. Как количественно определить прямой или непрямо́й удар имеет место

5. Что такое усредненная скорость перетечки, потерянная скорость, формулы их расчета и физический смысл.

6. Чем объясняется по вашему мнению значительная погрешность при сравнении экспериментальных и теоретических значений, если она имеет место.

Библиографический список

1. Золотов С.С. Гидравлика судовых систем. — Л.: Судостроение, 1970. — 240 с.

2. Рабинович Е.З. Гидравлика: Учебное пособие для вузов. — М.: Недра, 1980. — 278 с.

3. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. — 4-е изд., доп. и перераб. — Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. — 672 с. ил.