

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР  
Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный  
институт имени С.П.Королева

Г И Д Р О Г А З О Д И Н А М И К А

Лабораторный практикум

Утвержден  
редакционным советом института  
13 декабря 1974 г.

Куйбышев 1975

Под редакцией доктора технических наук,  
профессора А.П.Меркулова

Составители: А.П.Меркулов, А.Д.Кленина,  
А.С.Натальевич, В.Т.Шестаков

© Куйбышевский авиационный институт, 1975

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Практикум является обобщением учебно-методической работы преподавателей кафедры "Теплотехника" и сотрудников лаборатории гидродинамики.

Лабораторные работы имеют однотипное построение. Поэтому цикл лабораторного практикума может содержать различное количество работ.

В соответствии с порядком изложения лекционного материала, пять работ отнесены к первой части курса - Гидравлике, остальные шесть работ - ко второй части курса - Газодинамике. Каждая работа начинается с раздела "Теоретические основы исследования", поскольку возможны случаи, когда лабораторные работы опережают лекции.

Все лабораторные работы по гидравлике выполняются на специальном гидростенде ГС-2, сконструированном и изготовленном на кафедре. Перенастройка гидростенда для проведения очередных работ производится простой сменой рабочего участка, описание которого приведено в каждой лабораторной работе.

Гидростенд обеспечивает выполнение различных лабораторных работ в широком диапазоне давлений и расходов жидкости. Он отличается небольшими размерами и не требует значительных затрат энергии.

Для проверки усвоения материала в конце каждой работы предлагаются контрольные вопросы.

Настоящий лабораторный практикум составлен для студентов КуАИ, изучающих курс "Прикладная Гидрогазодинамика".

Практикум может быть полезен студентам различных специальностей технических вузов.

## ОБОЗНАЧЕНИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ

Обозначение	Наименование	Значение в единицах СИ	Значение в единицах МКГСС	Внесистемная единица	Переводные единицы измерения
<i>A</i>	Термический эквивалент работы	-	ккал/кг	-	-
<i>Q</i>	Количество тепла	дж/кг	ккал/кг	-	1 ккал/кг = = 4185 дж/кг
	Расход объемный	м <sup>3</sup> /сек	м <sup>3</sup> /сек	-	-
<i>μ</i>	Коэффициент расхода	-	-	-	-
	Коэффициент вязкости	$\frac{\text{н}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2}$	$\frac{\text{кг}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2}$	пуаз	$1 \frac{\text{кг}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2} = 9,807 \frac{\text{н}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2}$ 1 па = 0,1 $\frac{\text{н}\cdot\text{сек}}{\text{м}^2}$
<i>ν</i>	Кинематический коэффициент вязкости	м <sup>2</sup> /сек	м <sup>2</sup> /сек	стокс	1 ст. = 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /сек
<i>g</i>	Ускорение силы тяжести	м/сек <sup>2</sup>	м/сек <sup>2</sup>	-	-
<i>Re</i>	Число Рейнольдса	-	-	-	-
<i>p</i>	Давление статическое	н/м <sup>2</sup>	кг/м <sup>2</sup>	мм вод.ст. мм рт.ст.	1 н/м <sup>2</sup> = 1 · 10 <sup>-5</sup> бар = = 0,102 кг/м <sup>2</sup> = = 0,102 мм вод.ст. = = 0,0075 мм рт.ст.
<i>p*</i>	Давление торможения	То же	То же	То же	То же
<i>p<sub>n</sub></i>	Барометрическое давление	- " -	- " -	- " -	- " -
<i>Δp<sub>г</sub></i>	Перепад давления	- " -	- " -	- " -	- " -
<i>T</i>	Температура	К	К	-	-
<i>t</i>	Температура	К	°С	-	-
<i>t</i>	Время	сек	сек	-	-
<i>γ</i>	Удельный вес	н/м <sup>3</sup>	кг/м <sup>3</sup>	-	1 кг/м <sup>3</sup> = = 9,807 н/м <sup>3</sup>
<i>ρ</i>	Плотность	кг/м <sup>3</sup>	$\frac{\text{кг}\cdot\text{сек}^2}{\text{м}^4}$	-	1 кг·сек <sup>2</sup> /м <sup>4</sup> = = 9,807 кг/м <sup>3</sup>

Обозначение	Наименование	Значение в единицах СИ	Значение в единицах МКГСС	Внесистемная единица	Переводные единицы измерения
V	Объем	м <sup>3</sup>	м <sup>3</sup>	-	-
G	Весовой расход	-	кг/сек	-	-
C	Скорость абсолютная	м/сек	м/сек	-	-
W	Скорость относительная	То же	То же	-	-
P	Сила	н	кГ	-	1 кГ = 9,807 н
H	Полный напор	дж/кг	кГм/кг	-	1 кГм/кг = 9,807 дж/кг
Z	Высота геометрическая	м	м	-	-
h	Высота пьезометрическая	То же	То же	-	-
D, d	Диаметр	-"-	-"-	-	-
F	Площадь сечения	м <sup>2</sup>	м <sup>2</sup>	-	-
l	Длина	м	м	-	-
h <sub>пут</sub>	Путевые потери	дж/кг	кГм/кг	-	1 дж/кг = 0,102кГм/кг
h <sub>м</sub>	Местные потери	То же	То же	-	То же
ξ <sub>пут</sub>	Коэффициент путевых потерь	-"-	-"-	-"-	-"-
ξ <sub>м</sub>	Коэффициент местных потерь	-"-	-"-	-"-	-"-
φ	Коэффициент скорости	-"-	-"-	-"-	-"-
ε	Коэффициент сужения струи	-"-	-"-	-"-	-"-
α	Коэффициент расхода	-"-	-"-	-"-	-"-
x, y	Координаты	м	м	-	-

## Часть I. ГИДРАВЛИКА

### ОПИСАНИЕ ГИДРОСТЕНДА ГС-2

Универсальный гидростенд, блок-схема и конструктивная схема которого представлены на рис. 1, включает в себя четыре основных узла: напорное и приемное устройства, измерительные приборы и рабочий участок.

В процессе выполнения лабораторных работ изменяется лишь рабочий участок.

Основными элементами напорного устройства являются напорный 10 и расходный 6 бачки. Положение напорного бачка по высоте может меняться с помощью механизма подъема, состоящего из реверсивного электромотора 8, редуктора 9 и зубчатой рейки 14. Это дает возможность изменять величину напора от 1,46 до 2,1 м. Напорный бачок 10 с трубой-шлангом помещен в груду 11. Верхний конец бачка 10 выполнен в виде воронки с звточками. Постоянный напор поддерживается благодаря тому, что избыток воды переливается через край напорного бачка и по трубе 11 сливается в сливную магистраль через кран 2.

Расходный бачок выполнен из нержавеющей стали, имеет сферическую форму. Достаточно большие размеры бачка позволяют получить равномерный поток на входе в рабочий участок. Расходный бачок заканчивается напорным трубопроводом 25, к которому с помощью муфты 15 крепится рабочий участок стэнда, необходимый для данной лабораторной работы.

Напорная магистраль заполняется из водопроводной сети при открытии крана 1. Следует заметить, что во время эксперимента краны 1 и 2 должны быть открыты. Регулирование расхода воды осуществляется кранами 1 и 19 (кран 19 установлен на входе в приемное устройство).

Приемное устройство представляет собой бак 23, который трубопроводом связан со сливной магистралью. Над приемным баком 23 (на ры-

чаге 18) смонтирован мерный бачок 20 для измерения расхода воды. Клапан 21 мерного бачка закрывается с помощью рычага 5, установленного на стойке напорного устройства. Открытие мерного бачка после заполнения заданного объема (1,3,5 л.) осуществляется автоматически с помощью выключателя 22 при замыкании контактов выключателя рычагом 18.

При отсутствии водопроводной сети предусмотрена работа гидростенда по замкнутой схеме. Для этой цели на магистрали, связывающей сливной бак 23 с напорным устройством, смонтирован гидронасос 3, который при открытом кране 4 подает воду в напорное устройство (кран 1 водопроводной сети и кран 2 сливной магистрали при этом должны быть закрыты).

Общий объем воды в гидростенде при работе по замкнутой схеме составляет 60 л. Регулирование расхода воды по замкнутой схеме производится кранами 4 и 19.

Измерительные приборы на стенде представлены пьезометрическим щитом 13, на котором смонтировано семь стеклянных трубок длиной 1000 мм. Пьезометрический щит установлен неподвижно на лонжероне стенда. На подвижной стойке смонтирован баллончик 12 с подкрашивающей жидкостью, необходимой для визуального наблюдения за режимом течения в круглой трубе (опыт Рейнольдса).

На стенде отмечены также: пульт управления стендом 7, прижимная муфта 15, концевой выключатель 16, экспериментальный участок 17, индикаторная стрелка 24, кран трубки подкрашивающей жидкости 26.

Описание рабочих участков стенда приведено в каждой лабораторной работе. Максимальный расход воды на стенде равен 1,7 л/сек.

Габариты стенда:	длина	- 2240 мм.
	ширина	- 800 мм.
	высоте	- 3290 мм.
Вес гидростенда	100 кг.	

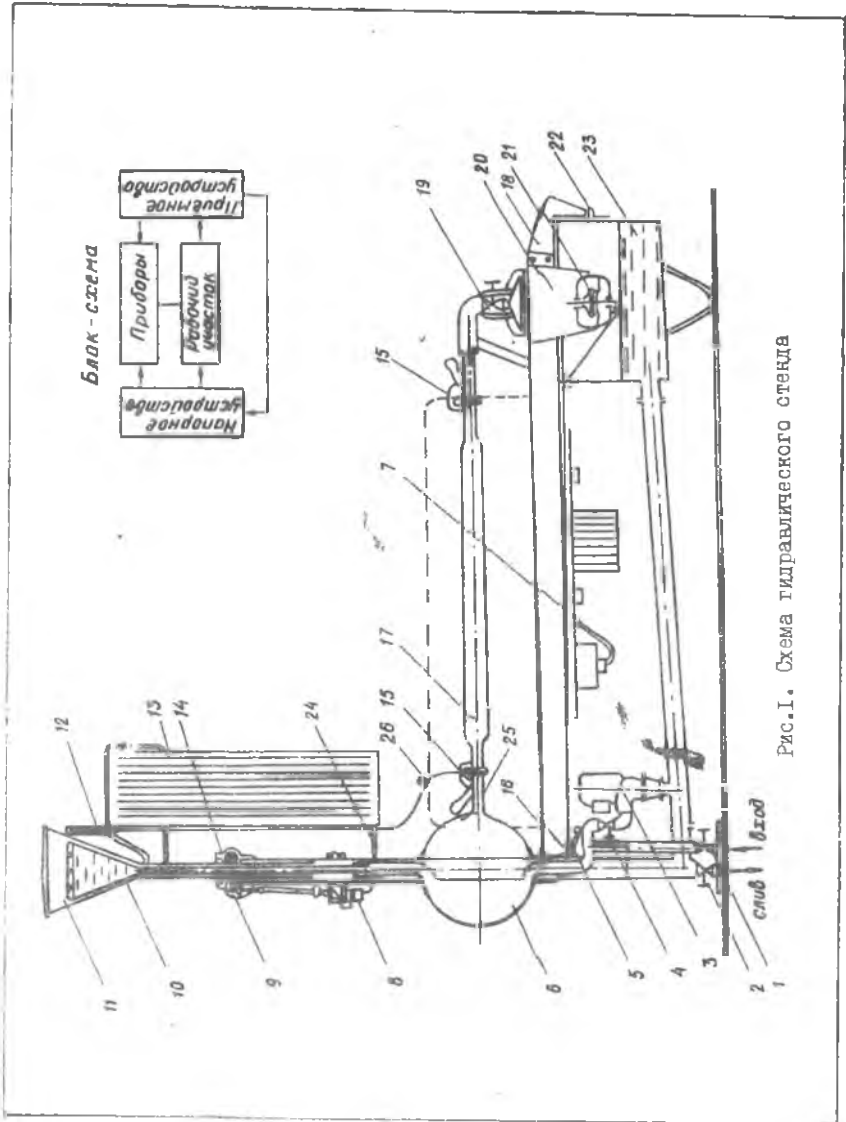


Рис.1. Схема гидравлического стенда



## Работа № I

### ИЗМЕРЕНИЕ СТАТИЧЕСКОГО И ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ И ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ СКОРОСТИ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ НЕРАВНОМЕРНОГО ПОТОКА ЖИДКОСТИ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** измерение статического и полного давления воды в поперечном сечении трубы; определение скорости в точке потока, построение эпюры скорости; определение средней скорости потока жидкости в исследуемом сечении трубы.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Статическим давлением  $p$  в потоке жидкости называется нормальная составляющая силы, действующая на элемент поверхности. Как правило, измерение статического давления производится приборами дистанционного типа. Они состоят из двух частей: приёмника (датчика) и измерительного устройства. Приёмники могут быть различной конструкции (рис. 1.1).

На рис. 1.1а показан приёмник для измерения статического давления жидкости у стенки трубы, на рис. 1.1б — приёмник для измерения статического давления в потоке жидкости или газа (где I — отверстие, воспринимающее статическое давление).

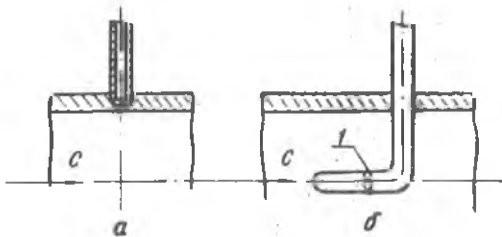


Рис. 1.1. Приёмники (датчики) для измерений статического давления

Правильно измеряется статическое давление в потоке только в том случае, если линия тока в точке измерения касательна к поверхности, на которую выходит приемное отверстие. Измерительным устройством является пьезометр или манометр. Пьезометр представляет собой стеклянную трубку, один конец которой сообщен с атмосферой, а второй при помощи гибкой трубки соединяется с приемником замера статического давления. Пьезометр помещается на щите с миллиметровой шкалой. Шкала

необходима для отсчета высоты  $h$  подъема жидкости. Одному и тому же давлению могут соответствовать различные пьезометрические высоты  $h$ , что зависит от удельного веса  $\gamma$  жидкости, при помощи которой производится замер. Для измерения давлений, превышающих атмосферное больше, чем на 0,3 ата, в качестве рабочей жидкости применяют ртуть, а не воду, так как удельный вес ртути в 13,6 раза больше, а её пьезометрическая высота соответственно во столько же раз меньше, чем воды. Статическое давление в поперечном сечении трубы практически не изменяется, поэтому его обычно измеряют пьезометром, соединенным с отверстием в стенке трубы (рис.1.2).

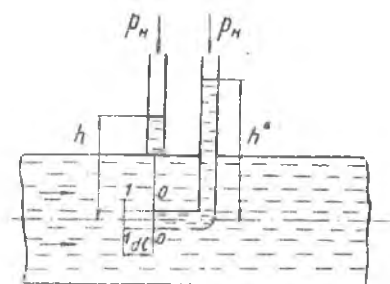


Рис. 1.2. Схема установок труб для измерения статического и полного давления в потоке

Пьезометром измеряется избыточное давление, т.е. разность между абсолютным давлением жидкости  $p$  и давлением окружающей среды  $p_n$ . Тогда абсолютное статическое давление жидкости

$$p = p_n + \gamma h. \quad (1.1)$$

Подним давлением или давлением торможения называется давление в точке торможения потока жидкости или газа, скорость в которой сведена к нулю. Обозначается давление торможения величиной  $p^*$  (или  $p_0$ ). Давление торможения измеряют пьезометром, соединенным с изогнутой трубкой, приёмное отверстие которой устанавливается строго против потока ( см. рис.1.2).

Тогда

$$p^* = p_n + \gamma h^*. \quad (1.2)$$

Давление торможения в точке потока можно определить из уравнения Бернулли, записанного для элементарной струйки несжимаемой жидкости между сечениями I-I и 0-0. В сечении 0-0 скорость движения струйки равна нулю (см. рис. I.2). Процесс торможения жидкости протекает почти мгновенно, поэтому расстояние между сечениями I-I и 0-0 мало, и влиянием вязкости жидкости можно пренебречь, считая ее идеальной. Тогда 
$$\frac{p^*}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \quad \text{или} \quad p^* = p_1 + \frac{\rho c_1^2}{2}. \quad (I.3)$$

Сечения I-I и 0-0 практически совпадают. Тогда, отбросив индекс I параметров в сечении I-I, давление торможения в произвольной точке определим из выражения

$$p^* = p + \frac{\rho c^2}{2}, \quad (I.4)$$

второй член суммы которого условно называется динамическим давлением. Из уравнения (I.4) следует, что давление торможения в любой точке потока несжимаемой жидкости равно сумме статического и динамического давлений в той же точке.

Используя уравнение (I.4), получаем формулу для определения скорости движения несжимаемой жидкости в точке потока

$$c = \sqrt{2 \frac{p^* - p}{\rho}}. \quad (I.5)$$

Как известно, в различных точках поперечного сечения трубы вследствие вязкости жидкости скорость ее неодинакова: на оси трубы она максимальная, у стенки равна нулю.

Среднемассовую скорость несжимаемой жидкости в сечении трубы можно определять либо путём осреднения экспериментальной эпилры скорости в соответствии с формулой

$$c_{ср} = \frac{\int_0^R c_i dF_i}{F}, \quad (I.6)$$

либо по измеренному объёмному расходу  $Q$  в соответствии с формулой

$$c_{ср} = \frac{Q}{F}, \quad (I.7)$$

где  $F$  - площадь сечения;  $dF_i$  - площадь сечения элементарной струйки, соответствующая скорости  $c_i$ .

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Рабочий участок гидростенда для данной лабораторной работы представляет собой трубу переменного сечения (рис. I.3).

В трех ее сечениях (I, II, III) для замера статического давления жидкости в отверстиях стенки установлены трубки, соединенные с пьезометрами.

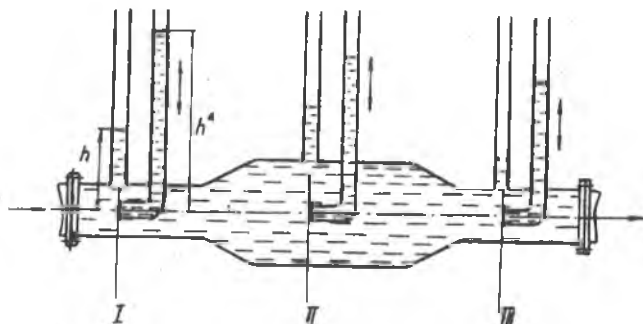


Рис. 1.3. Экспериментальный участок — труба переменного сечения

Для измерения давления торможения в тех же сечениях установлены изогнутые трубки, также соединенные с пьезометрами. Трубки для замера давления торможения с помощью микрометрических винтов могут перемещаться по радиусу сечения трубы.

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Открыв полностью краны 2 и 1, плавно открывая кран 19, установить постоянный уровень в напорном бачке 10. При этом наблюдается небольшой слив воды через выточки бачка (рис.1).

2. Трубки для замера давления торможения вывести из потока жидкости к стенке трубы.

3. Записать показание пьезометра, с помощью которого замеряется статическое давление для одного из трёх сечений трубы.

4. Измерить давление торможения в точках по радиусу  $r_c$  выбранного сечения. Измерения производить через 1 мм, перемещая трубку микрометрическим винтом. Показания пьезометра  $h_c^*$  записать в протокол.

5. Определить расход воды  $Q$ , для чего, закрыв клапан 2Г, с помощью секундомера измерить время  $t$  наполнения  $V$  литров мерного бачка 20 водой. Записать показания приборов. После замера клапан 2Г открыть для слива воды.

6. После проведения опытов закрыть краны 1 и 2, прекратив слив и подачу воды в исследуемую трубу.

7. Измерить атмосферное давление  $p_n$  по барометру.

РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Статическое давление жидкости в сечении трубы

$$p = \frac{p_n + \gamma h}{10^5} \quad \text{бар,}$$

где  $p_n$  - атмосферное давление,  $\text{н/м}^2$ ;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$ ;

$h$  - высота столбика воды в пьезометре, предназначенном для измерения статического давления, м

Удельный вес воды  $\gamma_{\text{в}}$  при  $20^\circ\text{C}$  равен  $9790 \text{ н/м}^3$ .

2. Давление торможения жидкости

$$p^* = \frac{p_n + \gamma h^*}{10^5} \quad \text{бар,}$$

где  $h^*$  - высота столбика воды в пьезометре давления торможения, м.

3. Скорость жидкости в точке потока на поперечном сечении трубы

$$C_L = \sqrt{2 \frac{p^* - p}{\rho}} \quad \text{м/сек.}$$

где  $\rho$  - плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$p$  - статическое давление жидкости в точке потока поперечного сечения трубы,  $\text{н/м}^2$ ;

$p^*$  - давление торможения в этой же точке потока жидкости,  $\text{н/м}^2$

Плотность воды  $\rho_{\text{в}}$  при  $20^\circ\text{C}$  равна  $998,2 \text{ кг/м}^3$ .

4. Средняя скорость потока в сечении (рис. 1.4) получена осреднением эспры скорости

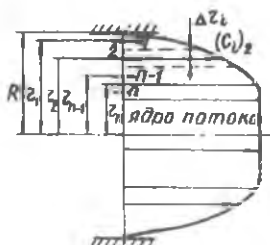
$$C_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} C_i \cdot 2\pi z_i \Delta z_i + (C_L)_{z_n} \cdot \pi z_n^2}{\pi R^2}$$

где  $(C_L)_{z_n}$  - постоянное значение скорости жидкости в ядре потока (радиус ядра  $z_n$ ), равное  $C_L$  в точке потока  $n-1$  (измерено на радиусе  $z_{n-1}$ );

$z_i$  - радиус точки измерения скорости  $C_L$ ;

$\Delta z_i$  - приращение радиуса, равное расстоянию между соседними точками измерения  $C_L$  ( $\Delta z_i = 1 \text{ мм} = \text{const}$ );

$R$  - радиус поперечного сечения трубы на рассматриваемом участке.



№ сече- ния замеряе- тся	R = 14 мм		D = 17 мм		D = 16 мм	
	z <sub>1</sub>	Δz <sub>1</sub>	z <sub>1</sub>	Δz <sub>1</sub>	z <sub>1</sub>	Δz <sub>1</sub>
1	13,5	1,0	26,5	1,0	13,5	1,0
2	12,5	1,0	25,5	1,0	12,5	1,0
3	11,5	1,0	24,5	1,0	11,5	1,0
-	-	1,0	-	1,0	-	1,0
n-1	-	1,0	-	1,0	-	1,0
n	-	-	-	-	-	-

Рис. 1.4. Обсреднение скорости неравномерного потока по массе

5. Объёмный расход воды  $Q = \frac{V}{t} \text{ м}^3/\text{сек} ,$

где  $V$  - замеренный объём воды,  $\text{м}^3$ ;

$t$  - время наполнения объёма  $V$ , сек.

6. Среднемассовая скорость потока несжимаемой жидкости в сечении трубы

$$C_{ср} = \frac{Q}{F} \text{ м/сек} ,$$

где  $F$  - площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ .

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Эпюры давления торможения и скорости движения жидкости в поперечном сечении трубы.
3. Сравнение средней скорости потока жидкости  $C_{ср}$  и  $C'_{ср}$  в сечении.
4. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дать определение статического давления жидкости.
2. Как измерить статическое давление  $p$  жидкости в точке потока и у стенки трубы?
3. Что такое давление торможения  $p^0$  и какова связь его со статическим давлением  $p$  ?
4. Как измерить давление торможения  $p^0$  в точке потока жидкости и в его сечении?
5. Как измерить давление жидкости с помощью пьезометра?
6. Как определить скорость в точке потока жидкости?
7. Изменяется ли скорость частиц жидкости в поперечном сечении потока?

8. Изменяется ли давление торможения  $p^*$  в поперечном сечении потока жидкости?
9. При каком состоянии жидкости величина статического давления  $p$  и давления торможения  $p^*$  одинакова?
10. Как определить среднюю скорость в поперечном сечении потока жидкости? Назовите другие способы определения этой величины.

### Работа №2

#### ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** экспериментальное подтверждение закона сохранения энергии (уравнение Бернулли) для потока реальной несжимаемой жидкости (воды).

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии для установившегося движения жидкости. Для участка I-2 элементарной струйки реальной несжимаемой жидкости (рис. 2.1) уравнение Бернулли для единицы массы жидкости имеет следующий вид:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2} =$$

$$= gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2} + h_{1-2}$$

(2.1)

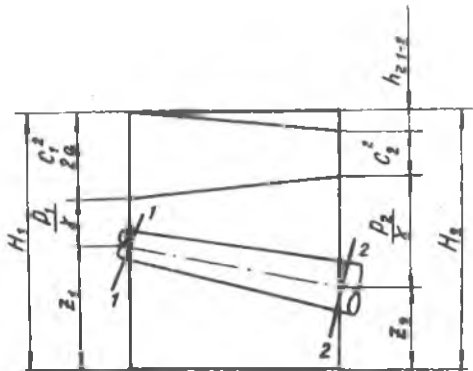


Рис. 2.1. Схема различных напоров на участке элементарной струйки

Здесь  $gz$  — потенциальная энергия положения единицы массы жидкости ( $z$  — геометрическая высота,  $g$  — ускорение силы тяжести);

- $\frac{p}{\rho}$  — потенциальная энергия давления единицы массы жидкости;
- $\frac{C^2}{2}$  — кинетическая энергия единицы массы жидкости;
- $h_{1-2}$  — суммарная потеря энергии единицы массы жидкости на преодоление сопротивлений на участке между рассматриваемыми сечениями.

Сумма  $gz + \frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} = H,$  (2.2)

где  $H$  - полная энергия единицы массы движущейся жидкости.

$$\text{Сумма } \rho + \frac{\rho C^2}{2} = \rho^0, \quad (2.3)$$

где  $\rho^0$  - полное давление, или давление торможения.

Энергия, отнесенная к единице массы жидкости, называется удельной.

Полная удельная энергия вдоль элементарной струйки идеальной жидкости остается постоянной, а вдоль струйки реальной жидкости уменьшается из-за потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

В частном случае, когда  $Z_1 = Z_2$  (струйка горизонтальна), давление торможения  $\rho^0$  вдоль струйки идеальной жидкости остается постоянным, а вдоль струйки реальной жидкости уменьшается.

Уравнение Бернулли для участка потока с конечными размерами сечения имеет следующий вид:

$$q Z_1 + \frac{\rho_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{C_{cp}^2}{2} = q Z_2 + \frac{\rho_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{C_{cp}^2}{2} + h_{1-2}, \quad (2.4)$$

где  $C_{cp}$  - среднемассовая скорость потока в соответствующем сечении;

$\alpha$  - поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность потока в поперечном сечении.

Поправочный коэффициент можно определить как отношение кинетической энергии неравномерного потока к кинетической энергии осредненного потока

$$\alpha = \frac{\int_F \frac{C_L^2 dm}{2}}{\frac{C_{cp}^2 m}{2}} = \frac{\int_F C_L^2 dF}{C_{cp}^2 F},$$

где  $m = \rho C_{cp} F$  - секундный массовый расход потока жидкости;

$dm$  - секундный массовый расход элементарной струйки.

При ламинарном движении жидкости, которое характеризуется параболической эпюрой скорости в сечении,  $\alpha = 2$ , в случае турбулентного движения  $\alpha = 1,02 - 1,04$ . В практике чаще имеет место турбулентное движение жидкости в трубах и при расчетах приближенно принимается  $\alpha = 1$ .

Среднемассовая скорость в сечении потока несжимаемой жидкости ( $\rho = const$ ) определяется в соответствии с уравнением расхода

$$Q = \int_F C dF = C_{cp} F, \quad (2.5)$$

где расход  $Q$  определяется экспериментально с помощью расходомерного устройства.

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Данная работа выполняется на установке, смонтированной для выполнения работы №1 (см. рис. 1 и рис. 1.3).



ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Полностью открыть краны 2 и I и, регулируя расход воды краном I9, установить режим течения (рис.1).

Уровень в бачке IO должен оставаться постоянным. При этом наблюдается небольшой слив воды через выточки бачка.

2. Записать показания пьезометров статического и полного давлений в сечениях I, II, III (трубки замера давления торможения должны быть установлены на оси трубы).

3. Закрыть клапан 2I мерного бачка 20 и секундомером измерить время  $t$  наполнения  $V$  литров воды. Записать показания приборов. После замера клапан 2I открыть для слива воды.

4. Закрыть краны 2 и I, прекратив слив и подачу воды в исследуемую трубу.

5. Записать атмосферное давление  $p_n$  по барометру.

6. Опытные данные внести в протокол.

РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Статическое давление в сечениях I, II, III

$$p = p_n + \frac{\gamma h}{10^5} \quad \text{бар,}$$

где  $p_n$  - атмосферное давление, бар;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$ ;

$h$  - высота столбика жидкости в пьезометре статического давления, м.

Удельный вес воды  $\gamma_{\text{в}}$  при  $20^\circ\text{C}$  равен  $9790 \text{ н/м}^3$ .

2. Удельная потенциальная энергия давления жидкости

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p_n}{\rho} + gh \quad \text{дж/кг,}$$

где  $\rho$  - плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$  - ускорение силы тяжести, равное  $9,81 \text{ м/сек}^2$ ;

$h$  - высота столбика жидкости в пьезометре для измерения статического давления, м.

Плотность воды  $\rho_{\text{в}}$  при  $20^\circ\text{C}$  составляет  $998,2 \text{ кг/м}^3$ .

3. Давление торможения на оси трубы в сечениях I, II, III

$$p^* = p_n + \frac{\gamma h^*}{10^5} \quad \text{бар,}$$

где  $h^*$  - высота столбика жидкости в пьезометре, м.

4. На оси трубы максимальная скорость движения воды в сечениях

I, II, III ( в точке измерения давления торможения)

$$C_{max} = \sqrt{2 \frac{P^* - P}{\rho}} \quad \text{м/сек.}$$

5. Объемный расход воды

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{м}^3/\text{сек.},$$

где  $t$  - время наполнения объема  $V$  м<sup>3</sup> мерного бака, сек.

6. Среднемассовая скорость потока в сечениях трубы I, II, III

$$C_{cp} = \frac{Q}{F} \quad \text{м/сек.},$$

где  $F$  - площадь соответствующего сечения трубы, м<sup>2</sup>.

$$F_I = 615,4 \cdot 10^{-6}; \quad F_{II} = 0,2289; \quad F_{III} = 615,4 \cdot 10^{-6}.$$

7. Удельная кинетическая энергия осредненного потока воды в сечениях I, II, III трубы

$$h_{kcp} = \alpha \frac{C_{cp}^2}{2} \quad \text{дж/кг.}$$

8. Полная удельная энергия осредненного потока воды в сечениях I, II, III трубы

$$H = \frac{p}{\rho} + \alpha \frac{C_{cp}^2}{2} = \frac{P_{cp}^*}{\rho} \quad \text{дж/кг}$$

( $gz=0$ , так как за плоскость отсчета  $z$  принята ось трубы).

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Графики изменения величин  $\frac{p}{\rho}$ ,  $\frac{C_{cp}^2}{2}$ ,  $H$  по длине трубы в сечениях I, II, III.
3. Сравнение скорости  $C_{max}$  на оси трубы со среднемассовой скоростью  $C_{cp}$  ( в одних и тех же сечениях).
4. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как сформулировать закон Бернулли для несжимаемой жидкости?
2. Какова размерность членов уравнения Бернулли?
3. Физическая сущность членов уравнения Бернулли?
4. Как записать уравнение Бернулли, используя величину давления торможения  $p^*$  ?
5. Как изменяется полный напор (полная удельная энергия) вдоль потока реальной жидкости?
6. Каков физический смысл коэффициента  $\alpha$  ?
7. Какое основное уравнение гидродинамики используется при определении средней скорости жидкости в сечении потока?
8. От чего зависит величина средней скорости жидкости в сечении потока?

9. В каких случаях в уравнении Бернулли используются истинные и осредненные значения параметров жидкости?
10. Какое движение жидкости называется установившимся?
11. Может ли быть справедливым закон Бернулли для неустановившегося движения жидкости?

### Работа №3

#### ВИЗУАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПУТЕВЫХ ПОТЕРЬ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** визуальное изучение характера течения воды в трубе при ламинарном и турбулентном движении. Определение чисел Рейнольдса  $Re$  и коэффициента путевых потерь.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

При движении жидкости в каналах наблюдаются два различных течения: ламинарное, при котором отдельные струйки жидкости не перемешиваются (слоистое движение), и турбулентное, при котором имеют место поперечные и продольные пульсации скорости и перемешивание частиц жидкости из различных струек.

Критерием определения режима течения жидкости в трубе является безразмерный комплекс, который называется числом Рейнольдса

$$Re = \frac{C d}{\nu} \quad (3.1)$$

где  $C$  - среднemasсовая скорость потока;

$d$  - диаметр трубы;

$\nu$  - кинематическая вязкость жидкости.

Критическое число  $Re_{кр}$ , при котором потоки разделяются на ламинарные и турбулентные, при тении жидкости в круглой трубе равно 2320. При  $Re < Re_{кр}$  наблюдается ламинарный поток; при  $Re > Re_{кр}$  - турбулентный.

Физически число  $Re$  соответствует отношению сил инерции к силам вязкости, т.е. является критерием динамического подобия потоков жидкости.

Два или несколько потоков жидкости считаются подобными, если имеют место подобия: геометрическое (т.е. подобие каналов, по которым течет жидкость), кинематическое (подобны эпюры скорости) и динамическое (равные числа  $Re$ ).

У подобных потоков одноименные безразмерные параметры (такие как отношение давлений  $p_2/p_1$ , плотностей  $\rho_2/\rho_1$ , скоростей  $C_2/C_1$ ,

коэффициенты потерь  $\xi$ , коэффициенты полезного действия и т.п.) одинаковы, что позволяет моделировать процесс течения жидкости и производить исследования этих моделей, а не натуральных потоков, которые зачастую невозможно исследовать из-за сложности и большой стоимости эксперимента.

Коэффициент  $\xi_{п}$  путевых потерь (т.е. потерь на трение) в общем случае определяется в соответствии с формулой

$$h_{пум} = \xi_{пум} \frac{c^2}{2} \frac{l}{d} \quad \text{дж/кг}, \quad (3.2)$$

где  $l$  - длина трубы;  $d$  - диаметр трубы;  $c$  - среднemasовая скорость.

Путевые потери  $h_{пум}$  в формуле (3.2) определяются из уравнения Бернулли, которое для частного случая горизонтальной трубы ( $z_1 = z_2$ ) постоянного сечения ( $C_1 = C_2$ ) имеет следующий вид:

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + h_{пум}. \quad (3.3)$$

Опытами установлено, что коэффициент путевых потерь  $\xi_{пум}$  зависит от числа  $Re$  и относительной шероховатости  $\varepsilon = \Delta/z$ , где

$\Delta$  - средняя высота бугорков неровностей;  $z$  - радиус трубы.

При ламинарном течении величина  $\xi_{л.пум}$  определяется по формуле Пуазейля

$$\xi_{л.пум} = \frac{64}{Re} \quad (3.4)$$

и не зависит от шероховатости.

При турбулентном течении в диапазоне чисел  $Re$   $2 \cdot 10^3 - 10^5$  для технически гладких труб, имеющих малую относительную шероховатость,

$\xi_{т.пум}$  определяется по формуле Блазиуса

$$\xi_{т.пум} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (3.5)$$

При достаточно больших числах  $Re$ , когда  $Re > Re_{кр} = 10^5$  коэффициент  $\xi_{т.пум}$  не зависит от числа  $Re$ , и его величину можно определять по формуле Никурадзе-Христиановича

$$\xi_{т.пум} = \frac{1}{(1,74 - 2 \lg \varepsilon)^2} \quad (3.6)$$

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Рабочий участок гидростенда для данной лабораторной работы представляет собой стеклянную трубу постоянного сечения (рис.3.1). В центральную часть стеклянной трубы (в сечении I) на бачка 12 по трубке малого диаметра подается подкрашенная жидкость (рис.1). Её количество регу-

лируется краем 26. Расход воды определяется мерным бачком

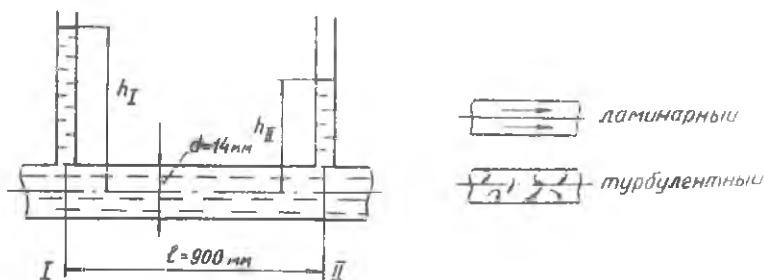


Рис. 3.1. Экспериментальный участок - прозрачная труба постоянного сечения

который имеет сливной клапан 21. В сечениях I и II стеклянной трубки (рис. 3.1) с помощью пьезометров измеряется статическое давление воды.

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Полностью открыть кран 2 и, регулируя расход воды краном 1, установить постоянный уровень в напорном бачке 10. При этом небольшая часть воды сливается через выточки бачка 10.

2. Регулируя с помощью крана 19 скорость течения воды и с помощью крана 26 подачу подкрашенной жидкости в стеклянную трубу, установить последовательно ламинарные и турбулентные режимы движения воды в трубе.

При малой скорости движения воды окрашенная струйка течет параллельно стенкам трубы, не смешиваясь с окружающей жидкостью, что свидетельствует о ламинарном режиме течения. При увеличении скорости потока (плавное открытие крана 19) окрашенная струйка искривляется и принимает волнистую форму.

При дальнейшем увеличении скорости окрашенная струйка на некотором расстоянии от входа размывается, и вода в стеклянной трубке окрашивается равномерно окрашенной, что указывает на турбулентный режим течения.

3. По показаниям пьезометров записать величину статического давления в сечениях I и II для каждого режима течения.

4. На каждом режиме течения измерить расход воды. Для этого клапан 21 следует закрыть и определить время наполнения мерного бачка объемом  $V$  литров воды. Измерить температуру воды  $t$ .

5. Постепенно закрывая кран 19, уменьшить скорость движения воды в трубе, наблюдая обратный переход из турбулентного режима течения в ламинарный.

6. Полностью закрыть краны 19, I и 2.

7. Данные эксперимента записать в протокол.

### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Объемный расход воды

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{см}^3/\text{сек},$$

где  $V$  - замеренный объем воды,  $\text{см}^3$ ;  $t$  - время заполнения замеренного объема воды,  $\text{сек}$ .

2. Среднемассовая скорость потока в поперечном сечении трубы

$$C_{cp} = \frac{Q}{F} \quad \text{см/сек},$$

где  $F$  - площадь проходного сечения трубы,  $\text{см}^2$ .

3. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu$  определяется по температуре  $t^\circ\text{C}$  воды, указанной на графике (рис. 3.2).

4. Число Рейнольдса

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

где  $d=1,4$  - диаметр стеклянной трубы,  $\text{см}$ .

5. Путьевые потери на участке

( I - II сечения) стеклянной трубки

$$h_{путь} = \frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = g(h_1 - h_2) \quad \text{дж/кг},$$

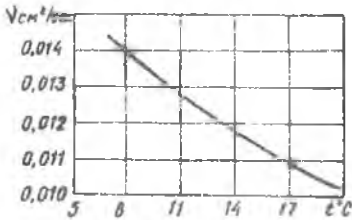


Рис.3.2.График зависимости

$\nu = f(t^\circ)$  для воды

где  $Z_1 = Z_2$ ;  $C_1 = C_2$ ;

$h_1$  - высота столбика жидкости в пьезометре для измерения статического давления в сечении трубки I, м.

$h_2$  - высота столбика жидкости в пьезометре для измерения статического давления в сечении трубки II, м.

$g$  - ускорение силы тяжести,  $\text{м/сек}^2$ .

6. Коэффициент путьевых потерь  $\varphi_{путь} = \frac{2h_{путь} d}{C_{cp}^2 l}$ ,

где  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ ,  $l = 0,9 \text{ м}$ ,  $d = 0,014 \text{ м}$ .

### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Эскизы картины течения при различных  $Re$ .
3. Результаты вычисления коэффициента путевых потерь  $\zeta_{пут}$ .
4. Сравнение опытных и расчетных коэффициентов путевых потерь  $\zeta_{пут}$ , определенных по эмпирическим формулам Пуазейля или Блазиуса в зависимости от числа  $Re$ .
5. Выводы по работе.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие известны режимы течения жидкости в трубах и каналах?
2. Возможен ли ламинарный режим при неустановившемся течении жидкости?
3. Как определить режим течения жидкости экспериментально и аналитически (с помощью числа Рейнольдса  $Re$ )?
4. Назовите величину критического числа Рейнольдса  $Re_{кр}$  для труб круглого сечения?
5. Как определить число  $Re$  для канала с произвольной формой поперечного сечения? Дать определение гидравлического радиуса канала?
6. Физический смысл числа Рейнольдса  $Re$ ?
7. Какие условия необходимы для гидродинамического подобия потоков жидкости в натурном изделии и в модели?
8. Является ли число  $Re$  постоянным для гидродинамически подобных потоков жидкости?
9. Какова физическая природа путевых потерь энергии жидкости?
10. При каком частном случае течения жидкости возможно наличие только путевых потерь энергии?
11. Какие параметры жидкости необходимо измерить, чтобы экспериментально определить величину путевых потерь энергии?
12. Как определить величину путевых потерь энергии жидкости с помощью коэффициента путевых потерь  $\zeta_{пут}$ ?
13. Какова зависимость коэффициента путевых потерь  $\zeta_{пут}$  от режима течения жидкости и относительной шероховатости стенки трубы, по которой движется жидкость?

### Работа № 4

#### - ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы: экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений воды.

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Источником местных сопротивлений являются внезапно расширяющиеся и сужающиеся участки трубопровода, повороты в виде колен и отводов, диафрагмы, края и другие преграды. При движении жидкости через эти преграды вследствие изменения проходных сечений резко изменяются скорости потока, образуются вихри в результате срыва потока. Поэтому полный напор жидкости уменьшается.

Уравнение Бернулли для двух сечений до и после местного сопротивления записывается в виде

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2} + h_{m,1,2}, \quad (4.1)$$

где  $h_{m,1,2} = \frac{L_{m,1,2}}{M}$ ;  $M$  - масса жидкости.

Теоретически местные потери  $h_m$  ввиду сложности задачи определяются только в некоторых случаях, например, в случае внезапного расширения трубы:

$$h_m = \frac{(C_1 - C_2)^2}{2} = \frac{C_1^2}{2} \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2, \quad (4.2)$$

где  $C_1$  и  $F_1$  - среднemasовая скорость жидкости и площадь трубн в сечении с меньшим диаметром.

В общем же случае местные потери  $h_m$  определяются по формуле

$$h_{m,1,2} = \xi_m \frac{C_2^2}{2}, \quad (4.3)$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления, зависящий от вида местного сопротивления,  $m$ ;

$C_2$  - среднemasовая скорость потока жидкости в сечении за местным сопротивлением.

При вычислении коэффициента  $\xi_m$  местные потери  $h_{m,1,2}$  определяются по уравнению Бернулли для соответствующего участка

$$h_{m,1,2} = \left(gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2}\right) - \left(gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2}\right). \quad (4.4)$$

### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Рабочий участок гидростенда для данной лабораторной работы представляет собой трубу переменного сечения, имеющую ряд местных сопротивлений (рис. 4.1).

Между сечениями 1-2 происходит внезапное расширение потока жидкости, так как в сечении 1 диаметр трубы равен 14 мм, а в сечении 2 - 27 мм. Между сечениями 2-3 происходит внезапное сужение потока



от 27 до 14 мм. При дальнейшем движении жидкости между сечениями 3 и 4 осуществляется поворот потока на  $90^\circ$ , а талее между сечениями 5 и 6 расположен пробковый кран 7. В каждом поперечном сечении

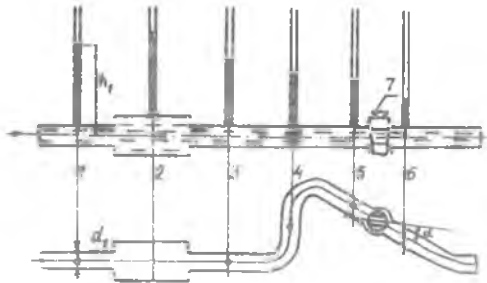


Рис. 4.1. Схема течения жидкости через различные местные сопротивления

до и после местного сопротивления производится измерение статического давления. Среднемассовая скорость воды в тех же сечениях рассчитывается по уравнению расхода. Расход воды определяется с помощью бачка 20, который имеет сливной клапан 21 (рис. 1).

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Полностью открыть краны 2 и 1 и, регулируя краном 19 расход воды, установить режим течения. При этом наблюдается небольшой слив воды через выточки бачка 10.

2. Записать показания пьезометров статического давления в сечениях 1, 2, 3, ..., 6, т.е. до и после каждого из местных сопротивлений.

3. Определить расход воды, для чего, закрыв клапан 21, с помощью секундомера определить время  $t_{сек}$  наполнения мерного бачка водой объемом  $V$  литров.

После замера клапан 21 открыть для слива воды.

4. Закрыть краны 19, 1 и 2 полностью.

5. Записать данные эксперимента в протокол.

#### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Объемный расход воды  $Q = \frac{V}{t} \text{ м}^3/\text{сек} ,$

где  $V$  - замеренный объем воды, м<sup>3</sup>;

$t$  - время заполнения замеренного объема воды, сек.

2. Среднемассовая скорость воды в трубопроводе

$$C = \frac{Q}{F} \text{ м/сек,}$$

где  $F$  - площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>.

3. Потери полного напора при внезапном расширении или сужении трубы

$$h_m = g(h_1 - h_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \text{ Дж/кг,}$$

где  $(h_1 - h_2)$  - разница уровней в пьезометрах до и после внезапного расширения или сужения потока, м вод. ст.;  $C_1$  и  $C_2$  - среднемассовые скорости в сечениях до и после внезапного расширения или сужения потока, м/сек;  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ .

4. Потери полного напора при прохождении воды через поворот (участок 4-5) и пробковый кран (участок 5-6)

$$(h_m)_{4-5} = g(h_4 - h_5) \text{ Дж/кг; } (h_m)_{5-6} = g(h_5 - h_6) \text{ Дж/кг}$$

где  $Z_4 = Z_5$ ;  $C_4 = C_5$ ;  $Z_5 = Z_6$ ;  $C_5 = C_6$ ;

$(h_4 - h_5)$  - разница уровней в пьезометрах до и после поворота потока, м вод. ст.;

$(h_5 - h_6)$  - разница уровней в пьезометрах до и после пробкового крана, м вод. ст.

5. Коэффициент местных сопротивлений  $\xi_m = \frac{2h_m}{C^2}$ ,

где  $C$  - среднемассовая скорость в сечении за местным сопротивлением.

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Результаты вычислений опытных коэффициентов местных сопротивлений.
3. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что является источником местных сопротивлений?
2. На что затрачивается часть энергии потока жидкости при течении ее через местные сопротивления?
3. Какие необходимо измерить параметры жидкости, чтобы экспе-

риментально определить величину местной, потери энергии на заданном участке?

4. Какое основное уравнение гидродинамики жидкости используется для экспериментального определения величины местных потерь энергии (напора)?

5. Как определить величину местных потерь энергии жидкости с помощью коэффициента сопротивлений  $\zeta_m$  ?

6. Для какого случая местных сопротивлений возможно теоретическое определение местных потерь энергии?

### Работа № 5

#### ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЯ И СОПЕЛ ( НАСАДКОВ )

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** экспериментальное определение коэффициентов скорости  $\varphi$  , расхода  $M$  и сужения струи  $\epsilon$  при истечении воды через различные насадки и отверстие в тонкой стенке.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Рассмотрим частный случай истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке, когда давление над жидкостью  $p_1$  и на выходе  $p_2$  из отверстия равны давлению окружающей среды, т.е.  $p_1 = p_2 = p_n$  (рис.5.1).

Кроме того, примем, что  $C_1 = 0$ .

Из уравнения Бернулли для участка 1-2

$$\begin{aligned} g z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{C_1^2}{2} &= \\ = g z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{C_2^2}{2} + h_{m,1-2}, \end{aligned} \quad (5.1)$$

выражая потери  $h_{m,1-2}$

формулой

$$h_{m,1-2} = \zeta_m \frac{C_2^2}{2}, \quad (5.2)$$

после преобразований получим

$$C_2 = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (5.3)$$

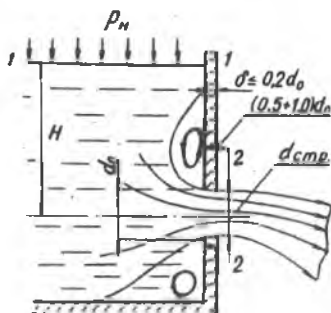


Рис.5.1. Схема истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке

где  $\varphi = \frac{C_2}{C_2 u g}$  - коэффициент скорости;  $H = (z_1 - z_2)$ , м;

$$g = 9,81, \text{ м/сек}^2.$$

Для идеальной жидкости  $\varphi = 1$  и соответственно

$$C_2 u g = \sqrt{2 g H}. \quad (5.4)$$

Объёмный расход жидкости определяется по формуле

$$Q = \mu F_{omb} \sqrt{2 g H}, \quad (5.5)$$

где  $\mu = Q/Q_{ug}$  - коэффициент расхода жидкости.

Для идеальной жидкости без сужения струи

$$Q_{ug} = F_{omb} \sqrt{2 g H}. \quad (5.6)$$

Если ввести параметр  $\varepsilon = F_{cmp}/F_{omb}$ , называемый коэффициентом сужения струи, то получим

$$\mu = \varphi \varepsilon. \quad (5.7)$$

При экспериментальном определении коэффициентов  $\varphi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\mu$ . Кроме заданных  $H$  и  $Q$ , необходимо знать либо величину скорости  $C_2$ , либо площадь струи  $F_{cmp}$ . Проще определить скорость  $C_2$  по измеренным координатам  $x$ ,  $y$  на оси струи произвольного сечения (рис.5.2).

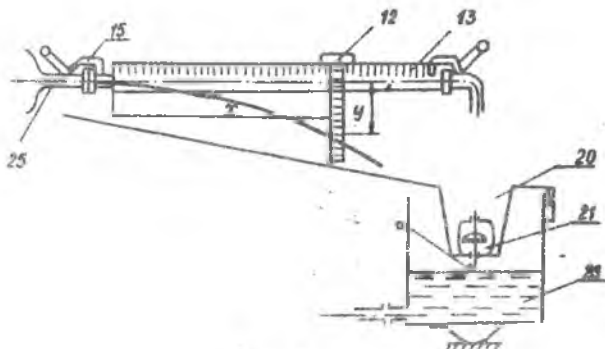


Рис.5.2. Схема рабочего участка, характеризующая истечение жидкости через отверстия в насадке

При этом, пренебрегая трением струи о воздух, получаем  $x = C_2 t$ ,

$$y = \frac{g t^2}{2}.$$

Исключив время  $t$ , получим

$$C_2 = x \sqrt{\frac{g}{2y}}. \quad (5.8)$$

Отверстие с направляющей трубой длиной  $l \geq (2+3)d_0$  называется насадком или соплом. Струя, которая проходит в насадке с острыми кромками входного отверстия, миновав его (как и в случае истечения через отверстия в тонкой стенке), продолжает сужаться до минимального диаметра  $d_{cmp}$ , а затем расширяется и на выходе заполняет все сечение 2-2. Зона между струей и внутренней поверхностью насадка в области минимального сечения струи характеризуется пониженным давлением и вихревым движением жидкости (рис. 5.3).

При одинаковом  $d_0$  из-за отсутствия сужения на выходе расход жидкости через насадок больше, чем через отверстие.

Формулы скорости и расхода для жидкости, протекающей через сопла, имеют тот же вид, что и для жидкости, проходящей через отверстие в тонкой стенке, но при этом коэффициенты  $\psi$ ,  $\mu$ ,  $\epsilon$  имеют другие значения.

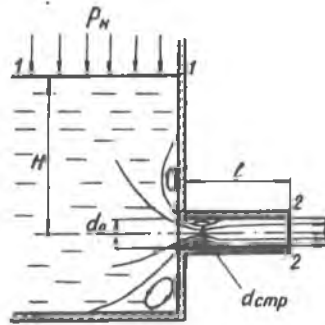


Рис. 5.3. Схема истечения жидкости из внешнего цилиндрического насадка

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

К напорному трубопроводу 25 (см. рис. 1) с помощью прижимной муфты 15 присоединен исследуемый насадок. Из насадка вода по прозрачному лотку попадает в мерный бачок 20, слив из которого осуществляется при помощи клапана 21.

Координация траектории оси струи производится вертикальной линейкой 12, перемещающейся по горизонтальной линейке 13 (см. рис. 5.2). Набор насадков представлен на рис. 5.4. Насадок № 4 соответствует отверстию в тонкой стенке.

1/2 8-2327

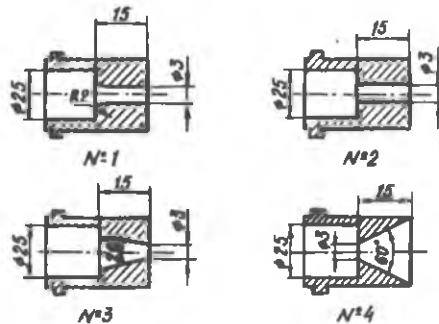


Рис. 5.4. Схема набора насадков

### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Открыть краны I и 2, установить в бачке 10 постоянный уровень, который определяется по небольшому сливу воды через выточки.
2. Измерить ординату  $y$  средней линии струи по вертикальной линейке 12 на отметке  $x = 650$  мм шкалы горизонтальной линейки 13 ( см.рис. 5.2).
3. Определить расход воды, для чего, закрыв клапан 2I, с помощью секундомера определить время  $t_{сек}$  наполнения мерного бачка 20 водой объемом  $V$  литров.
4. После замера расхода воды открыть клапан 2I для слива её из мерного бачка.
5. Сменить насадок и повторить опыт (пункты 2-5).

### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Теоретическая скорость истечения

$$C_{2ug} = \sqrt{2gH} \quad \text{м/сек,}$$

где  $H = 1,45$  м;  $g = 9,81$  м/сек<sup>2</sup>.

2. Действительная скорость истечения

$$C_2 = x \sqrt{\frac{g}{2y}} \quad \text{м/сек (здесь } x, y \text{ выражаются в метрах, } g = 9,81 \text{ м/сек}^2\text{)}.$$

3. Коэффициент скорости  $\varphi = C_2 / C_{2ug}$ .

4. Теоретический объёмный расход воды

$$Q_{ug} = F_{отв} \sqrt{2gH} \quad \text{м}^3/\text{сек,}$$

где  $F_{отв}$  площадь сечения отверстия или насадка, м<sup>2</sup>.

5. Действительный объёмный расход воды  $Q = \frac{V}{t}$ ,

где  $V$  - замерный объём воды, м<sup>3</sup>;

$t$  - время наполнения этого объёма, сек.

6. Коэффициент расхода  $\mu = Q / Q_{ug}$ .

7. Коэффициент сужения струи  $\varepsilon = \mu / \varphi$ .

### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Сравнение величин коэффициента  $\varphi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\mu$  для различных насадок и отверстия.
3. Выводы по работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему при истечении жидкости через отверстие происходит сужение струи?
2. Дать определение коэффициента сужения  $\epsilon$  струи жидкости.
3. Какие потери энергии наблюдаются при истечении жидкости через отверстие?
4. От чего зависит скорость истечения реальной жидкости?
5. Дать определение коэффициента скорости  $\varphi$ . В каких пределах изменяется эта величина для малосжимаемых жидкостей?
6. Как определить объёмный или массовый расход жидкости при истечении ее через отверстие или сопло?
7. От чего зависит величина расхода жидкости при истечении?
8. Что называется соплом (насадком)?
9. Какие потери энергии наблюдаются при истечении через сопла?
10. Чем отличается истечение через внешнее цилиндрическое сопло от истечения через отверстие?
11. Почему при одинаковом диаметре отверстия  $d_0$  и выходного сечения сопла  $d_2$  скорости истечения жидкости из них, а также расход жидкости могут быть различными?
12. Какому из предложенных в данной лабораторной работе вариантов истечения соответствует наибольшая скорость истечения жидкости?
13. Каким образом измеряется расход жидкости и действительная скорость истечения?

Работа №1

ТЕЧЕНИЕ ВОЗДУХА В ДОЗВУКОВОМ КОНФУЗОРЕ  
И ДИФфуЗОРЕ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** экспериментальное определение изменения статического давления вдоль оси конфузора и диффузора, эпюры давления торможения. Вычисление среднеинтегрального давления торможения и среднemasсовой скорости в поперечном сечении конфузора и диффузора.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Дозвуковой конфузор представляет собой суживающийся канал (рис. 1.1а) дозвуковой диффузор — расширяющийся канал. Движение воздуха в них осуществляется вследствие разности статических давлений на входе и выходе при подаче воздуха под повышенным давлением на вход или при создании разрежения на выходе.

При проведении данной работы конфузор вместе с диффузором (рис. 1.1б) на выходе (сечение 3-3) присоединяются к вакуум-насосу.

Если пренебречь теплообменом с окружающей средой через стенки, то течение воздуха в конфузоре и диффузоре можно считать энергетически изолированным. В этом случае температура торможения  $T^*$  вдоль оси конфузора и диффузора не изменяется и равна температуре окружающей среды  $T_H$ . В результате

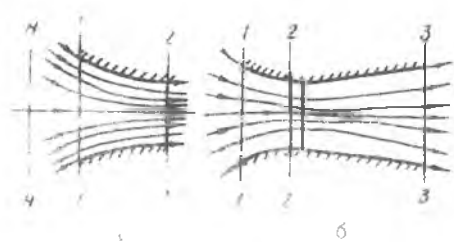


рис. 1.1. Схема течения в дозвуковом конфузоре и диффузоре

внутреннего трения в потоке, трения воздуха о стенку, гидравлических потерь на входе в конфузор и в горловине давление торможения  $T^*$  будет уменьшаться и становится меньше давления окружающей среды  $T_H$ .

Если считать сечение 4-4 на достаточном расстоянии от входного



сечения I-I, то скорость воздуха в нем можно считать пренебрежимо малой, а параметры торможения равными статическим, т.е. параметрам  $\rho_n$  и  $T_n$  окружающей среды. Форма линии тока будет такой же, как показано на рис. I.1а, следовательно, от сечения Н-Н до 2-2 поперечное сечение струи уменьшается.

В дозвуковом конфузоре имеет место политропный процесс расширения воздуха (следует различать термины "расширение воздуха" и "расширение канала"), при котором скорость потока вдоль оси канала возрастает, а статическое давление, температура и плотность уменьшаются. В сечении, перпендикулярном оси конфузорного канала, статическое давление не изменяется (изменение пренебрежимо мало), а давление торможения у стенок канала меньше, чем на оси, из-за потерь на трение в пограничном слое. В результате скорость истечения у стенок канала меньше, чем на оси.

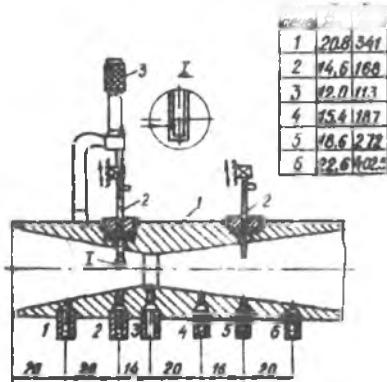
На рис. I.1б диффузором является участок 2-3. В нем имеет место политропный процесс сжатия воздуха, при котором скорость потока уменьшается, а статическое давление, температура и плотность возрастают. В поперечном сечении диффузора, так же как и в конфузоре, статическое давление можно считать постоянным, а давление торможения у стенок канала меньшим, чем на оси. Разница в том, что в диффузорном канале уменьшение давления торможения и скорости по направлению к стенке более значительное, чем в конфузорном.

Поскольку максимальная скорость воздуха имеет место в горловине (рис. I.2, сечение 3), то для установления дозвукового режима течения в конфузоре и диффузоре необходимо соблюдение условия

$$\rho_3 > \rho_{кр} = \rho_{кр} \rho_n$$

Для воздуха  $\rho_{кр} = 0,528$ ,  
 тогда при  $\rho_n = 760$  мм рт.ст. и  
 $\rho_{кр} = 400$  мм рт.ст.  $\rho_3 > 400$  мм рт.ст.  
 или  $\Delta p_3 = p_n - p_3 < 360$  мм рт.ст.

Рис. I.2. Схема установки с дозвуковым конфузуром - диффузором



### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Схема установки дана на рис. 1.2. Дозвуковое сопло, состоящее из конфузора и диффузора, при помощи накидной гайки соединено с трубкой, подводимой к вакуум-насосу. Под действием разрежения, создаваемого вакуум-насосом, воздух из атмосферы (давление  $p_0$ , температура  $T_0$ ) поступает в сопло, где, протекая по конфузору, ускоряется, а в диффузоре замедляется. Вдоль оси сопла в сечениях 1 - 6 имеются шесть дренажных отверстий для измерения статического давления. Давление торможения в сечениях 2 и 5 измеряется трубками с отверстием на боковой поверхности, а сами трубки 2 перемещаются по радиусу сечения посредством микрометрических винтов 3.

### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Включив вакуум-насос и открыв вентиль установки, вывести ее на режим, при котором перепад статического давления, согласно показаниям пьезометра, соединенного с отверстием в горловине сопла (сечение 3-3),  $\Delta p_3 = 250$  мм рт.ст.

2. Записать показания пьезометров  $\Delta p_i$ , измеряющих статическое давление вдоль оси сопла.

3. Вращением микрометрического винта координатника конфузора установить трубку так, чтобы ее приемное отверстие находилось у стенки (рис.1.3, табл.1, точка 4,  $z_2 = 6,8$  мм). Записать показания пьезометра  $\Delta p_{2c}$  в протокол. Поворотом микрометрического винта координатника конфузора на 2 оборота последовательно установить приемное отверстие трубки в точках 1, 2, 3 (табл.1) и записать в протокол

показания пьезометра

$$\Delta p_{2i}^*$$

4. Вращением микрометрического винта убрать из потока трубку давления торможения (сечение 2-2 конфузора).

5. Вращением микрометрического винта координатника диффузора установить трубку так, чтобы ее приемное отверстие находилось у стенки (см. табл.1, точ-

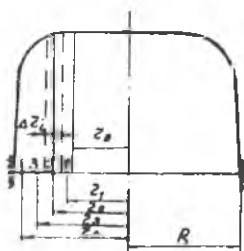


Таблица 1

№ п/п	Координатник конфузора	Диффузор	Результат
1	2	3	4
1	3,8	1	2,8
2	4,8	1	3,8
3	5,8	1	4,8
4	6,8	1	5,8
5	-	-	6,8
6	-	-	7,8
7	-	-	8,8
-	-	-	-
$z_2$	3,3	-	2,3
R	7,3	-	8,3

Рис.1.3. Осредненная эппра давления торможения по массовому расходу

на 7,  $z_i = 8,8$  мм). Записать показания пьезометра  $\Delta p_{si}^*$  в протокол.

Поворотом микрометрического винта координатника диффузора на 2 оборота последовательно установить приемное отверстие трубки в точках 6,5,4,3,2,1 (см. табл. I) и записать в протокол показания пьезометра  $\Delta p_{si}^*$ .

6. Вращением микрометрического винта убрать трубку измерения давления торможения в сечении 5-5 диффузора и выключить установку.

### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

#### 1. Статическое давление воздуха

$$p = p_n - \frac{\gamma h_i}{10^3} \quad \text{бар,} \quad (\text{I.1})$$

где  $p_n$  - атмосферное давление воздуха, бар;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре, н/м<sup>3</sup>;

$h_i$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре статического давления, м.

Удельный вес ртути  $\gamma_{рт}$  при  $t = 20^\circ\text{C}$  равен 132900 н/м<sup>3</sup>.

#### 2. Давление торможения воздуха:

в конфузоре (сечение 2-2)

$$p_{2i}^* = p_n - \frac{\gamma h_{2i}^*}{10^3} \quad \text{бар,} \quad (\text{I.2})$$

где  $h_{2i}^*$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре измерения давления торможения, м;

в диффузоре (сечение 5-5)

$$p_{5i}^* = p_n - \frac{\gamma h_{5i}^*}{10^3} \quad \text{бар,} \quad (\text{I.3})$$

где  $h_{5i}^*$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре давления торможения, м.

#### 3. Среднее давление торможения в сечении 5-5 диффузора

$$(p_s^*)_{ср} = \frac{(p_s^*)_{z_0} \pi z_0^2 + \sum_{i=1}^{i=n} p_{5i}^* 2\pi z_i \Delta z_i}{\pi R^2} \quad \text{бар,} \quad (\text{I.4})$$

где  $(p_s^*)_{z_0}$  - постоянное давление торможения в сечении 5-5 в ядре потока радиуса  $z_0 = 2,3$  мм, равное  $p_{5i}^*$  в точке № I;

$p_{5i}^*$  - давление торможения в сечении 5-5 на текущем радиусе  $z_i$ ;

$z_i$  - радиус точки измерения давления торможения;

$\Delta z_i$  - приращение радиуса, равное расстоянию между соседними точками измерения  $\rho_{s_i}^*$  ;

$$\Delta z_i = 1 \text{ мм} = \text{const} ;$$

$R = 9,3$  - радиус поперечного сечения 5-5 диффузоров , мм.

Формула (I.4) соответствует осреднению эпюры давления торможения по массовому расходу в соответствии с рис. I.3.

4. Скорость потока в  $i$ -той точке сечения 5-5 диффузора

$$C_{s_i} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_H \left[ 1 - \left( \frac{p_s}{p_{s_i}^*} \right)^{0,286} \right]} \quad \text{м/сек,} \quad (\text{I.5})$$

где  $R = 287,4$  - газовая постоянная воздуха, *джс/кг. град*, или с использованием газодинамических функций

$$C_{s_i} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_H (1 - \tau_{s_i})} , \quad (\text{I.6})$$

где величина  $\tau_{s_i} = \frac{T_{s_i}}{T_3} = \frac{T_{s_i}}{T_H}$  находится из таблиц ГДФ по функции

$$\tau_{s_i} = \frac{p_s}{p_{s_i}^*} .$$

5. Средняя скорость потока в сечении 5-5 диффузора

$$(C_s)_{cp} = \frac{(C_s)_{сг} \pi z_0^2 + \sum_{i=1}^{i=7} C_{s_i} 2\pi z_i \Delta z_i}{\pi R^2} . \quad (\text{I.7})$$

Формула (I.7) аналогична формуле (I.4). Скорость  $(C_s)_{cp}$  можно приближенно определять по среднему давлению торможения  $(p_m^*)_{cp}$  в соответствии с формулой

$$(C_s)_{cp} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_H \left\{ 1 - \left[ \frac{p_s}{(p_s^*)_{cp}} \right]^{0,286} \right\}} \quad \text{м/сек} \quad (\text{I.8})$$

или по формуле

$$(C_s)_{cp} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_H [1 - (\tau_s)_{cp}]} \quad (\text{I.9})$$

где  $(\tau_s)_{cp} = \frac{(T_s)_{cp}}{T_3}$  находится из таблиц ГДФ по функции

$$(\pi_s)_{cp} = \frac{p_s}{(p_s^*)_{cp}} .$$

6. Ввиду слабого изменения среднее давление торможения в сечении 2-2 конфузора определяется как среднееарифметическое

$$(p_2^*)_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} p_{2i}^*}{4} \quad \text{бар.} \quad (\text{I.10})$$

7. Средняя скорость в сечении 2-2

$$(C_2)_{cp} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_H [1 - (\tau_2)_{cp}]} , \quad (\text{I.11})$$

где  $(\tau_2)_{cp}$  находится из таблиц ГДФ по  $(\pi_2)_{cp} = \frac{p_2}{(p_2^*)_{cp}} .$

### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол испытания.
2. Графики изменения статического давления вдоль оси сопла.
3. Эпюры давления торможения в сечении 2-2 конфузора и в сечении 5-5 диффузора.
4. Средние величины давления торможения и скорости в сечениях 2-2 и 5-5.
5. Выводы по работе.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дать определение статического давления  $p$  и давления торможения  $p^*$ . Как измерить их в точке потока газа?
  2. При каком состоянии газа не существуют различия между статическими и заторможенными параметрами?
  3. Начертить графики изменения статического давления  $p$  и давления торможения  $p^*$  в поперечном сечении одномерного реального потока газа при условии отсутствия теплообмена с окружающей средой?
  4. Как определить среднее давление торможения  $p^*$  для поперечного сечения неравномерного потока газа?
  5. Объяснить причину различия в эпюрах распределения давления торможения  $p^*$  в поперечном сечении потока газа в конфузоре (сечение 2-2) и диффузоре (сечение 5-5).
  6. Записать уравнение энергии с помощью энтальпии  $h$  для потока газа в случае течения его вдоль оси конфузора-диффузора. Отличается ли вид уравнения для идеального и реального одномерного потока газа?
  7. Записать уравнение Бернулли для одномерного потока газа, движущегося вдоль оси конфузора и диффузора. Записать уравнение Бернулли в параметрах торможения.
  8. Начертить графики изменения скорости, статических давлений и температуры, давления и температуры торможения вдоль оси конфузора-диффузора.
  9. Как определить скорость в точке потока газа? Какие необходимо провести измерения?
  10. Нарисовать эпюру распределения скорости в поперечном сечении идеального и реального потока газа.
- II. Как определять среднюю скорость газа в поперечном сечении потока? Назовите другие способы определения средней скорости в поперечном сечении потока газа.

ПЛОСКОЕ СОПЛО ЛАВАЛЯ НА НЕРАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы: исследование распределения статического давления вдоль оси сверхзвукового сопла со скачком уплотнения.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Как известно, на расчетном режиме, при котором статическое давление газа на выходе из сопла равно противодавлению окружающей среды, в сверхзвуковых соплах (соплах Лавалья) имеет место непрерывное уменьшение статических давлений, температуры, а также плотности и увеличение скорости вдоль оси по направлению потока.

В теплоизолированных соплах температура торможения остается постоянной во всей области течения внутри сопла, а давление торможения постоянно лишь в случае течения идеального (невязкого) газа. В случае течения реального газа давление торможения уменьшается в поперечном сечении от оси потока к стенке сопла, а в продольном — от входа к выходу из сопла. В горловине (т.е. в месте минимума сечения) при течении идеального газа устанавливается критический режим, при котором

$$\rho_{кр} = \beta_{кр} \rho_1^* ; \quad (2.1)$$

$$C_{кр} = \alpha_{кр} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} R T_1^*} ; \quad (2.2)$$

где  $\beta_{кр} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} = 0,528$ ;  $C_{кр} = 18,3 \sqrt{T_1^*}$   
(для воздуха  $K = 1,4$ ;  $R = 287,4$  джс/кг град).

Если в сверхзвуковых соплах создать противодавление  $\rho_{np}$ , превышающее давление газа на выходе из сопла на расчетном режиме, то при неизменном давлении торможения  $\rho_1$ ,  $\frac{\rho_{np}}{\rho_{кр}}$  на входе в сопло на выходе из него образуется система сложных скачков уплотнения. При дальнейшем увеличении  $\frac{\rho_{np}}{\rho_{кр}}$ , начиная с  $\frac{\rho_{np}}{\rho_{кр}} = 2,5$ , скачок приобретает форму, близкую к прямому скачку, и по мере увеличения  $\rho_{np}$  он перемещается все ближе к критическому сечению.

Таким образом, на нерасчетном режиме при  $\frac{\rho_{np}}{\rho_{кр}} \geq 2 - 2,5$  в сверхзвуковой части сопла Лавалья всегда образуются скачки уплотнения и резко изменяются параметры вдоль оси сопла. До скачка уплотнения параметры изменяются как на расчетном режиме. В самом скачке уплотне-

ния статическое давление, температура и плотность скачкообразно увеличиваются, а скорость и давление торможения уменьшаются. За скачком уплотнения параметры потока изменяются как в дозвуковом диффузоре, так как за прямым скачком поток становится дозвуковым, т.е. статическое давление, температура, плотность увеличивается, а скорость уменьшается.

Скорость истечения газа из сопла имеет максимальную величину на расчетном режиме.

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

На рис. 2.1 дана схема плоского непрофилированного (с прямолинейными образующими профиля) сопла Лавала, воздушный поток в котором образуется под действием перепада давления между атмосферным давлением  $p_n$  на входе и пониженным противодавлением  $p_{пр}$ , создаваемым вакуум-насосом за соплом.

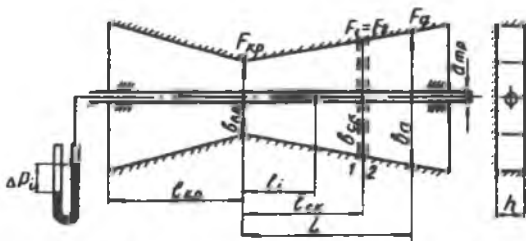


Рис.2.1. Схема плоского сопла Лавала

За расчетное сечение на выходе из сопла принято сечение  $F_a$ , расположенное на расстоянии  $L$  от критического сечения.

Трубка на оси сопла ( $d = 1,5$  мм) с отверстием на боковой поверхности ( $d = 0,4$  мм) служит для измерения статического давления. Положение отверстия трубки фиксируется с помощью соединенного с ней указателя на внешней стороне стенки сопла. Задний конец трубки запаян, а передний сообщается с пьезометром. Перемещая трубку вдоль оси сопла, можно измерить статическое давление в любом его сечении. Для изменения противодавления в трубопроводе за соплом имеется дроссель, прикрывая который можно увеличивать противодавление.

#### РАСЧЕТ МЕСТОПОЛОЖЕНИЯ СКАЧКА УПЛОТНЕНИЯ

Принимаем скачок уплотнения внутри сопла Лавала на нерасчетном

режиме прямым, пренебрегаем сопротивлением трения до скачка уплотнения и за ним, т.е. учитываем только потерю давления торможения в скачке уплотнения.

Тогда, в соответствии с рис.2.1, уравнение расхода для сечения  $F_1$  до скачка и выходного сечения  $F_a$  за скачком можно записать в виде

$$F_1 = F_a \frac{g_a \rho_a^*}{g_1 \rho_1^*} \quad (2.3)$$

В формуле (2.3) известными являются параметры  $F_a$  и  $\rho_1^* = \rho_n$ , остальные параметры изменяются с изменением давления  $\rho_a$  на выходе из сопла.

На основании рис. 2.2, принимая  $F_1 = F_2$ ,  $\rho_2^* = \rho_a^*$ ,  $T_n = T_1^* = T_2^* = T_a^*$ , можно рассчитать зависимость  $f_{ск} = f(\pi_{уз а})$ , где  $f_{ск} = F_1/F_{кр} = \frac{1}{g_1}$  и  $\pi_{уз а} = \rho_a/\rho_n$ . Принимая ряд значений  $f_{ск}$ , расположенных в диапазоне  $1 - \frac{F_a}{F_{кр}}$ , из таблиц ГДФ по функции  $g_1$  находим  $M_1$  (имея в виду область  $M_1 > 1$ ), а из таблиц прямого скачка по  $M_1$  определяем  $\sigma_n = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\rho_a}{\rho_n}$ . Затем из уравнения (2.3) рассчитываем значения  $g_a$ , соответствующие принятым значениям  $f_{ск}$ . Наконец, по величине  $g_a$  из таблиц ГДФ находим  $\pi_a = \frac{\rho_a}{\rho_n}$  (имея в виду область  $M_a < 1$ ), а затем и  $\pi_{уз а} = \frac{\rho_a}{\rho_n} = \pi_a \sigma_n$ .

На рис.2.2 приведен график рассчитанной таким образом зависимости  $f_{ск} = f(\pi_{уз а})$  для сопла Лаваля, изображенного на рис.2.1 при  $F_{кр} = 52.2 \text{ мм}^2$ ,  $F_a = 76.2 \text{ мм}^2$ .

Таким образом, измеряя в сечении  $F_a$  (рис.2.1) статическое давление  $\rho_a$  и определяя  $\pi_{уз а} = \frac{\rho_a}{\rho_n}$ , по графику (рис.2.2) рассчитываем  $f_{ск}$ , а затем и площадь  $F_1 = f_{ск} F_{кр}$  сечения, соответствующего расчетному местоположению скачка уплотнения.

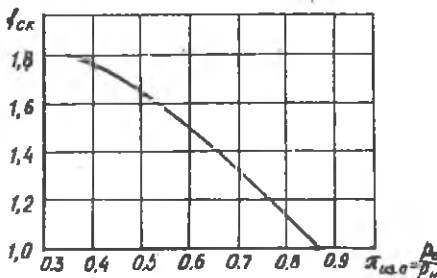


Рис.2.2. График зависимости

$$f_{ск} = f(\pi_{уз а})$$

Из геометрических соотношений для сопла, изображенного на рис.2.1 и имеющего  $\delta_{кр} = 9 \text{ мм}$ ,  $\delta_a = 13 \text{ мм}$ ,  $L = 60 \text{ мм}$ , находим, что длину  $l_{ск}$ , соответствующую расчетному расстоянию скачка уплотнения до критического сечения, можно определить по формуле

$$l_{ск} = 135 (f_{ск} - 1) \text{ мм.} \quad (2.4)$$



В действительности под влиянием взаимодействия с пограничным слоем скачок уплотнения располагается ближе к критическому сечению, а параметры газа в одном сечении изменяются не скачкообразно, а достаточно плавно, т.е. скачок "растянут" вдоль оси сопла.

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. При включенном вакуум-насосе, плавно открывая входной вентиль установки, установить режим, при котором перепад противодавления за соплом  $\Delta p_{np} = 250$  мм рт.ст.

2. Вращая винт, установить трубку так, чтобы ее отверстие совпало со входным сечением сопла. Измерить по пьезометру перепад статического давления. Перемещая трубку вглубь сопла, измерять перепад статического давления до скачка уплотнения и за ним через каждые 5 мм, а в зоне скачка уплотнения - через 2,5 мм. Измерить перепад давления  $\Delta p_a$  в сечении  $F_a$ , расположенном на расстоянии  $L = 60$  мм от критического сечения.

3. Приоткрывая вентиль установки, установить режим  $\Delta p_{np} 300$  мм рт.ст. Измерить  $\Delta p_a$  в сечении  $F_a$  на расстоянии  $L = 60$  мм от критического сечения. Перемещая трубку в сопло, измерять перепад статического давления за скачком и перед ним через каждые 5 мм, а в зоне скачка через 2,5 мм. Измерить перепад статического давления на входе в сопло.

4. Закрыть вентиль, выключить установку.

#### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

##### 1. Статическое давление

$$p_z = p_n - \frac{\gamma h_z}{10^3} \text{ бар,}$$

где  $p_n$  - атмосферное давление воздуха, бар ;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$  ;

$h_z$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре статического давления, м  
( удельный вес  $\gamma$  ртути при  $t = 20^\circ\text{C}$  равен  $132900 \text{ н/м}^3$  ).

2. Газодинамическая функция  $p_{из а} = \frac{p_a}{p_n}$  .

3. Расчетное расстояние скачка уплотнения до критического сечения

$$l_{ск} = 135 (f_{ск} - 1) \text{ мм},$$

где  $f_{ск}$  берется по  $\lambda_{изв}$  из графика (рис.2.2).

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента и схема установки.
2. График изменения статического давления вдоль оси сопла для обоих режимов.
3. Расчет местоположения скачка уплотнения и сравнение его с действительным (полученным опытным путем).
4. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дать определение сопла Лаваля.
2. Что называется расчетным режимом сопла Лаваля?
3. Изменяется ли статическое давление  $P_{кр}$  в критическом сечении сопла Лаваля при изменении противодавления в пределах  $P_{кр} > P_{пр} > 0$ ?  
От каких параметров зависит значение  $P_{кр}$ ?
4. Изменяется ли статическое давление в минимальном сечении комбинированного дозвукового конфузора-диффузора при изменении противодавления  $P_{пр}$ ?
5. Устанавливается ли связь между изменениями статического давления и скорости движения газа вдоль оси сопла с помощью основного уравнения газовой динамики?
6. Нарисовать графики изменения средней скорости, статических и заторможенных параметров вдоль оси сопла Лаваля (на расчетном режиме).
7. Перечислить нерасчетные режимы работы сопла Лаваля.
8. При ускорении или торможении сверхзвукового потока воздуха возникает скачок уплотнения?
9. Нарисовать графики изменения скорости, параметров статических и торможения, отражающих переход через плоскость прямого скачка уплотнения.
10. Почему за прямым скачком уплотнения в сверхзвуковой части сопла Лаваля статическое давление увеличивается?
11. Как изменяется местоположение скачка уплотнения с изменением противодавления?
12. При каком режиме работы сопла Лаваля получается максимальная скорость на выходе?

13. При каких условиях течение в соплах Лаваля становится аналогичным течению в дозвуковом конфузоре-диффузоре?

### Работа №3

#### ОБТЕКАНИЕ КРУГЛОЙ ТРУБКИ ДОЗВУКОВЫМ И СВЕРХЗВУКОВЫМ ПОТОКОМ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** сравнение распределения давления по периметру трубки при обтекании ее дозвуковым потоком идеального и реального газа; исследование влияния диаметра трубки, помещенной в расширяющейся части сопла, на характер потока.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

При обтекании твердых тел газовым потоком происходит деформация линий тока в соответствии с контурами обтекаемого тела и, как следствие, изменение параметров вдоль элементарных струек газа. В потенциальном потоке (идеальный газ, движение безвихревое) наблюдается безотрывное обтекание тел (независимо от их формы). Например, при обтекании потенциальным потоком круглого цилиндра (рис.3.1) в точке А происходит растекание, а в точке С слияние пристеночных струек газа. Присутствие цилиндра в потоке вызывает такую деформацию линий тока, при которой ширина элементарной струйки вдоль потока от А до В уменьшается, а от В до С увеличивается. В результате при дозвуковой скорости  $C_\infty$  набегающего потока, скорость его на поверхности цилиндра от точки А до В увеличивается, а от В до С уменьшается. Поскольку в потенциальных потоках давление торможения постоянно, изменение статического давления противоположно изменению скорости: от А до В оно уменьшается, а от В до С увеличивается.

В несжимаемой жидкости распределение давления на поверхности цилиндра, обтекаемого потенциальным потоком, соответствует формуле

$$P_\theta = P_\infty + \frac{\rho_\infty C_\infty^2}{2} (1 - 4 \sin^2 \theta). \quad (3.1)$$

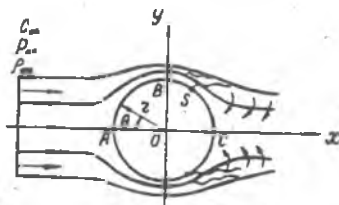


Рис. 3.1. Схема обтекания цилиндра газовым потоком

Обтекание круглого цилиндра газовым потоком симметрично относительно осей  $x$  и  $y$ . В этом случае не образуется ни сопротивление, ни подъёмная сила.

При обтекании цилиндра потоком реального вязкого газа картина обтекания на участке  $AB$  мало отличается от картины обтекания потенциальным потоком идеального газа, но на участке  $BC$  это различие большое.

Как показывает опыт, при  $\theta = 105 - 120^\circ$  (точка  $S$  на рис. 3.1) под действием центробежных сил происходит отрыв струйки от поверхности цилиндра и вихреобразование. Струйное обтекание цилиндра на участке  $SC$  разрушается, а в результате вихреобразования статическое давление не изменяется, т.е. остается таким же низким, как в точке  $S$ . В итоге результирующая сила давления на участке  $AB$  превосходит силу давления на участке  $BC$  и в реальном потоке вдоль оси создается так называемое сопротивление давления. Кроме того, при обтекании тел реальным потоком возникает еще и сопротивление трения. Следует иметь в виду, что для случая обтекания цилиндра газовым потоком формула (3.1) приближена, поскольку ей не учитываются изменения плотности  $\rho$  газа. Однако при  $M_\infty < 0,3$  влиянием сжимаемости можно пренебречь.

В данной работе трубка обтекается потоком газа, ограниченным стенками в расширяющейся части сопла (рис. 3.2). Поэтому величина

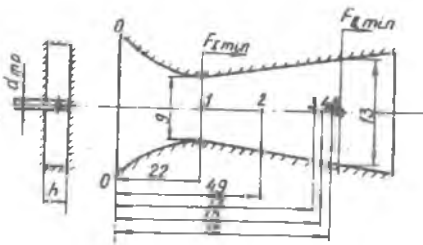


Рис. 3.2. Схема сопла с обтекаемым цилиндрическим соплом дозвуковым и сверхзвуковым потоком

диаметра трубки  $d_{тр}$  влияет на величину проходного сечения  $F_{II}$ , а следовательно, и на характер течения в расширяющейся части сопла. Изучается процесс обтекания двух трубок: трубок малого ( $d_{тр} = 1,5$  мм) и большого ( $d_{тр} = 4$  мм) диаметра. В случае обтекания трубки малого диаметра  $F_{II min} > F_{I min}$ , критическим сечением является

$F_{I min}$ ; при достаточно низком давлении на выходе из сопла в расширяющейся части его, на участке (от  $F_I$  до  $F_{II}$ ) происходит ускорение потока до сверхзвуковых скоростей, т.е. сопло работает как сопло Лавалля. При этом перед трубкой образуется скачок уплотнения.

При обтекании трубки большого диаметра может оказаться  $F_{II min} < F_{I min}$ .

Тогда критическим будет сечение  $F_{\bar{g} min}$ , а в сечении  $F_{I min}$ , превышающем критическое, поток становится дозвуковым. Сопло в этом случае будет работать как трубка Вентури: в сужающейся части сопла поток ускоряется, не достигая, однако, критической скорости в сечении  $F_{I min}$ , а в расширяющейся части тормозиться. Таким образом, трубку диаметром 4 мм будет обтекать дозвуковой поток. Следует учитывать, что при описании перехода критического режима от  $F_I$  в  $F_{\bar{g}}$  с увеличением диаметра трубки имелось в виду постоянное давление торможения во всей области сопла. На самом деле давление торможения уменьшается, т.е.  $p_2^* < p_1^*$ , особенно, если имеется скачок уплотнения при обтекании сверхзвуковым потоком трубки малого диаметра. Поэтому даже при  $F_{\bar{g} min} = F_{I min}$  критическим всегда является сечение, расположенное ниже по потоку, т.е. сечение  $F_{\bar{g} min}$ . Следовательно, из-за уменьшения проходных сечений в месте размещения приборов (зондов, щупов и т.д.) в некоторых случаях (особенно при малых сечениях потока) может измениться характер течения, т.е. наблюдается существенное различие между измеренными и действительными параметрами.

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Схема установки дана на рис. 3.2. Движение потока воздуха внутри сопла происходит при создании с помощью вакуум-насоса разрежения за соплом. В расширяющейся части плоского сужающе-расширяющегося сопла устанавливаются попеременно трубки диаметром  $d_{mp} = 1,5; 4$  мм. Для измерения статического давления на поверхности трубки, обтекаемой потоком, в сечении, совпадавшем с осью сопла, имеется отверстие  $\phi = 0,3$  мм. Трубка с одной стороны запаяна, а с другой соединена с пьезометром измерения статического давления. Ввиду малого диаметра трубки, измерение давления в различных точках ее периметра осуществляется не через отдельные, а через одно и то же отверстие, но путем поворота трубки относительно ее оси. Угол поворота  $\theta'$  фиксируется стрелкой на лимбе, установленном на внешней стороне боковой стенки сопла. Отсчет угла  $\theta'$  производится от оси, совпадающей с осью сопла (рис. 3.1), т.е. при  $\theta' = 0^\circ$  отверстие направлено навстречу потоку и измеряемое статическое давление равно давлению торможения, поскольку скорость  $v_A$  в точке А равна 0.

В работе исследуется распределение давления по периметру трубки диаметром 4 мм при обтекании ее дозвуковым потоком, поскольку при

обтекания трубки диаметром 1,5 мм сверхзвуковым потоком скачок уплотнения перед трубкой создает большие трудности при расчете распределения давления по ее периметру.

При обтекании трубки диаметром 4 мм в качестве параметров набегающего потока, соответствующих  $C_{\infty}$ ,  $p_{\infty}$ ,  $\rho_{\infty}$ , в формуле (3.1) используются параметры, соответствующие сечению, проходящему через точку 4 (см. рис. 3.2). Трубка диаметром 1,5 мм используется лишь для иллюстрации влияния диаметра трубки на характер течения в расширяющейся части сопла.

### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Установить в гнездо сопла трубку  $d_{mp} = 4$  мм.
2. При включенном вакуум-насосе, плавно открывая вентиль, вывести установку на дозвуковой режим обтекания трубки. Для этого необходимо, чтобы в сечении  $F_I$  поток был дозвуковым, т.е.  $p_2 > p_{кр} = 0,528 p_n$ , или  $\Delta p_2 = (p_n - p_2) < 0,472 p_n$ , что при  $p_n = 760$  мм рт.ст. соответствует  $\Delta p_2 < 360$  мм рт.ст.
3. Записать показания пьезометров, измеряющих статическое давление на оси сопла.
4. Установить трубку ( $d_{mp} = 4$  мм) в положение  $\theta = 0^\circ$  и измерить давление на ее поверхности. Поворачивая трубку относительно ее оси, при  $\theta = 15, 30, 45, 60, 75, 90, 105, 120, 135, 150, 165, 180^\circ$  записать показания пьезометра, измеряющего давление на поверхности трубки при соответствующих  $\theta$ .
5. Не включая установку и не изменяя положение вентиля, заменить трубку с  $d_{mp} = 4$  мм трубкой с  $d_{mp} = 1,5$  мм.
6. Записать показания пьезометров, измеряющих статическое давление на оси сопла.
7. Записать величину давления и температуру атмосферного воздуха.
8. Выключить установку, закрыть вентиль.

### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Статическое давление на оси сопла

$$p_i = p_n - \frac{\gamma h_i}{10^4} \text{ бар,}$$

где  $p_n$  - атмосферное давление, бар;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$  ;

$h_i$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре статического давления, м

2. Давление на поверхности трубки ( $d_{mp} = 4\text{ мм}$ )

$$p_0 = p_n - \frac{\gamma h_0}{10^5} \text{ бар,}$$

где  $h_0$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре, соединенном с трубкой ( $d = 4\text{ мм}$ ).

3. Параметры торможения набегающего дозвукового потока, соответствующие проходящему через точку 4 ( $d_{mp} = 4\text{ мм}$ ),

$$p_4^* = p_n \quad \text{н/м}^2; \quad T_4^* = T_n \quad \text{К}.$$

4. Скорость  $C_4$  и плотность  $\rho_4$  набегающего потока  $C_4 = a_{\text{кр}} \lambda_4 = 18,3 \sqrt{T_n} \cdot \lambda_4$  м/сек,  $\rho_4 = \varepsilon_4 \rho_4^*$  кг/м<sup>3</sup>,

где  $\lambda_4$  и  $\varepsilon_4$  находятся из таблиц ТДФ по газодинамической функции

$$\pi_4 (\pi_4 = \frac{p_4}{p_4^*}) \text{ при } K = 1,4, \quad \text{а } \rho_4^* = \frac{p_4^*}{RT_n} \text{ кг/м}^3$$

Здесь  $p_n$  выражается в н/м<sup>2</sup>,  $T_n$  - в К,  $R = 287$  Дж/кг·град.

5. Распределение давления на поверхности трубки ( $d_{mp} = 4\text{ мм}$ ) в случае обтекания ее потенциальным потоком

$$p_0 = p_n + \frac{\rho_4 C_4^2 (1 - 4 \sin^2 \theta)}{10^5} \text{ бар.}$$

Здесь  $p_n$  выражается в барах,  $\rho$  - в кг/м<sup>3</sup>,  $C_4$  - в м/сек.

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Графики распределения давления по периметру трубки ( $d_{mp} = 4\text{ мм}$ ) при обтекании ее дозвуковым реальным и потенциальным потоком воздуха.
3. Графики изменения статического давления вдоль оси сопла для случаев  $d_{mp} = 1,5; 4\text{ мм}$ .
4. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему при обтекании круглого цилиндра идеальным потоком газа происходит изменение статического давления на его поверхности?
2. При каком положении угла  $\theta$  измеряемое давление равно давлению торможения на поверхности трубки?

3. Начертите график распределения давления по периметру трубки ( $d = 4$  мм) при обтекании ее дозвуковым реальным и идеальным потоком воздуха.
4. Объясните различие в эпюрах распределения давления по периметру трубки при обтекании ее дозвуковым потоком идеального и реального газа.
5. Объясните влияние величины диаметра обтекаемой трубки на характер течения воздуха в расширяющейся части сопла Лавала.
6. Начертите графики изменения статического давления вдоль оси сопла для случаев  $d_{mp} = 1,5; 4$  мм.
7. Начертите графики изменения давления торможения вдоль оси сопла для случаев  $d_{mp} = 1,5; 4$  мм. Что является определяющим в изменении давления торможения вдоль оси сопла с реальным потоком?

#### Работа №4

#### ТЕЧЕНИЕ ВОЗДУХА В ВИХРЕВОЙ ТРУБЕ

Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы: опытное определение характеристик вихревой трубы.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Одним из способов получения холода является вихревой эффект. Он заключается в разделении однофазного по температуре потока на холодные и горячие слои под влиянием вязкости. Вихревой эффект реализуется в вихревой трубе, схема которой приведена на рис. 4.1. Вихревая

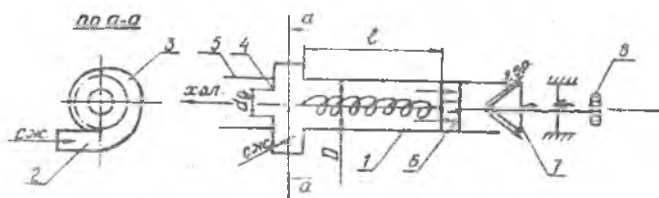


Рис.4.1. Схема вихревой трубы

труба представляет собой гладкую цилиндрическую трубу с улиткой I, в которой и образуется пространственный вихрь воздушного потока, вращающегося вокруг конического расположенного сопла 2.



Левая сторона входной улитки закрыта диафрагмой 4, центральное отверстие которой имеет диаметр  $d_g$ . Воздух, проходящий через отверстие диафрагмы, отводится через трубку 5.

В противоположном конце вихревой трубки 6 на некотором расстоянии  $l$  от входной улитки установлена крестовина 3, после прохождения через которую поток становится осевым. За крестовиной находится дроссель 7, управляемый винтом 8.

Воздух, засасываемый из атмосферы при помощи вакуум-насоса, который подсоединен одновременно к обоим концам трубы, проходит через тангенциально расположенное входное отверстие и закручивается в вихрь, в ядре которого создается пониженное давление.

Регулируя проходное сечение трубки 3 дросселем 7, можно добиться такого положения, когда засасываемый воздух будет вытекать через оба конца вихревой трубы. При этом оказывается, что температура торможения потока, вытекающего через диафрагму, значительно ниже, а температура торможения потока, выходящего через дроссель, выше температуры торможения засасываемого потока. При соответствующем дросселировании можно получить небольшой поток значительно охлажденного воздуха. Увеличение холодного потока уменьшает степень его охлаждения. Вихревой эффект возникает при наличии вязкости в поле с высокими градиентами скорости, давления и температуры, по радиусу закрученного потока между струйками имеет место интенсивный обмен кинетической и тепловой энергией. В итоге в потоке, выходящем через диафрагму, температура торможения более низкая чем в потоке, попадающем в вихревую трубу I.

Как показывает опыт, вихревой эффект зависит от температуры засасываемого воздуха и степени расширения его в улитке

$$\pi = \frac{p_n}{p_x}, \quad (4.1)$$

где  $p_n$  - давление засасываемого воздуха, равное атмосферному;

$p_x$  - давление воздуха, вытекающего через отверстие диафрагмы.

Кроме того, на эффективность охлаждения потока в вихревой трубе оказывает влияние соотношение площади поперечного сечения трубы, отверстия диафрагмы и площади входа, а также длина  $l$  вихревой зоны, которая, в свою очередь, зависит от диаметра трубы.

В дальнейшем воздух, выходящий из центрального отверстия диафрагмы, будем называть холодным, а воздух, вытекающий из вихревой трубы, горячим.

Для оценки эффекта охлаждения используют критерий температурной эффективности, равный

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_x^*}{\Delta T_{\text{из}}^*}, \quad (4.2)$$

где  $\Delta T_x^* = T_H - T_x^*$  - температурный эффект охлаждения потока;

$T_x^*$  - температура торможения холодного потока;

$T_H$  - температура втекающего атмосферного воздуха.

Температурный эффект охлаждения при изэнтропическом расширении потока от  $p_H$  до  $p_x$

$$\Delta T_{\text{из}}^* = T_H \left[ 1 - \left( \frac{p_x}{p_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (4.3)$$

где  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$  - показатель изэнтропного процесса (для воздуха при

$\kappa = 1,4$ ).

На основании закона сохранения энергии можно записать

$$G_x c_p T_x^* + G_r c_p T_r^* = G c_p T_H, \quad (4.4)$$

где  $c_p$  - теплоёмкость воздуха при постоянном давлении;

$G_x$  - количество холодного воздуха;  $G_r$  - количество горячего воздуха;  $T_r^*$  и  $T_x^*$  - температуры торможения холодного и горячего воздуха;  $G$  - количество втекающего воздуха.

Кроме того, имеем

$$G = G_x + G_r. \quad (4.5)$$

Приняв, что  $c_p$  не зависит от температуры, и обозначив отношение

$$\mu = \frac{G_x}{G}, \quad (4.6)$$

получим

$$\mu = \frac{T_r^* - T_H}{T_r^* - T_x^*}. \quad (4.7)$$

Таким образом, измеряя температуру горячего и холодного потока, по формуле (4.7) можно определить величину  $\mu$ , а измеряя полный расход втекающего воздуха, по формулам (4.6) и (4.5)  $V$  - количество холодного и горячего воздуха.

Основными характеристиками вихревой трубы являются:

1. Зависимость эффекта охлаждения  $\Delta T_x^*$  от относительного расхода холодного потока  $\mu$

$$\Delta T_x^* = \varphi(\mu).$$

2. Зависимость отношения  $\frac{Q_x}{Q}$  от относительного расхода холодного потока  $\mu$

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{G_x C_p \Delta T_x^*}{G C_p \Delta T_x^*} = \mu \Delta T_x^* = f(\mu), \quad (4.8)$$

где  $Q_x$  - количество тепла, отобранного от холодного потока;

$Q$  - количество тепла засасываемого воздуха.

Эту характеристику принято называть холодопроизводительностью вихревой трубы. Приведенные зависимости снимаются при определенной степени расширения  $\mu$  и при температуре  $T_H$  на входе.

### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Конструкция вихревой трубы показана на рис. 4.2. Под действием

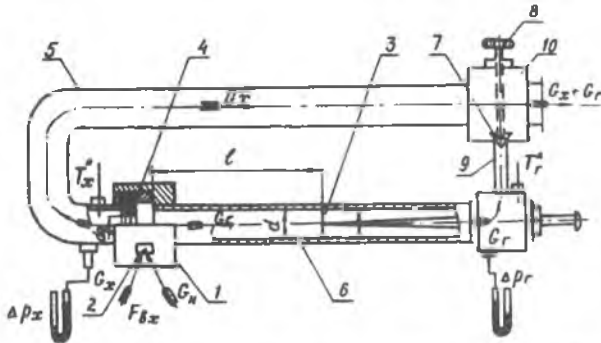


Рис. 4.2. Схема установки с вихревой трубой

разрежения, создаваемого вакуум-насосом, воздух из атмосферы через прямоугольное отверстие 2 поступает в спиральный канал улитки I, где приобретает вращательное движение, приводящее к разделению воздуха на холодную и горячую составляющие. Из улитки воздух движется в двух направлениях: вправо (по трубе 6) движется горячий воздух, влево ( в трубу 5) диафрагма 4 пропускает только центральные холодные слои его. Эти потоки воздуха поступают в смеситель 10, откуда отсасываются вакуум-насосом. Для изменения соотношения между  $G_r$  и  $G_x$  на выходе из горячей трубы 6 установлен дроссель 7. При полностью закрытом дросселе 7 весь воздух (холодный и горячий) поступает в трубу 5. После смешения он приобретает первоначальную температуру  $T_H$ . В горячей трубе 6 установлена крестовина 3, перемещающая ко-

торуку штоком 5, можно изменить расстояние  $l$  крестовины от спирального канала, что вызывает изменение эффективности вихревой трубы. Давление в холодной и горячей трубах  $p_x$  и  $p_r$  замеряется ртутными пьезометрами, а температура  $T_x^*$  и  $T_r^*$  - ртутными термометрами.

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. После включения вакуум-насоса открыть входной вентиль установки настолько, чтобы перепад давления в горячей трубе был равен  $\Delta p_r = 500$  мм рт.ст.
2. Установить режим, для этого открыть дроссель 4 и повернуть его на 0,5 оборота. Выдержав режим в течение 5 мин, записать показания пьезометров и термометров.
3. Повернуть дроссель еще на 0,5 оборота. Выдержав режим в течение 5 мин, записать показания пьезометров и термометров.
4. Повторить работу, указанную п.3, для двух-трех других положений дросселя, соответствующих последовательному повороту его на 1 оборот.
5. Выключить установку, закрыть входной вентиль.

#### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Перепад температур торможения холодного и горячего потока:

$$\Delta T_x^* = T_H - T_x^* \quad \text{К};$$

$$\Delta T_r^* = T_r^* - T_H \quad \text{К}.$$

2. Относительная доля холодного потока

$$\mu = \frac{G_x}{G} = \frac{\Delta T_r^*}{\Delta T_x^* + \Delta T_r^*}.$$

3. Холодопроизводительность вихревой трубы

$$\frac{Q_x}{c_p G} = \mu \Delta T_x^* \quad \text{ккал/град/кг}.$$

4. Статическое давление холодного и горячего воздуха

$$p_x = p_H - \frac{\gamma h_x}{10^5} \quad \text{бар};$$

$$p_r = p_H - \frac{\gamma h_r}{10^5} \quad \text{бар},$$

где  $p_H$  - атмосферное давление, бар;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$ ; удельный вес

штути при  $t = 20^{\circ}\text{C}$  равен 132900 н/м;

$h_x, h_r$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре для измерения статического давления холодного и горячего потоков воздуха, м.

5. Степень расширения воздуха в улитке

$$\pi = \frac{p_n}{p_x}$$

6. Температурный эффект охлаждения при изоэнтروпическом расширении

$$\Delta T_{uz} = T_n \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] = T_n (1 - \pi^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}})$$

где  $T_{uz}$  - газодинамическая функция, определяемая из таблиц по функции  $\Pi = \frac{t}{\pi}$

7. Критерий температурной эффективности  $\eta = \frac{\Delta T_x^*}{\Delta T_{uz}}$

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол испытания.
2. Графики зависимостей

$$\Delta T_x^* = f(\mu); \quad \mu \Delta T_x^* = f(\mu)$$

3. Вычисление значений критерия  $\eta$  при  $(\Delta T_x^*)_{max}$
4. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дать определение статической  $T$  и температуры торможения  $T^*$ .
2. Какая температура (статическая  $T$  или температура торможения  $T^*$ ) измеряется с помощью термометра?
3. Как изменяется температура торможения  $T^*$  в поперечном сечении потока газа в прямолинейном канале, если теплообмен с окружающей средой отсутствует?
4. Как изменяется температура торможения  $T^*$  в поперечном сечении вихревого потока газа?
5. Причина возникновения неравномерности температуры торможения  $T^*$  в поперечном сечении вихря.
6. От чего зависит закономерность изменения температуры торможения  $T^*$  в поперечном сечении вихря?
7. Можно ли определять долю холодного потока  $\mu = \frac{G_x}{G_x + G_r}$ , не измеряя сами расходы газа  $G_x$  и  $G_r$ , а измеряя только их температуру  $T_x^*$  и  $T_r^*$ ? Какое уравнение используется при этом?

8. Начертить графики зависимостей  $\Delta t_x = f(\mu)$  и  $\mu \Delta t_x = f(\mu)$ . При каких  $\mu$  имеет место  $(\Delta t_x)_{max}$ .

9. Какова примерно величина КПД вихревой трубы? В чем заключается преимущество вихревого холодильника (в сравнении с другими)?

### Работа № 5

#### ТЕЧЕНИЕ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТРУБЕ С ТРЕНИЕМ И ПОДОГРЕВОМ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** исследование влияния трения на дозвуковой поток в цилиндрической трубе, а также определение коэффициента трения; исследование влияния подогрева на дозвуковой поток в цилиндрической трубе.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Рассмотрим сначала влияние трения на изменение параметров дозвукового потока в цилиндрической трубе. Будем считать, что теплообмен с окружающей средой отсутствует, т.е.  $Q_N = 0$ . Для создания в цилиндрической трубе установившегося движения вязкого газа требуется некоторая разность давлений  $(p_1 - p_2)$  на входе и выходе из трубы (рис.5.1).

Из уравнения Бернулли

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{d(C^2)}{2} + dL_{mp} = 0 \quad (5.1)$$

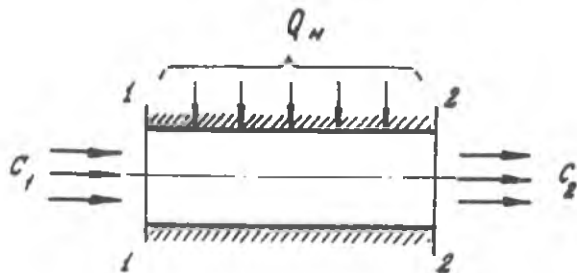


Рис.5.1. Схема течения газа в цилиндрической трубе с трением и нагревом

следует, что перепад давления  $(p_1 - p_2)$  на концах трубы затрачивается на ускорение потока и преодоление трения. Очевидно, что при одном и том же перепаде давления ускорение потока (и скорость  $C_2$  на выходе из трубы) имеет большую величину в случае отсутствия

трения, когда газ идеальный. Однако каким бы большим ни был перепад давления  $(p_1 - p_2)$ , дозвуковой поток в трубе постоянного диаметра при наличии трения и отсутствии теплообмена нельзя разогнать до скорости выше критической. При достаточно малом перепаде давления  $(p_1 - p_2)$ , если он равен перепаду  $\Delta p_{тр}$ , затрачиваемому только на преодоление трения, поток движется в трубе без ускорения, т.е. с постоянной скоростью.

Из уравнения теплоэнергии

$$dQ_H = d_i + \frac{d(c^2)}{2} \quad (5.2)$$

следует, что в трубе при отсутствии теплообмена с окружающей средой ( $dQ_H = 0$ ) ускоренно движущийся поток ( $dc > 0$ ) охлаждается ( $d_i < 0$ ). Таким образом, несмотря на наличие трения, при котором выделяется тепло, статическая температура  $T_2$  газа на выходе из трубы ниже начальной  $T_1$ . Это связано с затратой внутренней энергии газа на его ускорение. В частном случае движения вязкого газа в трубе с постоянной скоростью температура его не изменяется. Из уравнения (5.2) также следует, что в случае  $dQ_H = 0$  температура торможения газа не изменяется, т.е.  $T_1^* = T_2^*$ .

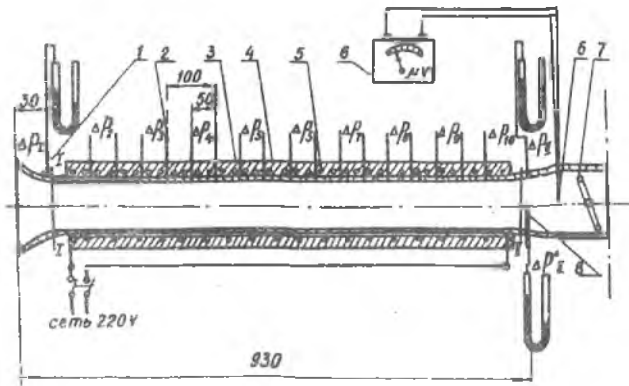


Рис. 5.2. Схема установки - цилиндрическая труба с трением и подогревом

Как видно из уравнения (5.1), при наличии трения ( $dL_{тр} > 0$ ) давление торможения в трубе без теплообмена с окружающей средой неизбежно уменьшается, т.е.  $p_2^* < p_1^*$ . Элементарную работу трения принято выражать в долях кинетической энергии потока по формуле

$$dL_{mp} = \xi_{nym} \frac{C^2}{2} \frac{d\ell}{d}, \quad (5.3)$$

где  $\xi_{nym}$  - коэффициент трения;  $d$  - диаметр трубы;  
 $d\ell$  - длина элементарного участка трубы.

Уравнение расхода для течения сжимаемого газа в трубе в дифференциальной форме имеет вид

$$d(\rho C F) = 0. \quad (5.4)$$

Из равенства (5.4) следует, что в трубе постоянного сечения ( $F = const$ ) ускорение потока связано с уменьшением плотности газа. Решая совместно уравнения (5.1), (5.2), (5.3), (5.4), для случая  $dQ_n = 0$  после интегрирования получим

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda_2^2} - \ln \frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2} = \frac{2k}{k+1} \xi_{nym} \frac{\ell}{d}. \quad (5.5)$$

По данной формуле (5.5) можно определить коэффициент трения  $\xi_{nym}$ . При этом газодинамические функции  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  находят по функциям  $\pi_1 = \frac{p_1}{p^*}$  и  $\pi_2 = \frac{p_2}{p^*}$ , рассчитанным по измеренным в опыте статическим ( $p_1, p_2$ ) и полным ( $p_1^*, p_2^*$ ) давлениям.

Следует иметь в виду, что в приведенных уравнениях параметры потока  $C, T, \rho, \mu$  предполагаются осредненными для сечения трубы. На самом же деле параметры газа в сечении трубы изменяются, особенно скорость газа  $C$ , которая изменяется от 0 у стенки до  $C_{max}$  на оси трубы. Замена переменных параметров в сечении средними постоянными позволит упростить решение задачи, но физическая сущность явлений при этом раскрывается не полно.

Вторую часть данной работы составляет исследование влияния подогрева на течение вязкого газа в цилиндрической трубе.

Труба постоянного диаметра, в которой происходит движение газа с подогревом, называется тепловым соплом. В тепловых соплах при перепадах давления ( $p_1, p_2$ ) дозвуковой поток при подводе тепла ( $dQ_n > 0$ ) ускоряется, плотность газа уменьшается. Подвод тепла в случае дозвукового потока вызывает увеличение статической температуры и температуры торможения по длине трубы в направлении потока. Наличие необратимого процесса перехода тепловой энергии в кинетическую вызывает уменьшение давления торможения по длине трубы. Уменьшение давления торможения в тепловом сопле называется тепловым сопротивлением. Интересно отметить, что увеличение температуры газа при подводе тепла вызывает большее уменьшение плотности ( $\rho$  обратно пропорциональна первой степени температуры), чем увеличение скоро-



сти ( $C$  пропорциональна корню квадратному из температуры). В результате, как видно из уравнения расхода (5.4), расход газа через трубу с подводом тепла уменьшается. Таким образом, подвод тепла к газу, текущему в трубе под действием разности давлений  $(P_1 - P_2)$ , вызывает увеличение скорости  $C$  и уменьшение плотности  $\rho$  и давления торможения  $\rho^*$  (аналогично течению воздуха в цилиндрической трубе при наличии трения).

### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Схема установки дана на рис. 5.2. Атмосферный воздух из помещения просасывается через трубу вакуум-насосами. Установка для исследования течения вязкого газа с подогревом состоит из трубы с внутренним диаметром  $d = 9$  мм, длиной  $l = 930$  мм, входного патрубка 1, диффузора с дросселем 7, трубки для измерения давления торможения на выходе из трубы 8 с координатником, позволяющим перемещать трубку вдоль радиуса выходного сечения трубы, термопары (хромель-капелевой) с милливольтметром 6, асбестовой тепло-электронизоляции 4, кожуха 3, электроспирали 5 для нагревания воздуха в трубе. Изменение перепада давления в трубе осуществляется дросселем 7. Трубки 2 измерения статического давления вдоль трубы соединены с пьезометрами. Давление торможения на выходе из трубы принимается равным среднеарифметическому давлению, замеренному трубкой 8 в трех точках - у стенки, посередине радиуса и на оси трубы. Вначале производится опыт по влиянию трения на характер течения воздуха в трубе без подогрева. Затем включается электроспираль и производится опыт с подогревом. При этом, в целях предупреждения распайки трубок 2, не следует повышать температуру выше  $t = 120^\circ\text{C}$  (соответствует  $3,7\text{ мВ}$  на шкале милливольтметра). Следовательно, нельзя закрывать дроссель 7 при включенной электроспирали.

На рис. 5.3 дан тарировочный график термопары, снятый при температуре  $t_x = 0^\circ\text{C}$ .

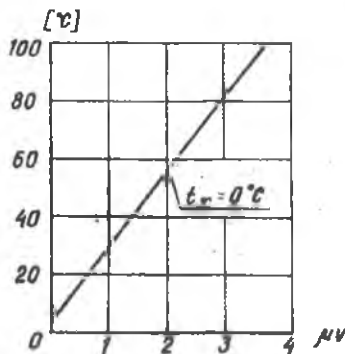


Рис. 5.3. Тарировочный график термопары

### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. При включенном вакуум-насосе отирыть полностью дроссель установки.
2. Записать показания всех пьезометров статического давления вдоль оси трубы.
3. Переключая трубку полного давления на выходе из трубы вращением винта координатника, измерить это давление в трех точках: у стенки, посередине радиуса и на оси трубы.
4. Не изменяя положение дросселя, включить электроспираль и сделать выдержку в 10-15 мин, при этом необходимо следить за тем, чтобы нагрев не превысил  $4 \mu V$  по шкале милливольтметра.
5. Записать показания всех пьезометров статического давления и показания милливольтметра.
6. Измерить давление торможения на выходе из трубы в трех точках (как в п.3).
7. Выключить электроспираль и через три минуты закрыть дроссель установки.

### РАБОЧИЕ ФОРМУЛЫ

1. Статическое давление вдоль оси трубы

$$p_n = \frac{\gamma h_s}{10^5} \quad \text{бар,}$$

где  $p_n$  - атмосферное давление, бар ;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$  ;

$h$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре статического давления, м

2. Давление торможения на выходе из трубы

$$p_{т.с}^* = p_n - \frac{\gamma h_{т.с}}{10^5} \quad \text{бар,}$$

$$p_{т.ср}^* = \frac{\sum_{i=1}^3 p_{т.с}^*}{3} \quad \text{бар,}$$

где  $h_{т.с}^*$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков ртути в пьезометре для измерения давления торможения в сечении трубы П.

3. Газодинамические функции на выходе из трубы

$$\pi_{т.с} = \frac{p_{т.с}^*}{(\rho_{т.с})_{ср}}$$

Определяются по таблицам ГДФ при  $K=1,4$ . Давление  $p_2$  соответствует  $p_{10}$ .

4. Газодинамические функции на входе в трубу

$$\pi_I = \frac{p_I}{p_I^*} = \frac{p_I}{p_H}$$

Определяются по таблицам ГДФ при  $K=1,4$ . Давление  $p_I$  соответствует  $p_I$ , а  $p_I^* = p_H$ .

5. Коэффициент трения  $\zeta_{\text{нум}}$  находится по формуле

$$\frac{1}{\lambda_I^2} - \frac{1}{\lambda_H^2} = \zeta_{\text{н}} \frac{\lambda_H^2}{\lambda_I^2} = \frac{2}{K+1} \zeta_{\text{нум}} \frac{l}{d^5},$$

где  $l = 930$  мм;  $d = 9$  мм;  $K = 1,4$ .

6. Температура торможения на выходе из трубы при наличии подогрева

$$T_H^* = (t + t_H) + 273 \text{ К},$$

где  $t$  определяется по тарировочному графику, построенному при  $t_x = 0^\circ\text{C}$  (рис. 5.3);  $t_H$  - температура атмосферного воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

7. Скорость воздуха на выходе из трубы

$$C_H = \lambda_H \sigma_{K=1,4} = \lambda_H \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_H^*} \quad \text{м/сек},$$

где  $K = 1,4$ ;  $R = 287$  дж/кг.град.;  $\lambda_H$  определяется по таблице ГДФ по  $\pi_H$ .

8. Расход воздуха через трубу

$$m_{\text{сек}} = 0,04037 F_{K=1,4} \frac{p_H^*}{\sqrt{T_H^*}} = 0,04037 F_I g_I \frac{p_H}{\sqrt{T_H}} \quad \text{кг/сек},$$

где  $F_I = \frac{\pi d^2}{4} = 0,636 \text{ см}^2$ ,  $p_H$  выражается в  $\text{н/м}^2$ ,

функция  $g_I$  находится из таблиц ГДФ по функции  $\pi_I$  при  $K = 1,4$ .

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Графики распределения статического давления по длине трубы без подогрева и с подогревом.
3. Вычисление коэффициента трения в расхода воздуха для случаев без подогрева и с подогревом и сравнение их между собой.
4. Выводы по работе.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как изменяется скорость движения малосжимаемой жидкости вдоль оси цилиндрической трубы под воздействием перепада давления?
2. В каком случае движение дозвукового потока газа вдоль цилиндрической трубы под воздействием перепада давления происходит с ускорением и в каком случае с постоянной скоростью?
3. Может ли беспредельно увеличиваться скорость на выходе из цилиндрической трубы с увеличением перепада давления  $\Delta p = p_1 - p_2$  на ее концах?
4. Изменяется ли скорость движения идеального газа вдоль оси цилиндрической трубы при том же перепаде давления  $\Delta p$  ?
5. Начертите графики изменения статических и заторможенных параметров вдоль оси цилиндрической трубы при движении дозвукового потока реального газа?
6. Начертите графики изменения статических параметров и параметров торможения вдоль оси цилиндрической трубы при движении дозвукового потока газа с подогревом.
7. Как измеряются температура и давление торможения газа на выходе из цилиндрической трубы?
8. Каково влияние подогрева на расход газа через цилиндрическую трубу?

### Работа № 6

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ПЛАСТИНЕ

**Ц Е Л Ь Р А Б О Т Ы:** опытное определение эпюры скорости, числа  $Re$ , толщины пограничного слоя и толщины вытеснения при обтекании пластины изогradientным воздушным потоком; сравнение опытной и расчетной толщины пограничного слоя; получение опытной зависимости изменения толщины пограничного слоя по длине пластины.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

При обтекании твердого тела вязким газом в тонком слое его, примыкающем непосредственно к поверхности обтекаемого тела, проявляется повышенное влияние сил вязкости. В этом слое, называемом пограничным, скорость плавно изменяется от скорости внешнего потока  $U$  до скорости, равной нулю на поверхности обтекаемого тела (рис.6.1).

Исследование процесса обтекания твердого тела вязким газом можно проводить двумя методами: интегрирования дифференциальных уравнений для вязкого газа по всей области течения, включающей и поверхностный слой обтекаемого тела; разделения потока на зону изосэнтропного ядра (внешний поток) и зону пограничного слоя, где имеет место повышенное влияние вязкости. Второй метод более простой (особенно для сжимаемого газа), он чаще применяется в инженерной практике.

В пограничном слое велики градиенты скорости  $\frac{\partial c}{\partial y}$ , поэтому велико и напряжение трения  $\tau = \nu \frac{\partial c}{\partial y}$ . Движение газа в пограничном слое может быть ламинарным (слоистым) или турбулентным. От характера движения зависит и сопротивление тел - в турбулентном пограничном слое сопротивление трения большее. При расчете сопротивления тел, обтекаемых вязким газом, необходимо знать ряд параметров пограничного слоя: толщину  $\delta$ , число  $Re$ , толщину вытеснения  $\delta^*$ . Поскольку скорость у внешней границы пограничного слоя изменяется незначительно, во избежание существенных ошибок при определении толщины пограничного слоя за его внешнюю границу принимают линию, проходящую через точки, в которых скорость составляет 99% от скорости внешнего потока (см. рис. 6.I). При обтекании пластины изогradientами ( $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ ;  $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ ) потоком газа (без учета сжимаемости,  $M < 0,3$ ) толщина пограничного слоя вычисляется по формулам:

для ламинарного пограничного слоя

$$\delta = 5,63 \left( \frac{\nu u}{u} \right)^{1/2} = 5,63 \frac{x}{Re_x^{1/2}}, \quad (6.I)$$

для турбулентного пограничного слоя

$$\delta = 0,211 \left( \frac{\nu u}{u} \right)^{4/5} x^{1/5} = 0,211 \frac{x}{Re_x^{1/5}}. \quad (6.2)$$

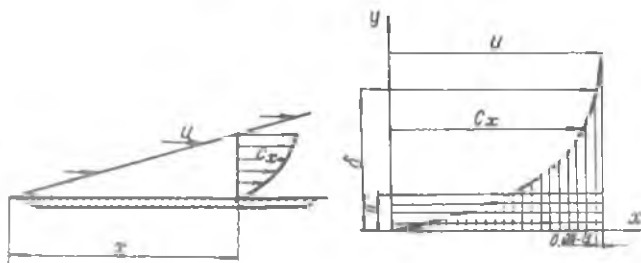


Рис. 6.I. Эпюра скорости в пограничном слое

В случае учета сжимаемости газа эти формулы дают существенную ошибку при определении  $\delta$ .

Здесь  $\nu = \frac{\mu}{\rho u}$  - кинематический коэффициент вязкости;

$x$  - расстояние рассматриваемого сечения от передней кромки пластины;  $u$  - скорость внешнего потока;  $Re_x = \frac{u x}{\nu}$  - число Рейнольдса. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu$  воздуха определяется из графика (см. рис. 6.2) в зависимости от статической температуры  $T_u$  внешнего потока, определяемой по формуле

$$T_u = T_u^* - \frac{u^2}{2070} \quad (6.3)$$

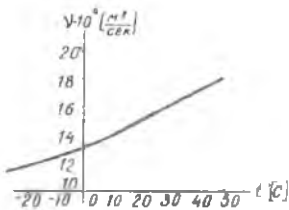


Рис. 6.2. График зависимости  $\nu = f(t^\circ C)$  для воздуха

$\delta^*$  (на рис. 6.1 отмечена горизонтальной штриховкой) площади под эпурой скорости (на рис. 6.1 отмечена вертикальной штриховкой), соответствующей уменьшению расхода через пограничный слой под влиянием вязкости. В несжимаемом газе толщина вытеснения определяется по формуле

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy \quad (6.4)$$

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Схема установки приведена на рис. 6.3. В трубе  $a$  прямоугольного сечения при помощи подставки  $b$  укреплена полированная стальная пластина  $c$ , на верхней плоскости которой измеряются параметры пограничного слоя. Передняя и задняя стенки трубы выполнены из плексигласа. Установка работает от вакуум-насоса, изменение скорости воздуха осуществляется методом дросселирования.

В сечениях 1, 2, 3 пластины при помощи ртутных пьезометров, соединенных трубками с отверстиями на поверхности пластины, измеряются

статическое давление  $p_s$ , и в этих же сечениях при помощи пере-  
двигаемых по нормали к пластине трех трубок и соединенных с ними

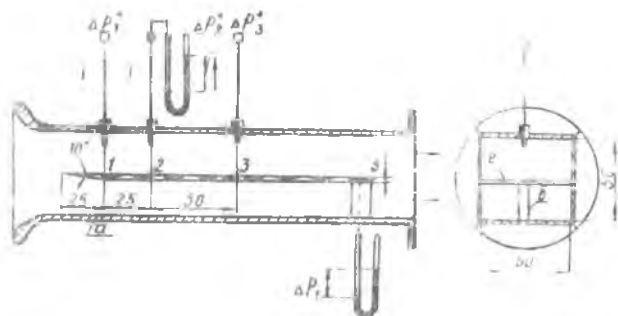


Рис. 6.3. Схема установки с обтеканием пластины  
дозвуковым потоком воздуха

водяных пьезометров измеряется давление торможения  $p_t^*$  в ограничен-  
ном слое. Трубки замера давления торможения передвигаются при помо-  
щи микрометрических винтов. Для создания изогradientного потока кан-  
нал над пластиной выполнен слегка расширяющимся.

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Плавно открывая вентиль на выходе из установки, привести ее  
в режим  $\Delta p_t = 30$  мм рт.ст. (это соответствует скорости в ядре по-  
тока над пластиной  $v = 70$  м/сек).

2. Записать показания трех пьезометров, измеряющих статические  
давления  $\Delta p_1$ ,  $\Delta p_2$ ,  $\Delta p_3$ . При этом трубки измерения давления  
торможения должны быть у стенки трубы.

3. Измерить давление торможения  $p_t^*$  поочередно каждой из трех  
трубок, установленных соответственно в различных точках сечений  
1, 2, 3. Измерения производить через каждые 0,5 мм, перемещая труб-  
ку микрометрическим винтом. Записать в протокол показания пьезо-  
метров.

4. Выключить установку, закрыть вентиль.

5. Записать по показаниям барометра и термометра давление  $p_a$  в  
окружающей среде и температуру  $t_m$ .

#### ДРУГИЕ ФОРМУЛЫ

1. Статическое давление в сечениях 1, 2, 3 (одинаковое в погра-  
ничном слое и его ядре в потоке)

$$p = p_u = p_n - \frac{\gamma h}{10^5} \text{ бар,}$$

где  $p_n$  - атмосферное давление, бар ;

$\gamma$  - удельный вес жидкости в пьезометре,  $\text{н/м}^3$  ;

$h$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков жидкости в пьезометре статического давления, м .

Удельный вес  $\gamma_{рт}$  ртути при  $t = 20^\circ\text{C}$  равен  $132900 \text{ н/м}^3$ .

Принять  $h$  равной среднеарифметической величине от  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  т.е.

$$h = \frac{h_1 + h_2 + h_3}{3} .$$

2. Давление торможения в сечениях I, II, III

$$p_i^* = p_n - \frac{\gamma h_i^*}{10^5} \text{ бар,}$$

где  $h_i^*$  - сумма высот отклонения от нулевого отсчета столбиков ртути в пьезометре давления торможения (индекс  $i$  обозначает номер точки замера давления торможения в каждом из сечений), м.

3. Газодинамическая функция  $\pi_i = \frac{p}{\rho U}$  .

Газодинамическая функция  $\lambda_i$  находится из таблиц по функции  $\pi_i$ .

4. Критическая скорость  $a_{кр} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_i^*}$  равна  $18,3 \sqrt{T_n}$  м/сек.

Здесь  $T_i^* = T_n = t_n + 273 \text{ К}$ ;  $t_n$  - температура торможения в пограничном слое,  $^\circ\text{C}$  ;  $R = 287 \text{ Дж/кг.град.}$

5. Скорость потока в пограничном слое

$$C_i = a_{кр} \lambda_i \text{ м/сек.}$$

Скорость внешнего потока

$$U = a_{кр} \lambda_U \text{ м/сек.}$$

Здесь  $T_U^* = T_i^* = T_n$  - температура торможения внешнего потока - определяется из таблиц по функции  $\pi_U = \frac{p}{\rho U} = \frac{p}{\rho_n}$  внешнего потока.

6. Статическая температура внешнего потока воздуха

$$T_U = T_U^* - \frac{U^2}{2010} = T_n - \frac{U^2}{2010} \text{ К .}$$

7. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu_{750}$  определяется по графику на рис. 6.2 в зависимости от температуры  $T_U$  при нормаль-



ном давлении (760 мм рт.ст.). Значение коэффициента  $V_u$  при давлении  $P_u$  внешнего потока можно определить по формуле

$$V_{P_u} = V_{760} \frac{P_u}{P_u} \quad , \text{ где } P_u \text{ бар.}$$

$$P_u = 1,0133 \text{ бар} = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

8. Число Рейнольдса  $Re_x = \frac{ux}{V_u}$  , где  $x$  выражается в м ,  
 $u$  - в м/сек;  $V_u$  - в м<sup>2</sup>/сек.

#### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Графики эпор скорости  $C_i = f(y)$  в сечениях 1,2,3.
2. Вычисление числа Рейнольдса  $Re_x$  , толщины пограничного слоя  $\delta$  и толщины вытеснения  $\delta^*$  в сечениях 1,2,3.
3. График зависимости  $\delta = f(x)$  . Сравнение опытных  $\delta$  с рассчитанными по формулам (6.1) или (6.2).
4. Выводы по работе.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется пограничным слоем?
2. Почему изменяется скорость движения реального газа по нормали к стенке канала?
3. Какие необходимо произвести измерения, чтобы определить скорость движения газа в пограничном слое?
4. Как определяется толщина пограничного слоя  $\delta$  в инженерной практике?
5. Дайте определение физической сущности толщины вытеснения слоя  $\delta^*$  ? Почему расчет пограничного слоя более удобно производить по параметру  $\delta^*$  ( по сравнению с  $\delta$  )?
6. Что называется градиентом скорости?
7. Начертите график изменения скорости движения реального и идеального газа по нормали к поверхности обтекаемой пластины.
8. Изменяется ли статическое давление газа по нормали к поверхности обтекаемой пластины?
9. Как и почему изменяется толщина пограничного слоя по длине обтекаемой пластины?

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Обозначения и единицы измерения.....	4

### ЧАСТЬ I. ГИДРАВЛИКА

Описание гидростенда ГС-2.....	6
Работа № 1. Измерение статического и полного давления и построение эпюры скорости в поперечном сечении неравномерного потока жидкости.....	9
Работа № 2. Движение жидкости в трубе переменного сечения.....	15
Работа № 3. Визуальное исследование режимов течения жидкости в круглой трубе и определение коэффициентов местных потерь....	19
Работа № 4. Определение коэффициентов местных сопротивлений.....	23
Работа № 5. Источники жидкости из отверстия и сопла (насадков).....	27

### ЧАСТЬ II. ГАЗОВАЯ ДИНАМИКА

Работа № 1. Течение воздуха в дозвуковом конфузоре и диффузоре.....	32
Работа № 2. Плоское сопло Лаваля на нерасчетном режиме.....	38
Работа № 3. Обтекание круглой трубки дозвуковым и сверхзвуковым потоком.....	43
Работа № 4. Течение воздуха в вихревой трубе.....	48
Работа № 5. Течение воздуха в цилиндрической трубе с трением и подогревом.....	54
Работа № 6. Определение пограничного слоя на пластине.....	60

## ГИДРОГАЗОДИНАМИКА

Лабораторный практикум

Редактор В.А.Грязнова

Техн.редактор Н.М.Каленки

Корректор Т.И.Щелоква

Подписано в печать 6.П.75 г. Объем 4,25 п.л.

Формат 60x84/16. Тираж 800 экз. Цена 23 коп.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева,

г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Ротапечать цех областной типографии им. Маяки,

г. Куйбышев, ул. Венцева, 60. Заказ № 2027