

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)

по дисциплине
«Механика жидкости и газа»

Минск 2000

УДК 532.5 + 533.6

В лабораторном практикуме освещены вопросы определения основных свойств жидкостей, минеральных масел и газов; волнового взаимодействия жидкости и твердой стенки; явления гидравлического удара в трубах; истечения жидкости через отверстия и насадки; построения пьезометрической и напорной линий при течении жидкости по трубопроводам разного сечения; определения коэффициентов местных потерь в элементах пневмо- и гидросистем.

Составители:

Н.В.Богдан, И.А.Веренич, М.И.Жилевич, А.В.Королькевич,
В.А.Королькевич, Л.Г.Филипова

Рецензент Л.А.Глазков

© Н.В.Богдан, И.А.Веренич,
М.И.Жилевич и др.,
составление, 2000

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ МИНЕРАЛЬНЫХ МАСЕЛ

Цель работы

Определение кинематической вязкости минеральных масел.

Краткие теоретические сведения

Свойства среды сопротивляться сдвигающим усилиям называют вязкостью. Силы вязкости или силы внутреннего трения обусловлены действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости:

$$F_{\mu} = \pm \mu \cdot S \frac{du}{dy}, \quad (1.1)$$

где μ - динамический коэффициент вязкости,

S - площадь соприкосновения слоев;

$\frac{du}{dy}$ - градиент скорости (интенсивность изменения величины скорости по нормали к ее направлению).

Динамический коэффициент вязкости μ является основной количественной характеристикой вязкости жидкостей и газов и имеет размерность

$$[\mu] = \frac{[F_{\mu}]}{\left[S \frac{du}{dy} \right]} = \frac{F \times T}{L^2} = \frac{M}{L \times T}.$$

Единицей измерения μ в системе СИ является $\frac{Н \times с}{м^2} = Па \times с$.

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости в гидродинамике широко применяется кинематический коэффициент вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где ρ - плотность жидкости.

$$\text{Размерность } [\nu] = \frac{L^2}{T}.$$

Единица измерения ν в системе СИ - $\frac{м^2}{с}$.

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости, $\text{см}^2/\text{с}$, называется стоксом, обозначается - Ст, $\text{мм}^2/\text{с}$ - сантисксом (сСт).

Динамический коэффициент вязкости μ зависит от температуры, причем для жидкостей при повышении температуры он убывает, а для газов - возрастает.

Для оценки степени зависимости от температуры существуют различные показатели. ГОСТ 3153-86 устанавливает в качестве показателя, характеризующего пологость температурной кривой вязкости масла, температурный коэффициент вязкости (ТКВ):

$$TKB_{20...100} = 1,25 \frac{\nu_{20} - \nu_{100}}{\nu_{50}}, \quad (1.2)$$

где $\nu_{20}, \nu_{50}, \nu_{100}$ - значения кинематических коэффициентов вязкости при температурах 20, 50 и 100°C.

Широкое распространение для оценки вязкостно-температурных характеристик масел получил индекс вязкости (ИВ) Дина и Девиса. Индекс вязкости устанавливает характер изменения вязкости в зависимости от температуры по сравнению с двумя жидкостями, принятыми за эталонные, причем при 98,9°C. Эталонные и испытуемые жидкости должны иметь одинаковую вязкость. ИВ эталонной жидкости, имеющей круто падающую характеристику, условно считается равным нулю. ИВ эталонной жидкости, имеющей пологую характеристику, принимается равным 100. ИВ испытуемой жидкости определяется по отношению

$$ИВ = \frac{\nu_1 - \nu}{\nu_1 - \nu_2} \cdot 100, \quad (1.3)$$

где ν_1 - вязкость жидкости с ИВ=0;

ν_2 - вязкость жидкости с ИВ=100;

ν - вязкость испытуемой жидкости.

При этом ν_1, ν_2, ν определяются при одинаковой температуре $37,8^\circ\text{C}$.

Схема определения ИВ показана на рис. 1.1.

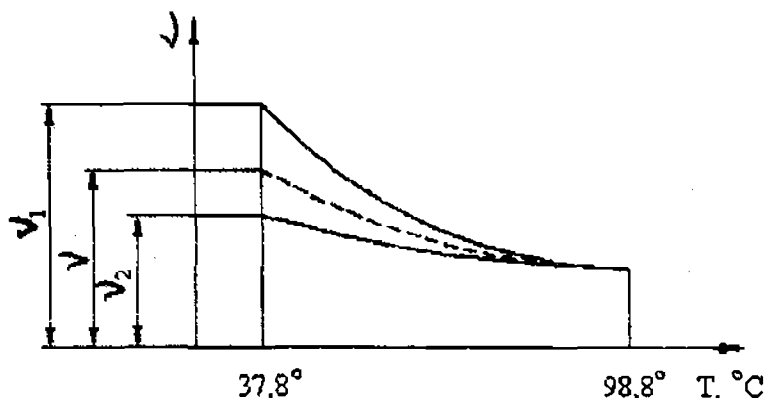


Рис. 1.1

Значения ИВ порядка 80-100 и выше характеризуют хорошие вязкостно-температурные свойства масла, значения 50-60 и ниже свидетельствуют о большой крутизне вязкостно-температурной кривой и о неудовлетворительности соответствующих свойств масла.

Описание работы и методика проведения эксперимента

Вязкость минерального масла может быть определена с помощью капиллярного вискозиметра ВГЖ-4 (ГОСТ 33-82). Вискозиметр (рис.1.2) представляет собой стеклянную изогнутую трубку, в колено которой впаян капилляр. При изменении вязкости масло течет по капилляру, причем количество жидкости, протекающее через капиллярную трубку, прямо пропорционально времени t и обратно пропорционально кинематическому коэффициенту вязкости ν .

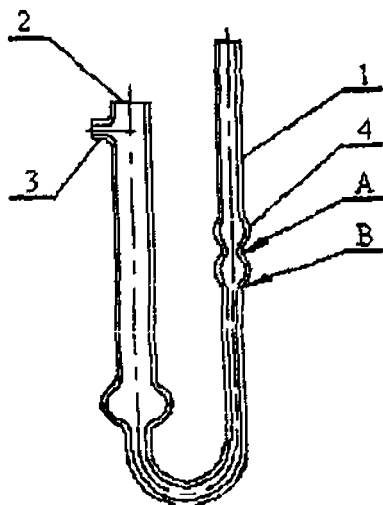


Рис. 1.2

Перед определением вязкости вискозиметр должен быть тщательно промыт растворителем, хромовой смесью и высушен. Вискозиметр, заполненный маслом, укрепляют на штативе и опускают в термостат, в котором установлена температура, необходимая для измерения вязкости.

С помощью напора уровень масла в колене 1 вискозиметра поднимают примерно до $1/3$ расширения 4. Сообщают колено 1 с атмосферой. Определяют время опускания уровня масла от риски А до В.

Производят несколько измерений времени и стечения масла при следующих температурах: 20; 40; 50; 70; 90; 100°С.

Опытные данные и значения коэффициентов v , подсчитанных по формуле (1.4), заносят в табл. 1.1.

Согласно требованиям ГОСТ 3153-88 необходимо проводить по три опыта при каждой температуре и определять дополнительно средние значения параметров T , t , v .

Таблица 1.1

№ опытов	Температура T, °С	Время истечения t, с	Кинематический коэф. вязкости ν , Ст
1			
2			
3			

Кинематический коэффициент вязкости подсчитывают по формуле

$$\nu = c \cdot T \cdot \frac{g}{9,81} \cdot K, \quad (1.4)$$

где c - постоянная вискозиметра, m^2 / c^2 ;

T - среднее арифметическое время течения нефтепродукта в вискозиметре, с;

g - ускорение силы тяжести в месте измерения вязкости, m / c^2 ;

9,81 - нормальное ускорение силы тяжести, m / c^2 ;

K - коэффициент, учитывающий изменение гидростатического напора жидкости в результате расширения ее при нагревании.

Для вискозиметра типа ВПЖ-4 $K = 1 + 0,000040 \Delta T$,

где ΔT - разность между температурой масла при заполнении вискозиметра и температурой масла при определении вязкости.

$\frac{g}{9,81}$ можно принять равным 1.

Если ΔT не более $10^\circ C$, коэффициент K принимают равным 1.

Кинематический коэффициент вязкости вычисляют с точностью до четвертой значащей цифры.

На основании опытных данных строится график зависимости вязкости масла от температуры.

Для оценки степени зависимости вязкости от температуры подсчитываются ТКВ и ИВ.

Контрольные вопросы

1. Что такое вязкость жидкости?
2. Физический смысл динамического коэффициента вязкости.
3. Взаимосвязь между динамическим и кинематическим коэффициентом вязкости.
4. Единицы измерения кинематического и динамического коэффициентов вязкости жидкости.
5. Назовите основные приборы, которыми определяют кинематический и динамический коэффициенты вязкости.
6. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?
7. Что такое индекс вязкости?

Лабораторная работа № 2

ТАРИРОВКА РАСХОДОМЕРА ТУРБИННОГО ТИПА

Цель работы

1. Изучение способов измерения расхода жидких и газообразных сред.
2. Определение рабочих характеристик расходомера турбинного типа для различных вязкостей масла.
3. Построение тарировочного графика расходомера турбинного типа.

Краткие теоретические сведения

Существуют различные методы измерения расхода жидких и газообразных сред. По принципу действия приборы, реализующие эти методы, подразделяются на:

а) расходомеры переменного перепада давления - приборы, основанные на измерении перепада давления на установленном внутри канала сужающемся устройстве;

б) расходомеры постоянного перепада давления (расходомеры обтекания или ротаметры) основаны на восприятии динамического напора протекающей по каналу среды чувствительным элементом прибора (поплавок, поршнем, гидродинамической трубкой), помещенным в поток;

в) электрические расходомеры - приборы, принцип действия которых основан на измерении изменяющихся в зависимости от расхода электрических параметров потока;

г) тепловые расходомеры или термоанемометры. Чувствительным элементом прибора является термонить, нагреваемая электрическим током. Мощность рассеивания тепловой энергии пропорциональна средней скорости потока;

д) ультразвуковые расходомеры. Фактическая скорость распространения ультразвука в движущейся среде равна геометрической сумме средней скорости среды и собственной скорости звука в этой среде. Кроме того, среднюю скорость потока можно измерить оценкой сдвига фаз между ультразвуковыми колебаниями, направленными попеременно по потоку и против него;

е) расходомеры с непрерывным движением информационных устройств - приборы, чувствительный элемент которых под воздействием потока совершает вращательные или колебательные движения. К расходомерам этого типа относится турбинный расходомер.

Для измерения расхода минеральных масел в гидросистемах объемного типа из вышеперечисленных по метрологическим характеристикам наиболее приемлемым является турбинный расходомер, представляющий собой трубопровод с чувствительным элементом - винтовой гидрометрической турбинкой. Поток жидкости, проходящий по трубопроводу, приводит во вращение турбинку, угловая скорость которой пропорциональна скорости жидкости в трубопроводе. Вращение турбинки посредством магнитоиндукционного генератора преобразуется в электрический сигнал.

Характеристика расходомера турбинного типа определяется зависимостью частоты выходного сигнала от проходящего через преобразователь объемного расхода жидкости. Необходимо учитывать тормозящие турбинку силы трения в опорах, вязкое трение жидкости, торможение оси генератора электрических сигналов и др. Это приводит к тому, что вращение турбинки начинается только при таком расходе, когда вращающий момент на турбинке больше сил сопротивления. Поэтому реальная характеристика имеет зону нечувствительности

$$Q = a + bf,$$

где a - смещение характеристики от начала координат, учитывающее силы сопротивления, $\text{м}^3/\text{с}$;

b - градуировочный коэффициент датчика, $\text{м}^3/\text{с}^2$;

f - частота, Гц.

Характеристика турбинного расходомера определяется по результатам индивидуальной тарировки для определенной вязкости жидкости, так как коэффициенты a, b изменяются с изменением значения вязкости рабочей жидкости. Погрешность достигает 7%.

Описание работы и методика проведения эксперимента

Тарировка турбинного расходомера проводится на установке, схема которой представлена на рис.2.1.

Источником жидкости служит пластинчатый насос 1. Жидкость, поступившая из насоса 1, через фильтр 2 подается на два дросселя 3, в магистраль одного из которых подключается тарируемый расходомер 4. Дросселями 3 варьируется величина расхода жидкости, подающейся на градуируемый расходомер 4. Двухпозиционный распределитель 5 осуществляет подачу жидкости, прошедшей датчик, в мерный бак 8. Время заполнения мерного бака определяется электромеханическими часами 10, управляемыми верхним ДУ-2 и нижним ДУ-1 емкостными датчиками уровня через блок управления 9. После проведения замера жидкость из мерного бака 8 через кран 6 сливается в гидробак 7. Тарировка турбинных расходомеров выполняется на исследуемой рабочей жидкости с известной вязкостно-температурной кривой.

Датчик тарируется на 5-ти значениях расхода. На каждом значении расхода производится не менее трех измерений. Требуемая величина расхода устанавливается дросселем 3 и контролируется по частотомеру.

В процессе каждого измерения необходимо определять:

t - время наполнения мерного бака, с;

f - частоту электрического сигнала, поступающего с датчика, Гц.

Объем мерного бака $V_6 = 11,418$ л.

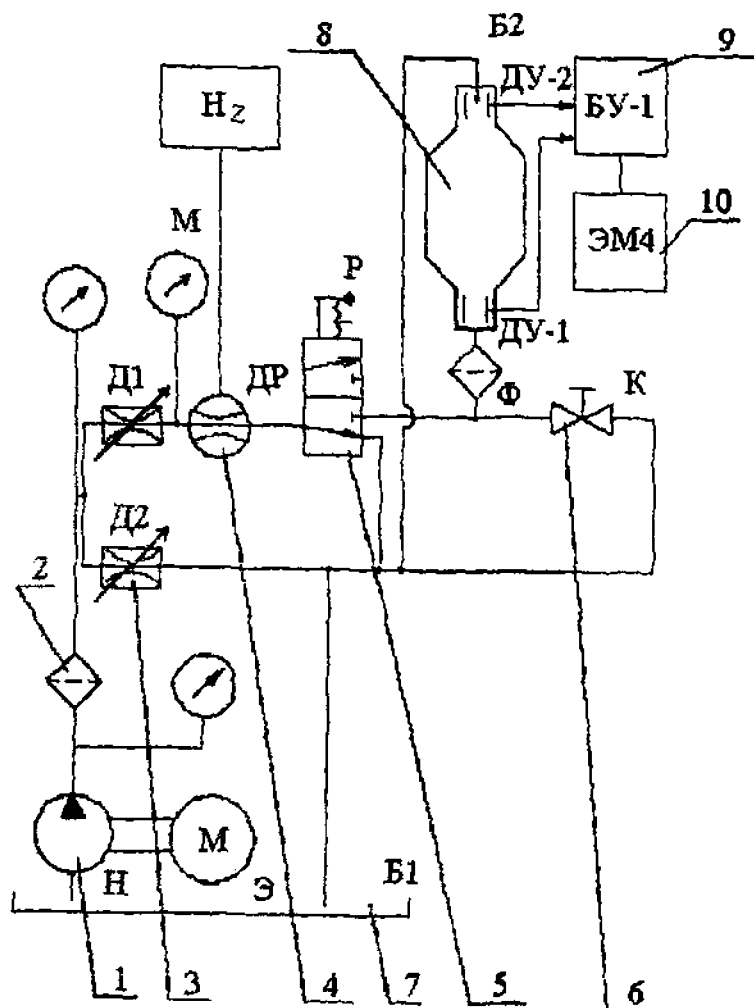


Рис. 2.1

Тарировочные коэффициенты определяются по формулам:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \sum_{i=1}^n f_i^2 - \sum_{i=1}^n f_i \sum_{i=1}^n f_i \cdot Q_i}{n \sum_{i=1}^n f_i^2 + \left(\sum_{i=1}^n f_i \right)^2};$$

$$b = \frac{n \sum_{i=1}^n a_i f_i - \sum_{i=1}^n Q_i \sum_{i=1}^n f_i}{n \sum_{i=1}^n f_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n f_i \right)^2},$$

где $Q_i = \frac{V_6}{t_i}$ - расход масла при измерении, м³/с;

t_i - время заполнения мерного бака при i -м измерении;

f_i - частота выходного сигнала при i -м измерении, Гц;

n - общее число измерений в полном диапазоне расходов.

Числовые значения коэффициентов a, b необходимо округлить до четырех значащих цифр.

Значения расхода Q_i и частоты f_i также учитываются с точностью до четырех цифр.

Полученные данные заносятся в табл.2.1. При тарировке необходимо поддерживать температуру измеряемой жидкости с точностью до $\pm 2^\circ C$.

Для изучения влияния вязкостно-температурных свойств масла на рабочую характеристику расходомера тарировка проводится как минимум на двух температурах: $30^\circ \pm 2^\circ C$ и $50^\circ \pm 2^\circ C$. Вязкость масла определяется по вязкостно-температурной кривой.

Строится тарировочный график зависимости расхода от частоты выходного сигнала датчика расхода

$$Q_i = \frac{11,4 \times 10^{-3}}{t_i}$$

Таблица 2.1

№ п/п	Частота f_i , Гц	Время заполнения мерного бака t_i , с	Расход масла Q_i , м ³ /с	Температура масла T , °С	f_i^2	$f_i Q_i$	Коэффициент		Расход Q_s , м ³ /с
							a	b	
1									
2									
3									
4									
	$\sum_{i=1}^n f_i$		$\sum_{i=1}^n Q_i$		$\sum_{i=1}^n f_i^2$	$\sum_{i=1}^n f_i Q_i$			

Контрольные вопросы

1. Назовите основные методы измерения расхода жидкости и газов.
2. Поясните принцип действия турбинного расходомера.
3. Как зависит расход от вязкости жидкости?
4. Как связаны между собой массовый и объемный расходы?

Лабораторная работа № 3

ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНОЙ И ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ ЛИНИЙ

Цель работы

На основании опытных данных построить пьезометрическую и напорную линии для трубопровода переменного сечения.

Краткие теоретические сведения

Каждая частица движущейся жидкости обладает определенным запасом потенциальной и кинетической энергии. При движении жидкости в канале из-за трения о его стенки часть энергии преобразуется в тепловую. Кроме того, при деформации потока местными сопротивлениями происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую или наоборот. Энергию, отнесенную к единице веса жидкости, называют удельной.

Основной закон гидродинамики (уравнение Бернулли) устанавливает связь между значениями удельной энергии в двух сечениях установившегося, плавно изменяющегося потока (по отношению к плоскости сравнения), представляет собой уравнение баланса энергии

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_c.$$

Каждый член уравнения Бернулли имеет геометрический и энергетический смысл.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока полной удельной энергии или гидродинамического напора, называется линией энергии или напорной линией. Уклон этой линии (падение ее на единицу расстояния) называется гидродинамическим уклоном.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока удельной потенциальной энергии или пьезометрического напора, называется линией потенциальной энергии или пьезометрической линией. Уклон этой линии называется пьезометрическим уклоном.

Величина	Геометрический смысл	Энергетический смысл
Z	высота положения	удельная потенциальная энергия положения
$\frac{p}{\rho g}$	пьезометрическая высота	удельная потенциальная энергия давления
$Z + \frac{p}{\rho g}$	пьезометрический напор	удельная потенциальная энергия
$\frac{\alpha v^2}{2g}$	скоростной напор	удельная кинетическая энергия
$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$	гидродинамический напор	полная удельная энергия
h_c	потери напора	потери энергии

Описание установки и методика проведения опыта

Установка (рис. 3.1) смонтирована из труб 11 различных диаметров, последовательно соединенных между собой. Трубы выполнены из прозрачного материала (оргстекла).

К характерным участкам трубопровода подключены пьезометры 12. Все пьезометры закреплены на вертикальной панели 13. Рабочая жидкость поступает в опытный трубопровод из напорного бака 10, уровень масла в напорном баке поддерживается постоянным.

В напорный бак масло подается пластинчатым насосом 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 8.

Открытием дросселя 9 устанавливается определенный расход масла в опытном трубопроводе. Уровни масла в пьезометрах

уменьшаются до значений высот $Z + \frac{P}{\rho g}$, соответствующих избы-

точному давлению в точках подключения пьезометров при фиксированном расходе. Фиксируют показания пьезометров. Для измерения расхода распределитель 7 переключает поток масла на мерный бак 14, объем которого известен. Время наполнения мерного бака фиксируется электромеханическими часами.

По расходу и заданным размерам сечений трубопроводов подсчитываются средние скорости в этих сечениях:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с.}$$

Измерив температуру масла, определяют его вязкость по вязкостно-температурной кривой.

Опыты проводят при различных расходах. Показания приборов и результаты обработки измерений заносят в табл. 3.1 и 3.2.

Подсчитывается число $R_e = \frac{v \cdot d}{\nu}$.

Вычисляется скоростной напор в каждом сечении $\frac{\alpha v^2}{2g}$,

где α - коэффициент Кориолиса.

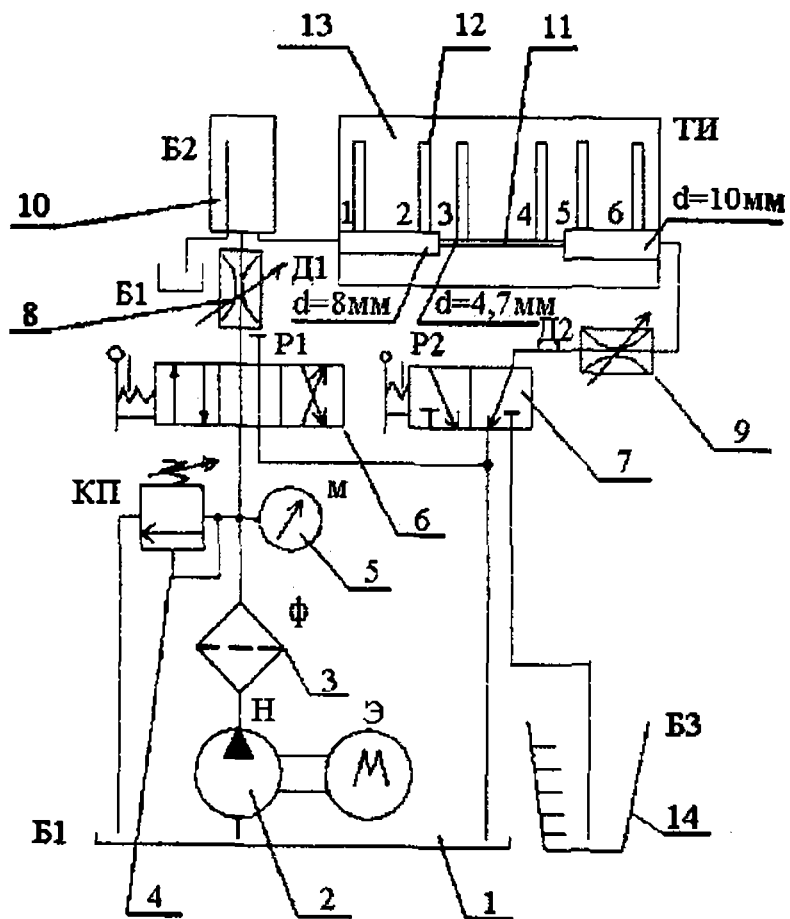


Рис. 3.1. Схема установки для построения напорной и пьезометрической линии

Суммированием пьезометрического напора $Z + \frac{p}{\rho g}$ и скоростного напора $\frac{\alpha v^2}{2g}$ определяется полный гидродинамический напор $H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$. Подсчитываются потери напора между сечениями.

На схему трубопровода из трех участков, вычерченную на миллиметровой бумаге, в определенном масштабе наносятся пьезометрическая линия по показаниям пьезометров $Z + \frac{p}{\rho g}$ и напорная линия по вычисленным значениям $H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$.

Таблица 3.1

№ опыта	Объем масла V, м ³	Время t, с	Расход Q, м ³ /с
1			

Таблица 3.2

	Сечения					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр d, м						
Площадь, м ²						
Показания пьезометра $z + p/\rho g$, м						
Средняя скорость $v = Q/S$, м/с						
$Re = v d / \nu$						
Скоростной напор $\alpha v^2/2g$, м						
Гидродинамический напор $z + p/\rho g + \alpha v^2/2g$, м						
Потери напора h_c , м						

Контрольные вопросы

1. Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного? Назовите два режима течения жидкости.
2. Как определяется средняя скорость жидкости?
3. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл?
4. От чего зависит численное значение коэффициента Корнелиса?
5. Чем отличаются уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости, для элементарной струйки и потока?
6. Какие ограничения существуют в применении уравнения Бернулли?
7. Когда пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?
8. При помощи каких линий можно судить о величине и изменении давления вдоль потока?

Лабораторная работа № 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения λ при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости в трубопроводах постоянного сечения.
2. Построение графика зависимости коэффициента гидравлического трения λ от числа Рейнольдса.

Краткие теоретические сведения

При движении жидкостей по трубам вследствие трения возникают силы гидравлических сопротивлений, на преодоление которых затрачивается часть энергии.

Потери напора (давления) на трение по всей длине потока оцениваются формулами

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}; \quad \Delta P_{mp} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2},$$

где l - длина исследуемого участка, м;

v - средняя скорость потока, м/с;

d - диаметр трубопровода, м;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

λ - коэффициент сопротивления трения;

$h_{mp}, \Delta P_{mp}$ - потери напора и давления соответственно.

Коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = \frac{\Delta P_{mp} \cdot d \cdot 2}{\rho \cdot l \cdot v^2}.$$

Потери напора (давления) определяются из уравнения Бернулли:

$$h_{mp} = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} \quad \text{или} \quad \Delta P_{mp} = P_1 - P_2.$$

где P_1 и P_2 - давления в начальном и конечном сечениях трубопровода.

Установлено, что коэффициент сопротивления трения зависит от числа R_e и относительной шероховатости стенок трубопровода

$$\frac{\Delta}{d}.$$

При ламинарном режиме течения жидкости в круглой трубе коэффициент гидравлического сопротивления определяется формулой Стокса

$$\lambda = \frac{64\mu}{\rho v \cdot d} = \frac{64}{R_e}.$$

Этой формулой устанавливается, что при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса.

По характеру и степени влияния этих факторов при турбулентном режиме различают зоны гидравлически гладких и гидравлически шероховатых труб, разделенные переходной зоной.

В зоне гидравлически гладких труб толщина вязкого подслоя значительно больше максимальной высоты бугорков шероховатости. При этом бугорки утоплены в вязком подслое, плавно обтекаются с очень малыми скоростями и не влияют на распределение скоростей и потери напора. Коэффициент сопротивления трения является функцией только числа Рейнольдса и может быть подсчитан по формуле Конакова

$$\lambda = (1,8 / \lg R_e - 1,5)^{-2}.$$

При $R_e \leq 10^5$ применяется формула Блазиуса $\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}$.

Зависимость потери напора на трение от кинематической вязкости жидкости и средней скорости потока для гидравлически гладких труб

$$h = v^{0,5} \cdot \nu^{1,75}$$

В зоне гидравлически шероховатых труб толщина вязкого подслоя значительно меньше высоты бугорков шероховатости, которые оказываются в турбулентном ядре потока. Обтекание бугорков сопровождается интенсивным вихреобразованием, усиливающим турбулентность потока. Рассеивание кинетической энергии вращения этих вихрей, происходящее в процессе перемешивания частиц и приводящее к переходу этой энергии в тепло, увеличивает потерю напора. Коэффициент сопротивления трения является функцией только относительной шероховатости, возрастающей с увеличением Δ/d :

$$\lambda = f(\Delta/d).$$

Потери напора в этой зоне не зависят от вязкости и пропорциональны квадрату средней скорости потока (квадратичный закон сопротивления). Коэффициент сопротивления может быть подсчитан по формуле Никурадзе

$$\lambda = (2 \lg d/\Delta + 1,14)^{-2} .$$

Формула Альтшуля $\lambda = 0,11(\Delta/d + 68/R_e)^{0,25}$ практически пригодна для всех зон турбулентного режима.

Исследование гидравлического трения на установке для оценки гидropотерь в трубопроводах позволяет получить характеристики гидросистем при турбулентном и ламинарном режимах движения. Значительная зависимость вязкости минеральных масел от температуры, регулирование с помощью дросселя расхода жидкости, использование трубопроводов различных диаметров позволяет проводить испытания в достаточно широком диапазоне значений чисел R_e , получая для коэффициентов гидравлических сопротивлений безразмерные зависимости вида

$$\lambda = f(R_e) .$$

Описание установки и методика проведения эксперимента

Работа проводится на трубопроводах постоянного сечения (рис.4.1).

Масло от пластинчатого насоса 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 7 поступает в опытный трубопровод 8. Включением распределителя 6 в крайние положения изменяется направление движения масла в трубопроводе.

На сливе опытного трубопровода установлен датчик расхода турбинного типа 10, включаемый для измерения расхода трехпозиционным распределителем 9. Электрический сигнал с датчика регистрируется частотомером. По показаниям частотомера, пользуясь тарировочным графиком (см. лаб. работу № 2) или формулой $Q = a + b \cdot f$ (m^3/c), определяется расход масла в трубопроводе.

Для измерения давления на опытном трубопроводе в местах отбора давления подключены приборы для измерения давления (дифференциальные манометры, образцовые манометры или тензометрические датчики давления с записью сигналов на осциллограф).

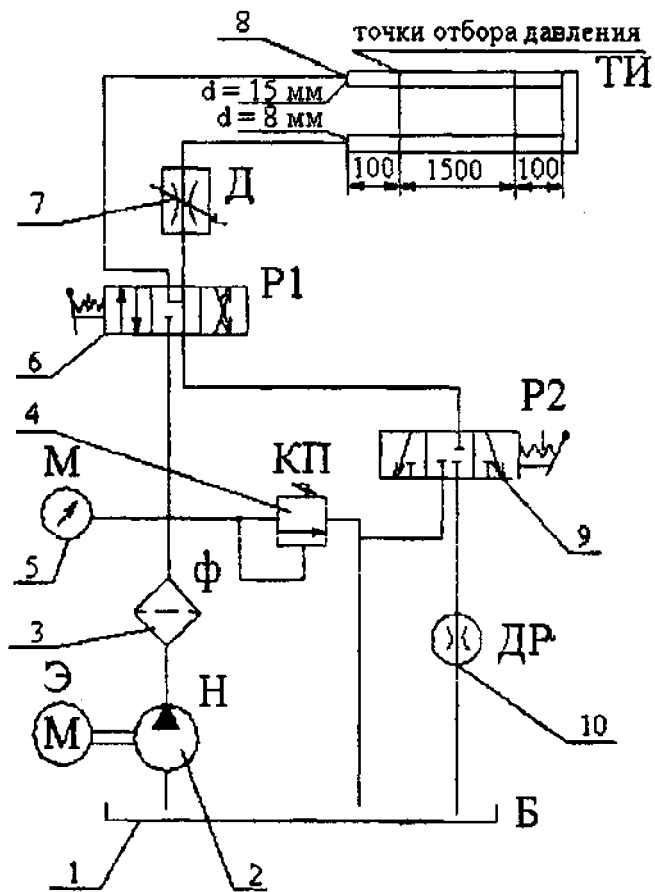


Рис. 4.1. Схема установки для определения коэффициента сопротивления трения

На основании опытных данных по разности давлений в двух сечениях определяются потери давления $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ для одного трубопровода и $\Delta p_2 = p_3 - p_4$ для второго трубопровода, средняя скорость $v = \frac{Q}{S}$, число Рейнольдса $R_e = \frac{v \cdot d}{\nu}$ и опытное значение коэффициента гидравлического трения

$$\lambda = \frac{2\Delta p d}{\rho \cdot l v^2}$$

Опыты проводятся на различных расходах. Показания приборов и результаты обработки измерений заносятся в табл. № 4.1 и 4.2.

Таблица 4.1

№ п/п	Показание частотомера f	Расход Q м ³ /с	Диаметр трубы D	Средняя скорость v	Число Рейнольдса R_e
	Гц		м	м/с	
1			d_1		
			d_2		
2			d_1		
			d_2		
3			d_1		
			d_2		
4			d_1		
			d_2		

Таблица 4.2

№ п/п	Давление				Потери давления Δp , МПа		Коэффициент гидравлического трения λ	
	P_1	P_2	P_3	P_4				
	МПа	МПа	МПа	МПа	Δp_1	Δp_2	λ_1	λ_2
1								
2								
3								
4								

Полученные значения λ и R_e наносятся на график в полулогарифмических координатах $\lambda - \lg R_e$. Для сопоставления полученные опытные точки наносят на график Мурина зависимости λ от R_e и относительной гладкости d/Δ для стальных труб.

Потери давления на трение при ламинарном режиме можно подсчитать по формуле Пуазейля

$$\Delta p = \frac{128\nu \cdot l\rho \cdot Q}{\pi \cdot d^4}.$$

Расход масла в трубопроводе рассчитывается по формуле

$$Q = a + bf,$$

где $a = 1,765 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$;

$b = 7,820 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{импульс}$.

Контрольные вопросы

1. Как распределяются скорости в сечении трубы при ламинарном и турбулентном течении жидкости?
2. От каких параметров зависят гидравлические потери в ламинарном потоке?
3. Почему гидравлические потери в турбулентном потоке больше, чем в ламинарном?
4. Почему одна и та же труба в одном случае может быть гидравлически гладкой, а в другом случае - гидравлически шероховатой?
5. Сколько имеется зон сопротивления и какие из них соответствуют турбулентному движению жидкости?
6. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в различных зонах и как можно его определить?
7. Как определяется коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме? Напишите формулу Пуазейля.
8. Объясните понятие эквивалентной шероховатости поверхности.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений ξ_m .
2. Построение графика зависимости коэффициента ξ_m от числа Re .
3. Построение внешней характеристики местного сопротивления.

Краткие теоретические сведения

Местные сопротивления представляют собой короткие участки трубопроводов, на которых скорости потока изменяются по величине или направлению в результате изменения размеров или формы сечений трубопровода, а также направления его продольной оси. Потери механической энергии, возникающие при деформации потока в местных сопротивлениях, относят к единице веса протекающей жидкости и называют местными потерями напора.

В зависимости от факторов, вызывающих потери напора в местных сопротивлениях, различают потери трения и вихревые потери. Потери на трение вызываются торможением потока стенками, которое приводит к неравномерному распределению скорости по сечениям потока и к появлению напряжений трения между смещающимися струями жидкости, что вызывает возрастание местных потерь трения. Вихревые потери связаны с отрывами потока от стенок, происходящими при резких изменениях конфигурации каналов. Возникающие при этом интенсивные вихреобразования приводят к сильному возрастанию местной потери напора.

При турбулентном движении происходит интенсивный обмен беспорядочно движущимися частицами между транзитным потоком и вихревой зоной.

Местные сопротивления создают деформацию потока, которая распространяется на значительный участок примыкающего трубо-

провода, где происходит постепенная стабилизация профиля скоростей.

Принято вычислять местную потерю как разность между полной потерей напора на участке местной деформации потока и потерей трения в примыкающем трубопроводе при стабилизированном движении жидкости. Тем самым местные потери в трубопроводе рассматриваются как дополнительные к потерям трения при равномерном движении жидкости во всех его прямолинейных участках постоянного сечения.

Местные потери напора (давления) выражаются общими формулами

$$h_m = \xi_m \frac{v^2}{2g}, \quad \Delta p_m = \xi_m \frac{v^2 \rho}{2},$$

где ξ_m - безразмерный коэффициент местного сопротивления;

v - средняя скорость в сечении трубопровода перед местным сопротивлением или после него.

Ввиду большой сложности структуры потока в местных сопротивлениях коэффициенты ξ_m могут быть определены только опытным путем. Величина коэффициента ξ_m при установившемся движении зависит от формы местного сопротивления, распределения скоростей в граничных сечениях потока перед местным сопротивлением и после него и значения числа R_e :

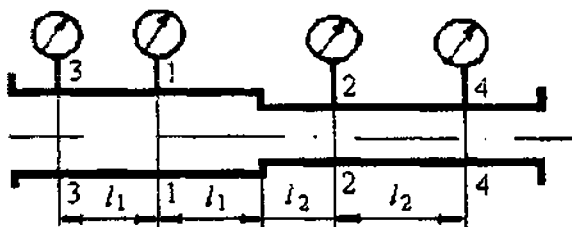
$$\xi_m = f(R_e).$$

В большинстве местных сопротивлений ламинарный режим наблюдается только при очень малых значениях числа R_e , когда силы инерции частиц незначительны по сравнению с действующими на них силами вязкостного трения. В этом случае

$$\xi_m = \frac{\text{const}}{R_e}.$$

По мере возрастания числа R_e в местном сопротивлении развивается турбулизация потока, возникают отрывы потока от стенок, вихреобразование. При $R_e > R_{exp}$ поток полностью становится турбулентным, зависимость ξ_m от R_e становится все слабее. Для местных сопротивлений, в которых потеря напора в основном обусловлена вихреобразованием, практически можно принимать значения ξ_m постоянными во всей области турбулентного режима. В тех случаях, когда существенными являются потери трения, влияние числа R_e сохраняется до значений $R_e = 10^5$ (что соответствует границе квадратичной области сопротивления, в которой имеет место турбулентная автомодельность потока).

Схема измерения давлений в системе



Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$p_1 + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2} \rho = p_2 + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2} \rho + \Delta p_m + \Delta p_{l1} + \Delta p_{l2},$$

где p_1 и p_2 - давление в сечениях 1-1 и 2-2;

Δp_{l1} , Δp_{l2} - потери давления по длине участков труб l_1 и l_2 ;

Δp_m - местная потеря давления.

По показаниям манометров определяются потери энергии Δp_{l1} и Δp_{l2} :

$$\Delta p_{l1} = p_3 - p_1; \quad \Delta p_{l2} = p_2 - p_4.$$

Тогда местная потеря энергии Δp_M определяется:

$$\begin{aligned}\Delta p_M &= p_1 - p_2 + \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2} \rho - \Delta p_{11} - \Delta p_{12} = \\ &= 2p_1 - 2p_2 - (p_3 - p_4) + \rho \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2}.\end{aligned}$$

Тогда коэффициент местного сопротивления

$$\xi_{M1} = \frac{2\Delta p_M}{\rho v_1^2} \quad \text{или} \quad \xi_{M2} = \frac{2\Delta p_M}{\rho v_2^2}.$$

Описание установки и методика проведения опыта

Установка смонтирована из труб 12x2 и 20x2,5, содержит различные виды местных сопротивлений: колено, плавный поворот, внезапное расширение и внезапное сужение, дроссель или обратный клапан в зависимости от направления течения жидкости, изменяемого с помощью трехпозиционного распределителя 6 (см. рис. 5.1).

В опытный трубопровод масло поступает от пластинчатого насоса 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 7.

Измерение расхода масла в трубопроводе и давлений в точках отбора давления производится в соответствии с работой № 4 (определение коэффициента сопротивления трения) при помощи расходомера 8, подключаемого распределителем 9.

На основании опытных данных подсчитывается потеря давления на местном сопротивлении Δp_M , вычисляется скорость масла в сечении трубопровода v_1 или v_2 . Подсчитываются коэффициент местного сопротивления и число Re , для чего предварительно определяют среднюю температуру масла за время опыта и вязкость масла.

Опыты проводятся при различных расходах.

Показания приборов и результаты отработки измерений заносятся в табл. 5.1 и 5.2.

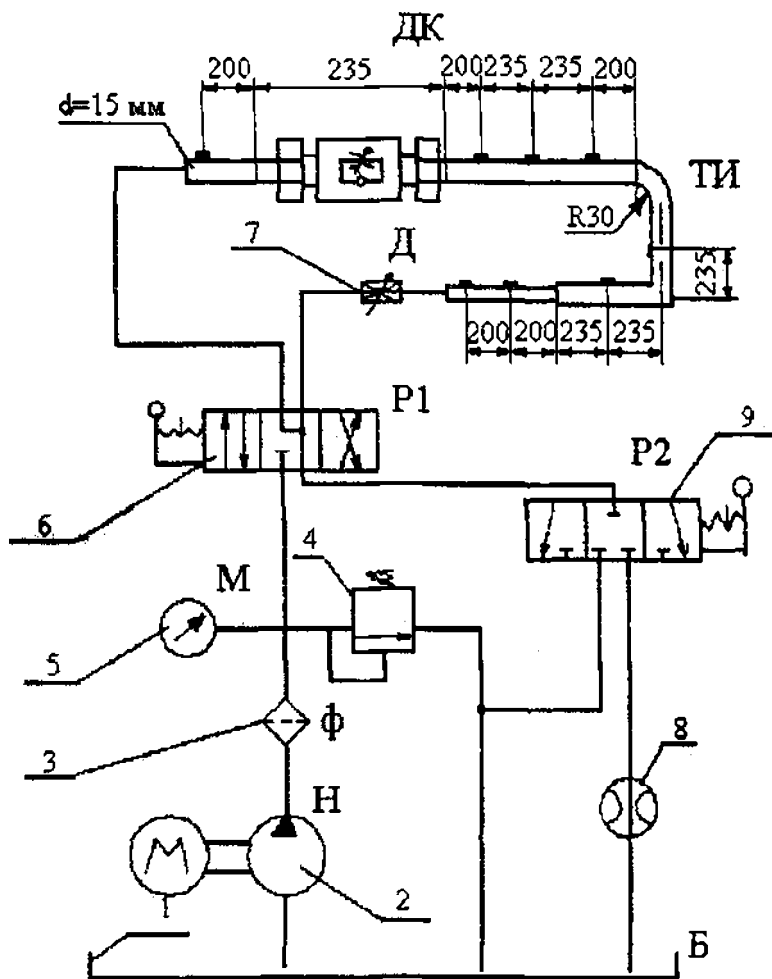


Рис. 5.1. Схема установки для определения коэффициентов местных сопротивлений

Полученные в результате исследования ξ_m и R_e наносятся на график в полулогарифмических координатах $\xi_m - \lg R_e$. По графику устанавливается граница квадратичной зоны для данного местного сопротивления, в которой $\xi_m = const$.

Строится внешняя характеристика местного сопротивления, представляющая собой зависимость местной потери давления от расхода жидкости.

Таблица 5.1

№ опыта	Вид местного сопротивления	Диаметр трубопровода, м	Показания частотомера f , Гц	Расход Q , м ³ /с	Скорость v , м/с	Число Рейнольдса R_e
1						
2						
3						
4						

Таблица 5.2

№ опыта	Показания манометров P , МПа				Потери давления, МПа		Коэффициент ξ_m	
	1	2	3	4	Δp_1	Δp_2	ξ_{m1}	ξ_{m2}
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								

Контрольные вопросы

1. Какие сопротивления называются местными?
2. По какой формуле определяются местные потери?

3. От чего зависит значение коэффициента ξ_m и как оно определяется?

4. В каком сечении берется скорость для определения местных потерь по формуле Вейсбаха?

5. Когда местные потери отдельных сопротивлений можно просто суммировать?

Лабораторная работа № 6

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛОЕ ОТВЕРСТИЕ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициентов расхода μ , скорости φ , сжатия струи ε и сопротивления ξ при истечении жидкости через малое круглое отверстие.

2. Построение графика зависимости коэффициентов $\mu, \varepsilon, \varphi$ от числа Рейнольдса R_e .

3. Наблюдение инверсии струи, вытекающей из отверстий различного очертания.

Краткие теоретические сведения

Малыми отверстиями называются такие, при истечении через которые скорость движения жидкости во всех точках живого сечения струи в плоскости отверстия можно считать практически одинаковой. Принято считать малыми, если диаметр отверстия $d \leq 0,1H$, где H - напор над центром тяжести отверстия.

При истечении жидкости из резервуара в атмосферу через малое круглое отверстие диаметром d на расстоянии $(1...2)d$ от края отверстия образуется сжатое сечение диаметром d_c . Средняя скорость в сжатом сечении может быть найдена из уравнения Бернулли:

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \xi_{отв}}} \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{\frac{2p}{\rho}}, \text{ м/с,}$$

где $H(p)$ - напор (давление) истечения;

φ - коэффициент скорости;

$\xi_{отд}$ - коэффициент сопротивления;

α_c - коэффициент Кориолиса в сжатом сечении.

Коэффициент скорости φ есть отношение действительной скорости истечения к теоретической:

$$\varphi = \frac{v_c}{v_T}.$$

В общем случае (см. рис. 6.1.)

$$H = h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}, \text{ м}; \quad P = \rho gh + (p_1 - p_2), \text{ МПа}$$

Значение коэффициента φ можно определить, учитывая параболическую траекторию падения струи, решая систему уравнений

$$\begin{cases} X = v \cdot t; \\ Y = \frac{gt^2}{2}, \end{cases}$$

где X, Y - координаты центра тяжести струи в произвольном сечении в системе координат, начало которых лежит в центре тяжести сжатого сечения струи.

Проведя преобразование, получим

$$\varphi = \frac{X}{2\sqrt{HY}}.$$

Степень сжатия струи, вытекающей через отверстие, характеризуется коэффициентом сжатия ε :

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S} = \left(\frac{d_c}{d}\right)^2.$$

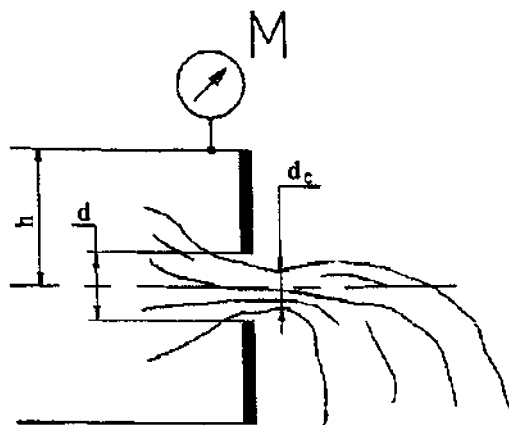


Рис. 6.1

Расход через отверстие

$$Q = \mu S \sqrt{2gH} = \mu S \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где μ - коэффициент расхода;

S - площадь сечения отверстия, м^2 .

$$\mu = \varepsilon \varphi.$$

Коэффициент сопротивления отверстия

$$\xi_{отв} = \frac{1}{\varphi^2} - \alpha.$$

Значения коэффициентов $\mu, \varepsilon, \varphi$ зависят от формы и размеров отверстия, условий подхода к нему жидкости, числа Рейнольдса.

Число R_e подсчитывается по теоретической скорости

$$R_e = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu}.$$

Зависимость коэффициентов истечения от числа R_e показано на рис.6.2.

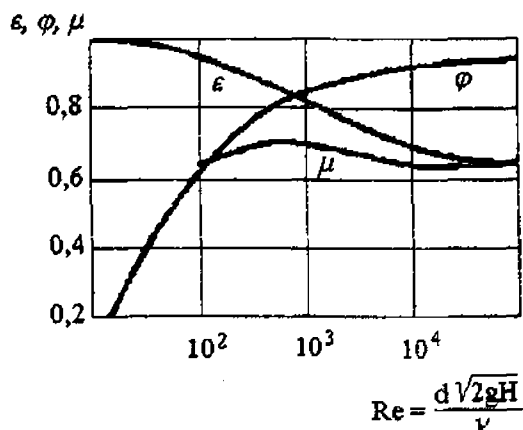


Рис. 6.2

Увеличение коэффициента сжатия струи ε с уменьшением числа R_e объясняется тем, что возрастающее влияние сил вязкостного трения ведет к утолщению подторможенного слоя у стенок, к уменьшению скорости частиц у стенок. Возрастает неравномерность распределения скоростей в сжатом сечении (увеличивается α), и увеличивается потеря напора (возрастает $\xi_{отв}$). Увеличение коэффициента кинетической энергии α и коэффициента сопротивления $\xi_{отв}$ влечет за собой уменьшение коэффициента скорости φ .

Коэффициент расхода μ с увеличением R_e сначала увеличивается, что обусловлено крутым возрастанием φ , а затем, достигнув максимального значения ($\mu_{max} = 0,69$ при $R_e = 350$), уменьшается в связи с уменьшением ε .

В области $R_e \leq 25$ роль вязкости настолько велика, а торможение жидкости у кромки столь значительно, что сжатие струи отсутствует.

В этом случае можно пользоваться теоретической формулой

$$\mu = \sqrt{\frac{156}{R_e^2} + 1} - \frac{12,5}{R_e}.$$

В струе, вытекающей через круглое отверстие, силы поверхностного натяжения взаимно уравновешены вследствие осевой симметрии струи. При истечении из прямоугольных, треугольных и других некруглых отверстий из-за свойства инерции жидкости силы поверхностного натяжения вызывают изменения формы сечения струи, называемые инверсией струи.

Описание установки и методика проведения опыта

Из маслобака 1 (рис. 6.3) пластинчатый насос 2 через фильтр 4, распределитель 5 подает масло к дросселю 6.

При включении распределителя в крайнее правое положение масло поступает на слив в бак, в крайнее левое положение - подается через датчик расхода турбинного типа 7 к напорному цилиндру 8. В цилиндре установлены сетки-рассекатели для гашения скорости входящей струи. Через отверстие напорного цилиндра происходит истечение масла по параболической траектории в лоток 10, по шкале которого можно определить дальность отлета струи (координату X).

Давление в напорном цилиндре определяется с помощью манометра 9.

Расход масла определяется с помощью датчика расхода турбинного типа (см. лаб. работу № 2). Опыты проводятся при различных значениях расхода, величина которого изменяется с помощью дросселя 5.

Наблюдаемые величины и результаты подсчетов заносятся в табл. 6.1.

На основании опытных данных в масштабе строятся графики зависимости коэффициентов $\mu, \varphi, \varepsilon, \xi_{отн}$ от числа R_e , подсчитываемого по формуле

$$R_e = \frac{\sqrt{\frac{2P}{\rho}} \cdot d}{\nu}.$$

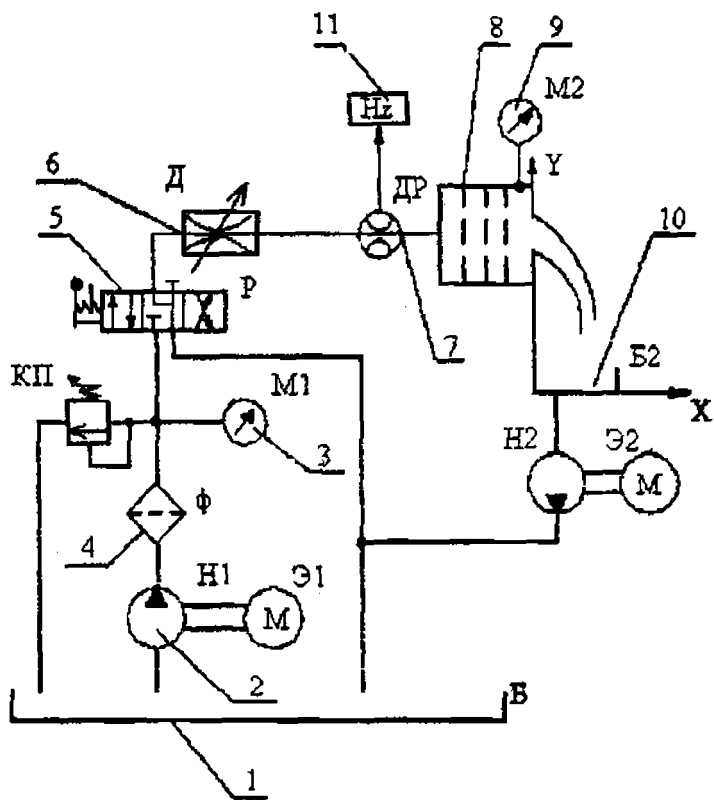


Рис. 6.3. Схема установки для исследования истечения жидкости через отверстия и насадки

Путем изменения формы сечений отверстий изучается явление инверсии струи.

Значения коэффициента расхода μ для круглого отверстия с острой кромкой в зависимости от числа Рейнольдса, по данным А.Д.Альтшуля равны:

R_e	$1,5 \cdot 10^4$	$2,5 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	10^5	$2,5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$
μ	0,638	0,623	0,610	0,603	0,597	0,594

Таблица 6.1

№ п/п	Величина, размерность	№ опыта				
		1	2	3	4	5
1	Показание частотомера f , Гц					
2	Расход Q , м ³ /с					
3	Давление в баке P , Па					
4	Координаты X, м Y, м					
5	Скорость теоретическая U_t , м/с					
6	Число Рейнольдса Re					
7	Коэффициенты: расхода μ скорости φ сжатия ϵ сопротивления ξ					

Контрольные вопросы

1. Какие отверстия считаются малыми?
2. Какие могут быть случаи сжатия струи?
3. Как связаны между собой коэффициенты сжатия ϵ , скорости φ , расхода μ и местного сопротивления ξ малого отверстия?
4. Почему коэффициенты ϵ, φ, μ отверстия всегда меньше единицы?
5. Что такое инверсия струи?

Лабораторная работа № 7

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ВНЕШНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ НАСАДОК

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициентов расхода μ и сопротивления $\xi_{нас}$ при истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок.

2. Построение графика зависимости коэффициента μ от R_e , срывной характеристики насадка $Q = f(P)$.

3. Изучение характера истечения жидкости через насадки различной формы.

Краткие теоретические сведения

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной 2-6 диаметрам, без закругления входной кромки.

Истечение через насадок в атмосферу может происходить двояко:

- 1) режим безотрывного истечения (рис. 7.1, а);
- 2) с отрывом струи от стенки насадка (рис. 7.1, б).

При безотрывном истечении струя после входа в насадок сжимается так, как и при истечении через отверстие. Затем постепенно расширяется и из насадка выходит полным сечением. Так как диаметр струи равен диаметру отверстия $d_c = d$, то коэффициент сжатия равен $\epsilon = 1$ и, следовательно, $\mu = \varphi$.

При безотрывном истечении через внешний цилиндрический насадок расход получается больше, чем при истечении через отверстие, вследствие отсутствия сжатия струи на выходе из насадка. Скорость оказывается меньше вследствие значительно большего сопротивления.

Коэффициент расхода μ цилиндрического насадка зависит от относительной длины насадка и числа R_e .

При истечении в атмосферу внутри цилиндрического насадка образуется вакуум, величина которого пропорциональна напору (давлению) истечения. При некотором значении напора (давления) вакуум может стать настолько большим, что в насадке начнется кавитация. При интенсивном выделении паровоздушных пузырьков происходит отрыв струи от стенок насадка, внутрь него проникает атмосферный воздух, и истечение через насадок сменяется истечением через отверстие (второй режим истечения).

Напор, при котором происходит скачкообразное изменение режима истечения, называется критическим ($H_{кр}$).

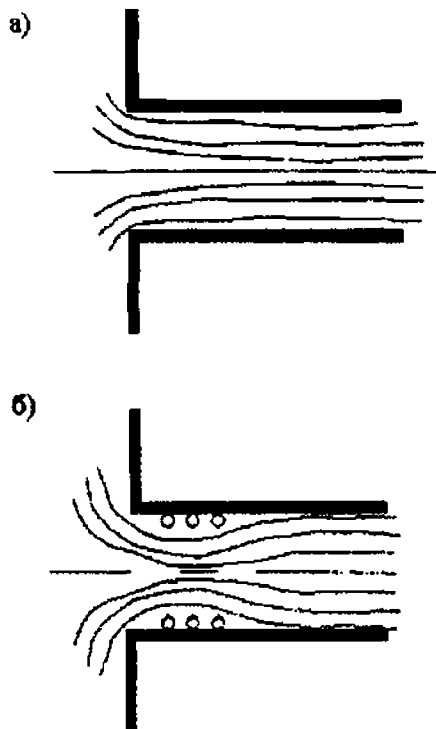


Рис. 7.1

Значение определяется при кавитационных испытаниях. Кавитационные свойства насадков выражаются с помощью безразмерного числа кавитации

$$\chi = \frac{P_{at} - P_{н.л.}}{\rho \cdot \frac{v^2}{2}},$$

где $P_{н.л.}$ - давление насыщенных паров жидкости;
 v - скорость на выходе из насадка.

Таким образом, внешний цилиндрический насадок при безотрывном истечении обладает следующими недостатками: большим сопротивлением, недостаточно высоким коэффициентом расхода μ , возможностью возникновения кавитации. Это необходимо учитывать при использовании цилиндрического насадка в качестве жиклеров, дросселей, форсунок.

Значения коэффициентов μ и $\xi_{нас}$ подсчитываются по формулам (см. лаб. работу № 6).

Описание установки и методика проведения опыта

Для изучения истечения жидкости через насадки используется установка (см. лаб. работу № 6). В напорном цилиндре вместо малого отверстия укрепляются сменные насадки: внешний цилиндрический, конический сходящийся и расходящийся, коноидальный.

Для измерения вакуума в сжатом сечении насадка подключен вакуумметр. Давление в напорном цилиндре измеряется с помощью манометра, расход масла - с помощью датчика расхода турбинного типа.

Критическое значение числа кавитации $\chi_{кр}$ определяется по режиму, в котором происходит срыв струи. Момент срыва струн при $P = P_{кр}$ фиксируется визуально, а также по изменению расхода, резко уменьшающегося в момент срыва:

$$\chi_{кр} = \frac{P_{ат} - P_{н.п.}}{P_{кр}}$$

Наблюдаемые величины и результаты подсчетов заносятся в таблицу.

На основании опытных данных строится график зависимости коэффициента расхода μ от R_e , срывная характеристика цилиндрического насадка (зависимость $Q = f(P)$).

Таблица 7.1

№ п/п	Величина, размерность	№ опыта				
		1	2	3	4	5
1	Показание частотомера, Гц					
2	Расход Q , м ³ /с					
3	Давление в баке P , кПа					
4	Скорость теоретическая v , м/с					
5	Число Рейнольдса R_e					
6	Коэффициенты расхода и сопротивления μ и ξ					
7	Величина вакуума h , м					
8	Число кавитации χ					

Контрольные вопросы

1. Чем отличается насадок от трубы?
2. Может ли проявиться кавитация при истечении жидкости через насадки?
3. Каковы основные типы насадков и каково их практическое применение?
4. Сравните пропускную способность насадков разных типов и круглого отверстия (по результатам работы №6).

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБАХ

Цель работы

Определить опытным путем:

- а) повышение давления при гидравлическом ударе в трубопроводе;
- б) скорость распространения ударной волны в жидкости.

Краткие теоретические сведения

Гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в трубопроводе с капельной жидкостью при

внезапном изменении ее скорости, связанном с быстрым закрытием или открытием задвижки, крана, клапана и т.п., быстрой остановкой или пуском гидронасоса или двигателя. Процесс сопровождается резким повышением давления жидкости (положительный гидравлический удар) либо резким его уменьшением (отрицательный гидравлический удар) при уменьшении или увеличении скорости движения жидкости соответственно. Подобные забросы давления снижают ресурс работы трубопроводов и агрегатов, а в отдельных случаях могут вызвать их разрушение. Кроме того, резкие повышения давления могут служить ложными сигналами, вызывающими нежелательные срабатывания гидравлической аппаратуры управления.

Гидравлический удар может быть также прямым, когда закрытие задвижки происходит за время τ , меньшее времени t (фазы гидравлического удара) пробега ударной волной двойной длины рассматриваемого участка трубопровода (от задвижки до источника расхода и обратно):

$$t = \frac{2L}{a},$$

где L - длина рассматриваемого участка;
 a - скорость ударной волны в жидкости.

Скорость распространения ударной волны определяется по формуле

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{d \cdot K}{\delta \cdot E}}},$$

где K - объемный модуль упругости жидкости;
 ρ - плотность жидкости;
 δ - толщина стенки трубопровода;
 d - диаметр трубопровода;
 E - модуль упругости материала трубы.

Величина повышения ударного давления определяется

$$\Delta p = \rho \cdot v_0 \cdot a ,$$

где v_0 - начальная скорость жидкости, $v_0 = \frac{Q}{S}$

Q - подача насоса;

S - площадь сечения трубопровода.

При неполном гидроударе $\Delta p = \rho \cdot (v_0 - v_k) \cdot a$, где v_k - конечная скорость жидкости.

Описание установки и методика проведения эксперимента

Схема установки представлена на рис.8.1. Жидкость из бака 10 насосом 1 через фильтр 3 с тонкостью очистки 25 мкм подается в опытный трубопровод 6. Электромагнитные золотники 5 и 7 служат для внезапного перекрытия трубопровода 6. Давление в трубопроводе создается дросселем 8 и контролируется манометром 11. Сигнал от датчиков 4, предназначенных для фиксации давления на концах опытного трубопровода, усиливается и записывается на фотобумагу с помощью осциллографа.

Расход жидкости измеряется с помощью датчика расхода турбинного типа 9 (см. лаб. работу № 2). Для избежания поломки гидроагрегатов в систему встроен предохранительный клапан 2.

Исходные данные

1. Рабочая жидкость - масло индустриальное 20.
2. Плотность $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$.
3. Диаметр трубопровода $d = 6 \text{ мм}$.
4. Толщина стенки трубопровода $\delta = 1 \text{ мм}$.
5. Объемный модуль упругости жидкости $K = 1,6 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$.
6. Модуль упругости материала трубопровода $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$.
7. Время срабатывания электромагнитного золотника $T = 0,01 \text{ с}$.
8. Длина трубопровода $L = 18,8 \text{ м}$.

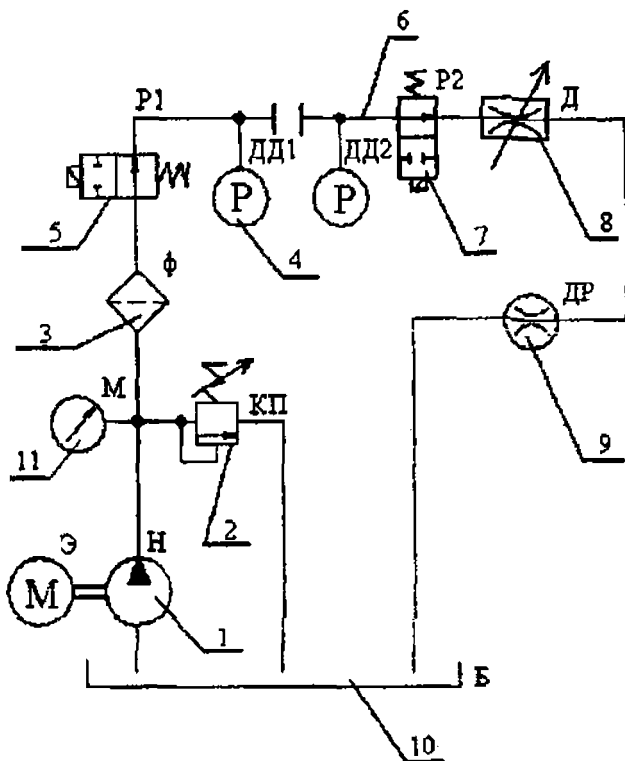


Рис. 8.1. Схема установки для исследования гидравлического удара в трубах

Обработка осциллограммы

Определение величины повышения давления ΔP .

$$P = Kh_i,$$

где P - величина давления, Па;

h_i - ордината процесса в i точке, м;

K - постоянный коэффициент для датчика № 1 $K = 3,927 \cdot 10^6$;
 № 2 $K = 3,828 \cdot 10^6$.

$$\Delta P = P_K - P_H,$$

где P_K и P_H - абсолютные значения давления в момент гидроудара и до него соответственно.

Скорость распространения ударной волны определяется

$$a = \frac{L \cdot v_{\text{зап}}}{b},$$

где L - длина трубопровода, м;

b - величина запаздывания срабатывания датчиков, м;

$v_{\text{зап}}$ - скорость записи, м/с.

Погрешность в определении ΔP

$$\delta_P = \frac{\Delta P_{\text{теор}} - \Delta P_{\text{экс}}}{\Delta P_{\text{теор}}} \cdot 100\%$$

Опытные величины и полученные результаты заносятся в табл. 8.1.

Таблица 8.1

№ п/п	Показания частотомера f , Гц	Q , м ³ /с	v_0 , м/с	$P_{1н}$	$P_{2н}$	$\Delta P_{1\pm} \pm \delta_P$	$P_{1к}$	$P_{2к}$	$\Delta P_{2\pm} \pm \delta_P$	a
1										

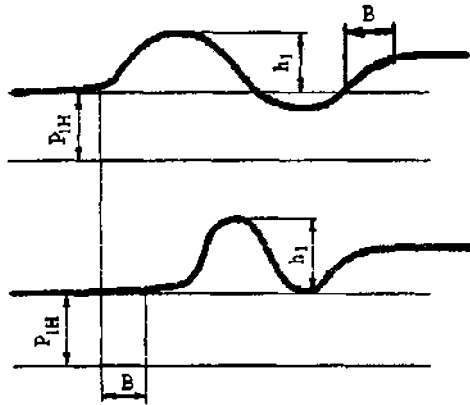


Рис. 8.2. Осциллограмма давлений

Контрольные вопросы

1. Какое явление в напорных трубах называется гидравлическим ударом?
2. Что называется фазой гидравлического удара?
3. Чем отличается прямой удар от непрямого?
4. Какие силы вызывают резкое повышение давления в трубе при внезапной остановке движущейся жидкости?
5. Как определяется изменение давления при гидравлическом ударе?
6. От чего зависит скорость распространения ударной волны в жидкости?
7. Каковы меры борьбы с гидравлическим ударом?
8. Где применяется гидравлический удар?

Лабораторная работа № 9

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА ЖИДКОСТИ И ТВЕРДОЙ ПРЕГРАДЫ

Цель работы

1. Изучение взаимодействия струи масла с твердой преградой.
2. Измерение и расчет усилия давления жидкости на твердую преграду в зависимости от напора масла.

Краткие теоретические сведения

В относительном движении жидкости и твердых тел возникает силовое взаимодействие, обусловленное силами вязкости и инерции.

Изучение силового взаимодействия потока жидкости и твердых стенок, особенно когда это взаимодействие связано с изменением величины или направления скорости, имеет немаловажное значение в понимании принципов действия гидромашин, при расчетах распределителей типа сопло-заслонка.

В общем случае воздействие струи на стенку определяется геометрической разностью секундных количеств движения на входе и

выходе. В случае плоской стенки, расположенной перпендикулярно направлению потока, расчетное усилие его реакции на стенку для установившегося движения жидкости равно секундному импульсу силы

$$P_{дин} = m \cdot v = \rho \cdot Qv ,$$

где m и Q - массовый и секундный расход жидкости;

v - средняя скорость потока.

Для случая воздействия струн на неподвижно установленную стенку под углом α к направлению потока усилие будет равно

$$P_{дин} = \rho \cdot Qv \cdot (1 - \cos \alpha) .$$

Описание установки

Из маслобака 1 (рис. 9.1) насос 2 через дроссель 3 подает масло к распределителю 4. Турбинный датчик расхода 5, установленный на входе в напорный цилиндр, посылает сигнал на частотомер 8, по показаниям которого определяется расход Q . Манометр 7 показывает давление, создаваемое в цилиндре 6.

Вытекая из цилиндра 6 через насадок, струя масла ударяет в тензобалку 9, угол наклона которой может быть изменен. С помощью тензобалки измеряется сила давления струн на преграду

$$P_{бал} = k \cdot U , .$$

где k - коэффициент усиления тензоусилителя;

U - напряжение на вольтметре тензоусилителя.

С помощью тензобалки статическое усилие $P_{ст}$ определяется по формуле

$$P_{ст} = \rho \cdot gSH = pS ,$$

где $H(p)$ - напор (давление) над центром тяжести насадка;

S - площадь сечения насадка.

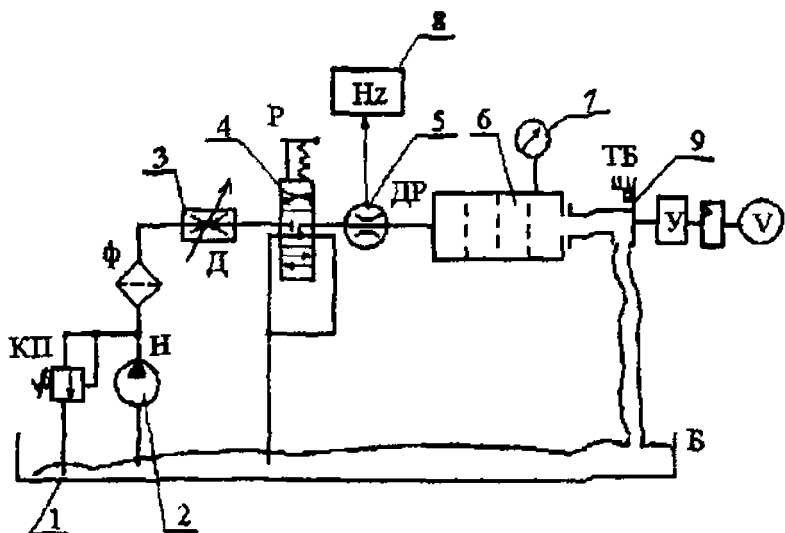


Рис. 9.1. Схема установки для исследования взаимодействия потока жидкости и твердой преграды

Силы $P_{дин}$, $P_{бал}$, $P_{ст}$ сравниваются между собой.

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Угол установки преграды	P , кПа	Q , м ³ /с	$P_{дин}$, Н	$P_{бал}$, Н	$P_{ст}$, Н
90°					
45°					

Контрольные вопросы

1. Чему равна активная сила воздействия струи жидкости на плоскую стенку?
2. На какой поверхности активная сила струи является наибольшей?

3. Чему равна реактивная сила взаимодействия между струей и твердым телом?

4. Какое практическое применение активной и реактивной сил взаимодействия между струей и твердой преградой?

Лабораторная работа № 10

ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ГАЗОВОГО ПОТОКА

Цель работы

1. Определение опытным путем коэффициентов местных потерь элементов пневмопривода и пневмоавтоматики (кран, задвижка, дроссель и т.д.).

2. Определение зависимости коэффициента местных потерь от числа Рейнольдса Re .

Краткие теоретические сведения

Местные сопротивления в трубопроводах пневмогидросистем вызываются различного рода фасонными частями и арматурой (переходники, сужения, краны, дроссели, регуляторы, жиклеры, сопла, фильтры и т.д.). Особенностью всех местных сопротивлений является наличие вихревых зон. Кинематическая структура течения с образованием отрывов потока от стенок и вихревых зон схематически показана на рис. 10.1.

На преодоление местных сопротивлений тратится некоторая часть механической энергии потока, которая называется местной потерей энергии (давления):

$$\Delta p = \xi_M \cdot \rho \frac{v^2}{2}, \quad (10.1)$$

где Δp - потери давления на местном сопротивлении, Па;

ξ_M - коэффициент потерь местного сопротивления;

ρ - плотность газового потока, кг/м³;

v - средняя скорость потока в сечении трубопровода, м/с.

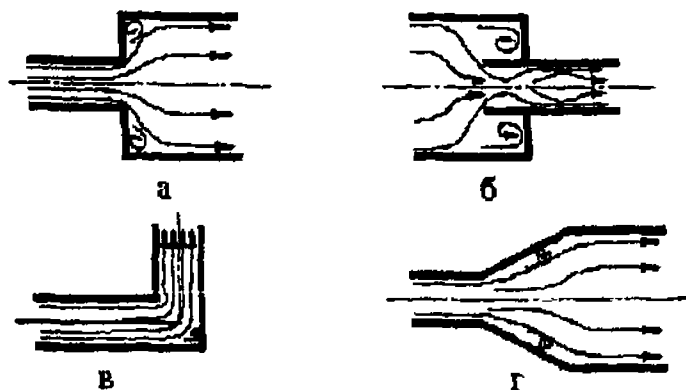


Рис. 10.1. Структурные схемы течения газовых потоков в трубопроводах:
 а - внезапное расширение; б - внезапное сужение;
 в - поворот; г - диффузор

Учет изменения плотности газа определяют по уравнению состояния

$$\frac{p}{\rho} = \frac{RT}{\mu},$$

где $\mu = 29 \cdot 10^{-3}$ кг/моль - молярная масса воздуха;

$R = 8,31$ Дж/кг·моль - универсальная газовая постоянная;

$T = 273 + t^{\circ}$ - абсолютная температура, К.

При адиабатическом процессе

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k} = const,$$

где $k = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель адиабаты;

c_p и c_v - удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и объеме соответственно.

Для воздуха $k = 1,4$; $c_p = 1 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}^2 \text{ град}$;

ρ_1 ; ρ_2 ; p_1 и p_2 - соответственно плотность и давление газового потока перед и после источника местного сопротивления.

В случае адиабатического процесса, пренебрегая силой веса газа и потерями на трение, можно пользоваться уравнением Бернулли-Сен-Венана

$$[k/(k-1)] \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const} .$$

Ввиду большой сложности явлений, происходящих в потоках, протекающих через местные сопротивления, только в отдельных случаях коэффициент ξ_m можно найти теоретически. Коэффициенты ξ_m в основном определяются опытным путем применительно к тому или иному режиму движения газового потока.

Исследования, проведенные П.З.Френкелем, А.Д.Альтшулем и др. исследователями, показали, что наибольшая зависимость коэффициента ξ_m от числа Рейнольдса (Re) наблюдается при ламинарном режиме движения (жидкости) газового потока. В турбулентном потоке влияние числа Рейнольдса на коэффициент ξ_m весьма незначительно. В практических расчетах в области турбулентного режима этот коэффициент считают зависящим только от вида и конструктивного выполнения местного сопротивления.

Описание установки

Схема установки для определения коэффициента местных потерь приведена на рис. 10.2. Компрессор 1 подает сжатый воздух в ресивер 2. Предохранительный клапан 3 ограничивает максимальное давление в системе. Редукционный клапан (стабилизатор) 4 поддерживает постоянное давление на входе в опытный трубопровод 5. Трубопровод 5 состоит из двух частей, соединенных между собой через исследуемый элемент пневмосистемы 6 (вентиль, дроссель, регулятор, кран, сопло и т.д.). Трубки полного давления на входе 7 и выходе 8 исследуемого элемента подключены к показывающему прибору 9 (2МП-30В). Для определения расхода газо-

вого потока служит расходомер 10. Расход газового потока регулируется краном 11. Температура потока на входе и выходе из элемента контролируется ртутными термометрами 12. Вентиль 13 служит для подачи воздуха в опытный трубопровод 5.

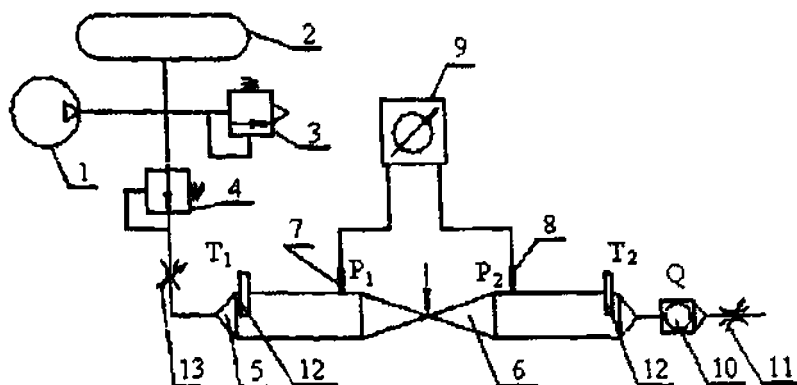


Рис. 10.2. Схема стенда для опытного определения коэффициента местных потерь

Порядок выполнения работы

1. Включить компрессор 1.
2. При достижении в ресивере 2 давления 0,14 МПа открыть вентиль 13.
3. Стабилизатором 4 установить давление на выходе не более 0,12 МПа.
4. Включить приборы и расходомер.
5. Произвести запись показаний приборов в табл.10.1.
6. Выполнить 5...6 опытов с уменьшенным расходом газового потока.
7. Установить 1...3 элемента пневмосистемы (по указанию преподавателя) и повторить опыты по п.1...6.

Обработка опытных данных

1. По замеренному расходу определить среднюю скорость газового потока

$$v_{cp} = \frac{Q}{F},$$

где F - площадь проходного сечения исследуемого элемента.

С учетом сжимаемости газа (необходимо использовать уравнение неразрывности потока)

$$\rho_1 v_1 F_1 = \rho_2 v_2 F_2,$$

где v_1 и v_2 - средние скорости газового потока до и после исследуемого элемента.

2. Определить число Рейнольдса для всех опытов

$$Re = \frac{v_{cp} d}{\nu},$$

где d - диаметр проходного сечения исследуемого элемента, м;

ν - коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$ (см. рис.10.3).

3. Определить коэффициент местных потерь из формулы (10.1).

4. Произвести расчеты по п.1,2,3 для всех исследуемых элементов пневмосистемы. Результаты расчета свести в табл.10.1.

5. По результатам расчета, сведенным в табл.10.1, построить график зависимости $Q = f(\Delta p)$.

Контрольные вопросы

1. Как определяется число Рейнольдса для газового потока при различных режимах движения?

2. Как определяется величина начального участка трубопровода?

3. Какие приборы применяются для определения местной скорости газового потока?

4. Как зависит плотность воздуха от температуры?

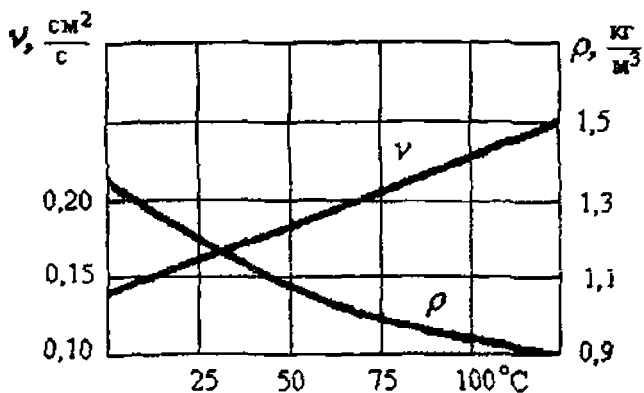


Рис. 10.3. Зависимость вязкости и плотности от температуры

Таблица 10.1

КРАН								
№ опыта	Температура, °С		Давление, $1 \cdot 10^5$ Па		Расход, см ³ /с	Скорость, м/с	Число Re	Коэффициент ξ
	T ₁	T ₂	p ₁	p ₂				
1								
2								
3								
4								
5								
ЖИКЛЕР								
1								
2								

Лабораторная работа № 11

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА В ПНЕВМОПРОВОДЕ

Цель работы

1. Определение расхода воздуха в пневмопроводе при малых перепадах давлений.
2. Построение графика зависимости расхода от потерь по длине в трубопроводе.

Общие сведения

При малых перепадах давлений ($\frac{p_1 - p_2}{p_1} < 0,05$) расчет пневмопроводов принципиально не отличается от расчета трубопроводов для капельных жидкостей. В нашем случае p_1 и p_2 - давления в начале и в конце пневмопровода.

Потери по длине

$$h_{дл} = \lambda \cdot \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2g}, \quad (11.1)$$

где l - длина пневмопровода;

d - диаметр пневмопровода;

v - средняя скорость;

λ - коэффициент потерь по длине пневмопровода.

Коэффициент λ в общем случае зависит от числа Рейнольдса и шероховатости внутренних стенок пневмопровода. При малых числах Рейнольдса коэффициент λ можно определить по зависимости

$$\lambda = \frac{29,5}{Re}. \quad (11.2)$$

При турбулентном течении жидкостей и газов различают три зоны течения. В области гидравлически гладких труб

($2300 \leq Re < 20 \frac{d}{\Delta}$), когда толщина ламинарной пленки δ больше высоты шероховатостей Δ , λ зависит только от Re , можно использовать формулу Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (11.3)$$

В переходной области от гидравлически гладких к шероховатым трубам при $\delta < \Delta$ ($20 \frac{d}{\Delta} \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta}$) на величину λ оказывают влияние два фактора: Re и Δ . Для определения λ можно использовать формулу Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (11.4)$$

Для гидравлически шероховатых труб при $\delta \ll \Delta$ в зоне турбулентной $Re > 500 \frac{d}{\Delta}$ коэффициент λ зависит только от относительной шероховатости и может быть вычислен по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (11.5)$$

Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рис. 11.1. Компрессор 1 подает сжатый воздух в ресивер 2 и далее через редукционный клапан 3 и ресивер 4 в опытный пневмопровод 5.

Для определения потерь в пневмопроводе установлен дифференциальный манометр 6. Дросселем 7 регулируют расход воздуха в пневмопроводе. Манометр 8 показывает давление в начале пневмопровода 5.

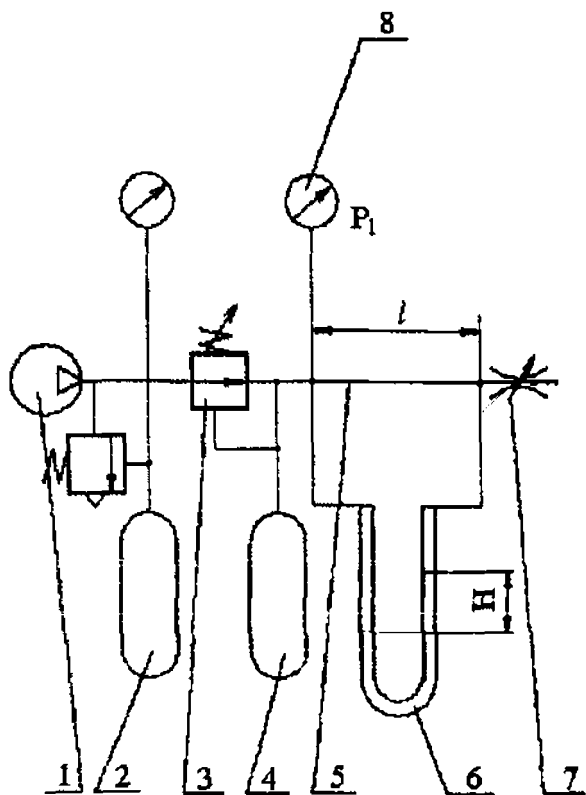


Рис. 11.1

Порядок выполнения работы

1. При закрытом дросселе 7 запустить компрессор 1 и довести давление в ресивере 2 до 0,1...0,2 МПа.
2. Проверить регулировку редукционного клапана 3 на давление 0,02...0,03 МПа.
3. Дросселем 7 установить 5...6 различных расходов воздуха и записать в таблицу показания манометров 6 и 8.

Таблица 11.1

№ п/п	Показания манометров		Скорость		Кэф-фици-ент λ	Число R_e		Расход		
	p_1 , Па	H, м	v' , м/с	v , м/с		Re'	Re	$Q_{гр}$, м ³ /с	m, кг/с	$Q_{ком}$, м ³ /с
1										
2										
3										
4										
5										

Порядок расчета

1. Скорость v воздуха в пневмопроводе в первом приближении определяем из (11.1), задавшись $\lambda = 0.02$:

$$v = \sqrt{\frac{2gh_{\Delta}d}{\lambda l}} \quad (11.6)$$

2. Число Рейнольдса

$$Re' = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

При атмосферном давлении и температуре воздуха $T = 293^{\circ}K$ ($20^{\circ}C$) кинематический коэффициент вязкости $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

3. По приведенным ранее рекомендациям уточняем коэффициент λ .

4. По зависимости (11.6) определяем уточненное значение скорости v .

5. Рассчитываем объемный расход

$$Q = v \cdot S = v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

6. Массовый расход $m = \rho_{cp} Q$.

Средняя плотность воздуха

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_{вх} + \rho_{вых}}{2},$$

где $\rho_{вх}$ - плотность при входе в опытный пневмопровод 5,

$$\rho_{вх} = \frac{p_1}{RT};$$

$\rho_{вых}$ - плотность на выходе из пневмопровода 5,

$$\rho_{вых} = \frac{p_1 - \rho_{ж} g H_1}{RT};$$

R - газовая постоянная, для воздуха $R = 287,14 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

7. Объемный расход, приведенный к условиям на всасывании компрессора ($T=293^\circ\text{К}$, $p=1 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

$$Q_{ком} = Q \cdot \frac{p_1}{p}.$$

Примечание: При наличии фильтра на входе воздуха в компрессор давление p должно быть уменьшено на величину сопротивления фильтра.

Контрольные вопросы

1. Как зависит коэффициент местного сопротивления ξ для газового потока от режима течения?
2. Какие процессы имеют место при течении газового потока через местные сопротивления?

3. Что такое удельная теплоемкость газов и как определяется универсальная газовая постоянная R ?

4. Напишите уравнение Сен-Венана-Ванцели и поясните, когда оно применимо для газового потока.

Л и т е р а т у р а

1. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. - М.: Машиностроение, 1982.
2. Повх И.А. Техническая гидромеханика. - М.: Машиностроение, 1976.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971.
4. Абрамов Е.И., Калныченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. - Киев: Техника, 1977.
5. Лабораторный курс гидравлики и насосов. - М.: Машиностроение, 1974.
6. Лалотко О.П., Овсютца Н.Я., Артемьев П.П. Лабораторный практикум по курсу «Механика жидкости и газа». - Мн., 1981.

Содержание

Лабораторная работа № 1. Определение вязкости минеральных масел	3
Лабораторная работа № 2. Тарировка расходомера турбинного типа	8
Лабораторная работа № 3. Построение напорной и пьезометрической линий	13
Лабораторная работа № 4. Экспериментальное определение коэффициентов сопротивления течения	18
Лабораторная работа № 5. Определение коэффициентов местных сопротивлений	25
Лабораторная работа № 6. Истечение жидкости через малое отверстие	31
Лабораторная работа № 7. Истечение жидкости через висший цилиндрический насадок	37
Лабораторная работа № 8. Изучение гидравлического удара в трубах	41
Лабораторная работа № 9. Силовое взаимодействие потока жидкости и твердой преграды	46
Лабораторная работа № 10. Опытное определение коэффициентов местных потерь энергии газового потока	49
Лабораторная работа № 11. Определение расхода воздуха в пневмопроводе	55
Л и т е р а т у р а	60

Учебное издание

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)

по дисциплине
«Механика жидкости и газа»

Составители: БОГДАН Николай Владимирович
ВЕРЕНИЧ Иван Андреевич
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович и др.

Редактор Т.Н.Микулик. Корректор М.П.Антонова

Подписано в печать 17.05.2000.

Формат 60x84 1/16. Бумага тип. № 2. Офсет. печать.

Усл.печ.л. 3,8. Уч.-изд.л. 2,8. Тираж 150. Заказ 433.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусская государственная политехническая академия.

Лицензия ЛВ № 155 от 30.01.98. 220027, Минск, пр.Ф.Скорины, 65.