

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского
«Харьковский авиационный институт»

П. Г. Гакал, В. А. Шкабура, Ю. Г. Потехин, Д. В. Чайка

**ПОТЕРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ГАЗА
В КАНАЛАХ И СОПЛАХ**

Харьков 2014

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»

УДК 621.45.035:533.697.3/.4(076.5)

П 64

П. Г. Гакал, В. А. Шкабура, Ю. Г. Потехин, Д. В. Чайка

**ПОТЕРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ГАЗА
В КАНАЛАХ И СОПЛАХ**

Учебное пособие по лабораторному практикуму

Харьков 2014

УДК 621.45.035:533.697.3/4 (076.5)

П 64

Посібник включає лабораторні роботи з дисципліни «Гідрогазодинаміка». Описано дві теми: гідравлічний опір (шляховий та місцевий) при течії нестисливого газу в каналах і витрати механічної енергії при течії газу в надзвуковому соплі Лаваля. Наведено короткі теоретичні довідки, які необхідні при підготовці та виконанні лабораторних робіт.

Для студентів, що навчаються за напрямом підготовки «Енергетика і енергетичне машинобудування», «Авіаційні двигуни і енергетичні установки», «Технологія виробництва авіаційних двигунів».

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. А.І.Тарасов
д-р техн. наук, доц. А.О. Костіков

УДК 621.45.035:533.697.3/4 (076.5)

Гакал, П. Г.

П 64 Потери механической энергии при течении газа в каналах и соплах/[Текст]: учеб. пособие по лабораторному практикуму /П. Г. Гакал, В. А. Шкабура, Ю. Г. Потехин, Д. В. Чайка. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2014. – 40с.

Пособие содержит описание лабораторных работ по дисциплине «Гидрогазодинамика». Работы охватывают две темы: гидравлическое сопротивление (путевое и местное) при течении несжимаемого газа в каналах и потери механической энергии при течении газа в сверхзвуковом сопле Лаваля. Приведено краткие теоретические сведения, необходимые при подготовке и выполнении лабораторных работ.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки «Энергетика и энергетическое машиностроение», «Авиационные двигатели и энергетические установки», «Технология производства авиационных двигателей».

Ил. 4. Табл. 1. Библиогр.: 5 назв.

© ГАКАЛ П.Г., ШКАБУРА В.А.,
ПОТЕХИН Ю.Г., ЧАЙКА Д.В., 2014
© НАЦИОНАЛЬНЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н.Е. ЖУКОВСКОГО
«ХАРЬКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ», 2014
ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	7
2 ПУТЕВЫЕ ПОТЕРИ	10
2.1 Общие зависимости для определения путевых потерь в круглых трубах	11
2.1.1 Влияние формы сечения канала.....	12
2.1.2 Влияние шероховатости стенок.....	13
2.1.3 Зависимости для расчета коэффициента трения.....	15
2.2 Экспериментальное определение коэффициента.....	15
трения при движении воздуха в трубе.....	15
2.2.1 Экспериментальный участок.....	16
2.2.2 Порядок проведения эксперимента и обработки опытных данных.....	17
1.4 Контрольные вопросы	21
3. МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ.....	22
3.1 Соотношения для определенного коэффициента	23
местных гидравлических потерь.....	23
3.1.1 Внезапное расширение	23
3.1.2 Плавное расширение (диффузор)	23
3.1.3 Резкое сужение	25
3.1.4 Плавное сужение (конфузор)	25
3.1.5 Внезапный поворот.....	26
3.1.6 Плавный поворот	27
3.2 Экспериментальная оценка величины	27
местных гидравлических потерь.....	27
3.2.1 Экспериментальный участок.....	28
3.2.2 Порядок проведения опыта и обработки результатов.....	31
2.3 Контрольные вопросы	32
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	33

ВВЕДЕНИЕ

В результате выполнения лабораторной работы студенты должны закрепить умение определять потери давления при течении несжимаемой жидкости в трубопроводах и местных сопротивлениях. Для этого необходимо уметь описывать энергетический баланс при течении жидкости в каналах, рассчитывать и экспериментально определять потери давления в трубопроводах.

Отчет о выполнении лабораторной работы должен содержать:

- постановку задачи исследования;
- схему экспериментальной установки с указанием ее основных элементов;
- результаты измерения величин, необходимых для решения поставленной задачи;
- обработку результатов измерений с оценкой погрешности измерений и конечного результата;
- выводы.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Движение реальной жидкости в канале сопровождается необратимым переходом кинетической энергии направленного движения и энергии поверхностных сил в энергию теплового движения (внутреннюю энергию) вследствие проявления вязкости среды.

Выражение для уравнения энергии установившегося течения вязкой жидкости единичной массы, движущейся в энергоизолированном канале с непроницаемыми стенками на участке, ограниченном сечениями 1 и 2 имеет вид (см. рис. 1.1)

$$c_v T_1 + \frac{P_1}{\rho_1} + \alpha_1 \frac{w_{1cp}^2}{2} + gz_1 = c_v T_2 + \frac{P_2}{\rho_2} + \alpha_2 \frac{w_{2cp}^2}{2} + gz_2. \quad (1.1)$$

В данном уравнении $c_v T$, $\frac{P}{\rho}$, gz , $\frac{w_{cp}^2}{2}$ удельные значения энергии теплового движения (внутренней энергии), энергии поверхностных сил, энергии положения (потенциальная энергия) и кинетической энергии соот-

ветственно; $\alpha = \frac{A}{w_{cp}^3 A}$ - безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению канала.

Для ламинарного режима течения коэффициент Кориолиса равен 2, для турбулентного режима он лежит в диапазоне 1,0...1,1. При выполнении гидравлических расчетов коэффициент Кориолиса обычно принимают равным единице, тем самым пренебрегают неравномерностью распределения скорости по сечению канала, т.е. считают, что все струйки движутся с одной и той же средней скоростью.

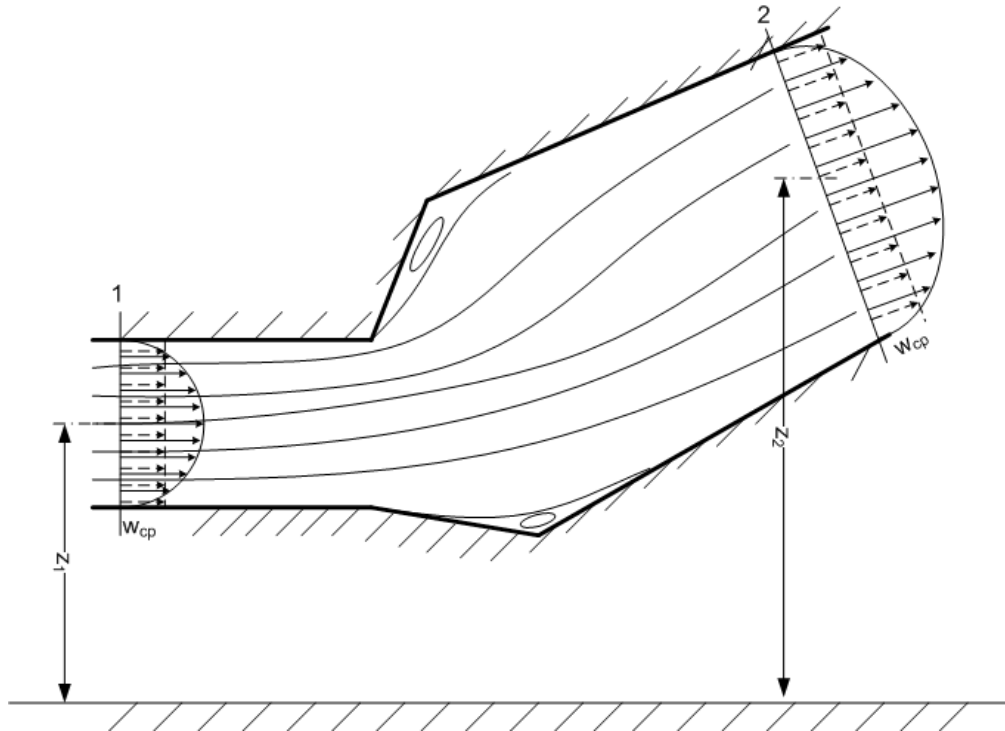


Рисунок 1.1 – К уравнению сохранения энергии (1.1) для энергоизолированного потока вязкой, несжимаемой жидкости.

Таким образом, для энергетически изолированного одномерного потока жидкости

$$c_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{w_{cp}^2}{2} + gz = \text{const.} \quad (1.2)$$

То есть, полная энергия энергоизолированного потока остается постоянной. Однако в процессе движения возможно преобразование одних видов энергии в другие. Так, кинетическая энергия направленного движения может переходить в энергию поверхностных сил. Возможен и обратный переход – энергии поверхностных сил в кинетическую энергию. В случае проявления вязкости, кинетическая энергия направленного движения переходит в энергию теплового движения (внутреннюю энергию). Однако обратный переход энергии теплового движения в другие виды энергии, за исключением некоторых процессов, характерных для движения сжимаемых сред, полностью исключен. На схеме ниже возможные процессы преобразования различных видов энергии изображены сплошными линиями, а невозможные – зачеркнутыми пунктирными.

$$c_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} + gz = \text{const}$$

Перепишем уравнение (1.2) для случая течения несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) в канале, ограниченном сечениями 1 и 2 (см. рис. 1.1) в следующем виде

$$c_v T_1 + \frac{1}{\rho} \left(p_1 + \frac{\rho w_{cp1}^2}{2} \right) + gz_1 = c_v T_2 + \frac{1}{\rho} \left(p_2 + \frac{\rho w_{cp2}^2}{2} \right) + gz_2, \quad (1.3)$$

или, учитывая, что $p + \frac{\rho w_{cp}^2}{2}$ есть не что иное, как полное давление для несжимаемой жидкости, уравнение (1.3) перезапишем следующим образом

$$c_v T_1 + \frac{p_1^0}{\rho} + gz_1 = c_v T_2 + \frac{p_2^0}{\rho} + gz_2, \quad (1.4)$$

где: $p_1^0 = p_1 + \frac{\rho w_{cp1}^2}{2}$ - полное давление в сечении 1;

$p_2^0 = p_2 + \frac{\rho w_{cp2}^2}{2}$ - полное давление в сечении 2.

Увеличение энергии теплового движения, в соответствии с уравнениями (1.3) и (1.4), равно

$$c_v T_2 - c_v T_1 = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{w_{cp1}^2 - w_{cp2}^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (1.5)$$

или

$$c_v T_2 - c_v T_1 = \frac{p_1^0 - p_2^0}{\rho} + g(z_1 - z_2) \quad (1.6)$$

В гидравлике указанное приращение внутренней энергии в результате проявления вязкости принято именовать гидравлическим сопротивлением или гидравлическими потерями.

В зависимости от причин их возникновения гидравлические потери делятся на путевые и местные. Путевые потери давления проявляются на некоторой длине канала с непроницаемыми стенками. Местные потери

обусловлены локальными изменениями формы, размеров проходного сечения канала, направления течения, которые вызывают деформацию потока.

В гидравлике гидравлические потери определяют в долях кинетической энергии потока, то есть, если обозначить приращение внутренней энергии как e_n , то

$$e_n = c_v T_2 - c_v T_1 = \xi_n \frac{w_{cp}^2}{2}, \quad (1.7)$$

где ξ_n - безразмерный коэффициент гидравлических потерь.

Гидравлические потери также могут быть оценены по величине падения давления

$$\Delta p_{тр} = e_n \rho = \xi_n \frac{\rho w_{cp}^2}{2}, \quad (1.8)$$

Значения ξ_n для различных типов гидросопротивлений приведены в соответствующих справочниках.

С учетом введенного понятия падения давления, уравнение (1.6) можно переписать в виде

$$\Delta p_{тр} = (p_1^0 - p_2^0) + \rho g(z_1 - z_2) \quad (1.9)$$

Величину $\rho g(z_1 - z_2)$, численное значение которой определяется высотным расположением сечений 1 и 2, в дальнейшем будем называть гидростатическим напором. Так как энергия положения (потенциальная энергия) определяется только положением канала в пространстве и не зависит от гидравлического сопротивления, то гидравлические потери в трубопроводах обуславливают уменьшение только полного давления (p^0).

2 ПУТЕВЫЕ ПОТЕРИ

Данный вид потерь проявляется на некоторой длине L канала с непроницаемыми стенками. Их физическая сущность может быть объяснена следующим образом. Вязкость жидкости обуславливает прилипание её частиц, соприкасающихся со стенками канала. В свою очередь они оказывают тормозящее воздействие на соседние слои, причем скорость движения среды по мере приближения к оси канала растет. Равнодействующая сил трения направлена против движения жидкости и для ее преодоления требуется потратить часть энергии потока (кинетическую энергию и энергию поверхностных сил).

Из закона сохранения массы ($m = \rho w A = \text{const}$) следует постоянство удельной кинетической энергии при движении несжимаемой среды в трубе с постоянной площадью проходного сечения. Тогда, согласно уравне-

нию (1.9), гидравлическое сопротивление приведет к уменьшению полного давления или, так как, кинетическая энергия не меняется, к уменьшению статического давления. Данное заключение справедливо только для течения несжимаемой жидкости в трубе постоянного проходного сечения.

2.1 Общие зависимости для определения путевых потерь в круглых трубах

Экспериментально доказано, что величина путевых потерь зависит от следующих факторов:

- диаметра трубы d и ее длины L ;
- физических свойств жидкости (плотности ρ и динамической вязкости μ);
- средней скорости движения жидкости в трубе w_{cp} ;
- средней высоты выступов шероховатости k на стенках трубы.

Согласно уравнению (1.8) гидравлические потери на трение определяются по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi_n \frac{\rho w_{cp}^2}{2}. \quad (2.1)$$

Для практики удобнее величину безразмерного коэффициента гидравлических потерь ξ_n связать с относительной длиной трубопровода L/d . Для этого через λ обозначим коэффициент путевых гидравлических потерь в трубе, длина которой равна ее диаметру. Тогда для всей трубы коэффициент путевых гидравлических потерь возрастет в L/d раз, т.е.

$\xi_n = \lambda \frac{L}{d}$. С учетом этого уравнение (2.1) примет вид формулы Дарси

$$\Delta p_{тр} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho w_{cp}^2}{2}. \quad (2.2)$$

Безразмерный коэффициент λ называется коэффициентом сопротивления трения или коэффициентом путевых потерь. Его физический смысл состоит в том, что он связывает касательные напряжения на стенке трубы со средним по сечению динамическим давлением.

Обработка многочисленных опытных данных показала, что величина коэффициента путевых потерь λ зависит от режима течения (ламинарный или турбулентный), т.е. является функцией числа Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu}, \quad (2.3)$$

где: ρ – плотность, кг/м³;
 w – скорость, м/с;
 d – определяющий размер, м;
 μ – динамическая вязкость, Па·с.

Для ламинарного режима течения теоретически выведена зависимость

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (2.4)$$

В инженерной практике данный ламинарный режим является основным при движении жидкостей с повышенной вязкостью (нефть, масла и др.)

Для турбулентного режима широкое распространение получила формула Блазиуса

$$\lambda = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}. \quad (2.5)$$

Из нее видно, что интенсивность снижения λ при турбулентном режиме меньше, чем при ламинарном.

Формулы (2.4) и (2.5) не учитывают шероховатость стенок, т.е. они справедливы только для случая так называемых гидравлически «гладких» каналов. В этом случае при прилипанию жидкости к стенке дальнейшее движение происходит с трением жидкости о жидкость, а не жидкости о стенку.

2.1.1 Влияние формы сечения канала

Для подачи жидкостей и газов на практике используются каналы различной формы поперечного сечения. Для учета этого фактора в расчетах используют понятие эквивалентного гидравлического диаметра (ЭГД). Эквивалентный гидравлический диаметр представляет собой отношение учетверенной площади поперечного сечения A к смачиваемому периметру Π . То есть, $d_g = \frac{4A}{\Pi}$.

Чем больше ЭГД, тем меньше при заданном поперечном сечении сопротивление движению. Поэтому гидравлически наиболее выгодной формой поперечного сечения канала является круг.

Из формулы Дарси, с использованием эквивалентного гидравлического диаметра, легко получить выражение для путевых гидравлических потерь давления

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_3} \cdot \frac{\rho w_{\text{ср}}^2}{2}, \quad (2.6)$$

которое пригодно для расчетов каналов любой формы. При этом, однако, необходимо учитывать, что величина λ является функцией не только числа Рейнольдса, но также и формы канала. Для ламинарного режима величина λ может быть определена по соотношению

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}_3}, \quad (2.7)$$

где A – коэффициент формы, численные значения которого меняются от 53 (равносторонний треугольник) до 96 (прямоугольник с отношением высоты B к ширине h , $\frac{B}{h} \rightarrow \infty$);

$\text{Re}_3 = \frac{w d_3}{\nu} = \frac{\rho w d_3}{\mu}$ – число Рейнольдса, в котором в качестве определяющего размера принят эквивалентный гидравлический диаметр d_3 .

При турбулентном движении жидкости коэффициент гидравлического трения в каналах некруглого поперечного сечения можно определять по формулам для круглых труб. При этом для сильно вытянутых прямоугольных каналов ошибка может достигать 20% с ростом отношения $\frac{B}{h}$ и отличие от соответствующего коэффициента для круглых труб при одинаковом d_3 , может достигать 20%.

2.1.2 Влияние шероховатости стенок

Многочисленные опыты указали на увеличение гидравлического сопротивления каналов с шероховатыми стенками.

Исследования Никурадзе, Френкеля, Варфоломеевой и др. показали, что при значительной шероховатости стенок гидравлические потери могут существенно превышать расчетные значения, полученные с помощью соотношений для гладких гидравлических каналов. Следовательно, наряду с числом Re величина λ зависит от высоты неровностей на поверхности канала. Влияние шероховатости учитывают отношением $\frac{k}{d}$, где k – средняя высота неровностей на поверхности стенки канала.

Шероховатость стенок определяется рядом факторов:

- материалом, из которого они изготовлены;
- характером и видом механической обработки поверхности канала;
- наличием на ней ржавчины, защитных покрытий, отложения осадков.

Проведенные Никурадзе опыты по выявлению зависимости $\lambda = f(Re, k/d)$ (см. рис. 2.1) позволили сделать следующие выводы:

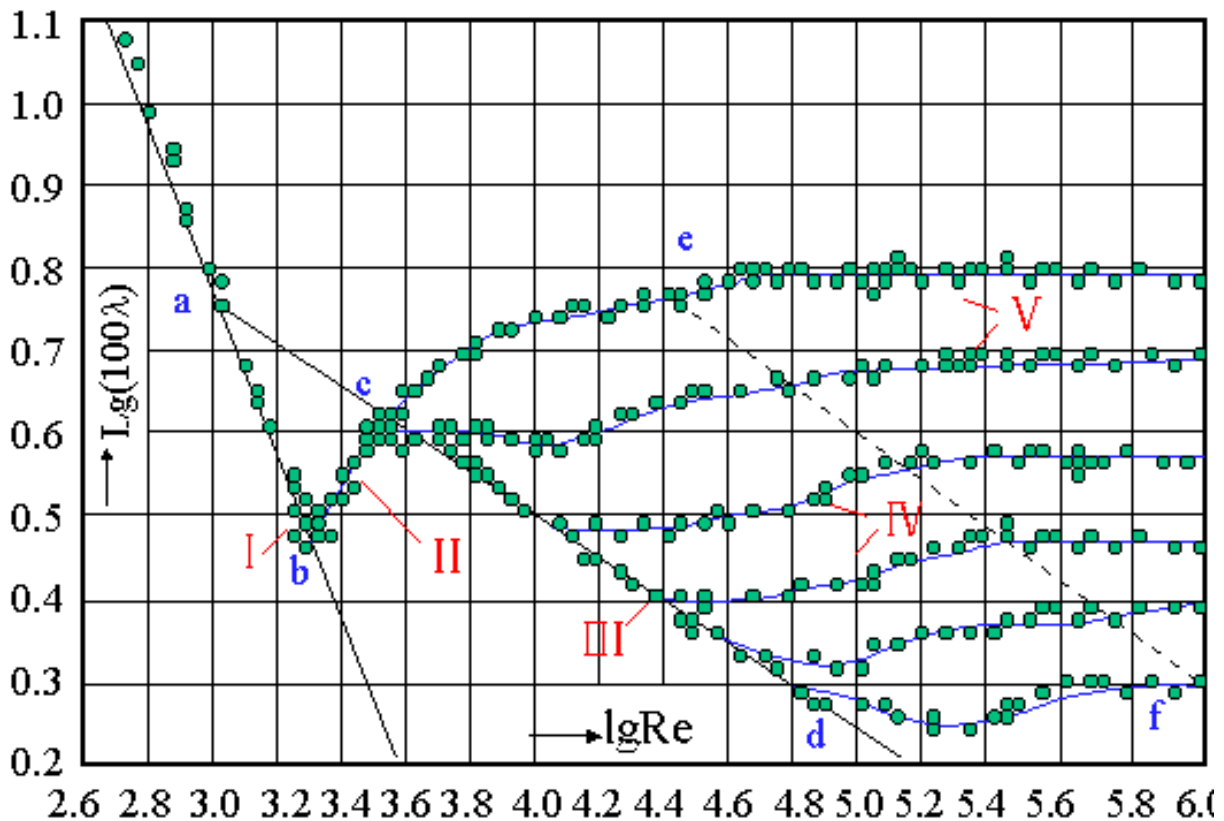


Рисунок 2.1 – Схема-график Никурадзе

1. При ламинарном режиме ($Re < 2500 \dots 2800$) все опытные точки независимо от размера шероховатости ложатся на прямую I, описываемую уравнением (2.4). Следовательно, при малых значениях Re жидкость обтекает неровности без образования вихрей вследствие преобладания вязких сил.

2. Область b-c, расположенная между линиями I и III, является зоной переходного режима. Здесь в движущейся жидкости периодически возникают отдельные области турбулентного режима. По этой причине данную область называют зоной перемежающейся турбулентности. Из-за смены структуры течения меняется величина потерь на трение.

3. Зону турбулентного режима, в диапазоне $Re = 3000 \dots 40000$ можно разбить на три области:

- первая область гидравлически гладких каналов представлена на графике кривой III, графически интерпретирующей уравнение (2.5);

- следующая область, лежащая правее кривой III носит название «область доквадратичного сопротивления шероховатых каналов». Здесь свойства поверхности оказывают влияние на сопротивление, выражаю-

щееся в росте λ , причем, чем меньше шероховатость, тем при больших значениях Re начинается это отклонение;

- в «автомодельной» области (область лежащая правее линии e-f) λ не зависит от числа Re , а определяется величиной относительной шероховатости.

Экспериментально обнаружено, что даже при одинаковой абсолютной шероховатости каналы из разного материала могут иметь различные значения λ в зависимости от формы выступов, густоты и характера их расположения и т.д. Оценить влияние этих факторов непосредственными измерениями практически невозможно. Поэтому в гидравлике введено понятие об эквивалентной равнозернистой шероховатости $k_{\text{э}}$. Ее значения для конкретных материалов находятся по результатам гидравлических испытаний трубопроводов и приведены в справочниках.

2.1.3 Зависимости для расчета коэффициента трения

Резюмируя вышесказанное, можно выделить расчетные области определения λ на основании безразмерных комплексов Re и $Re \frac{k_{\text{э}}}{d}$:

1 зона - ламинарное течение

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad Re < 2500 \dots 2800; \quad (2.8a)$$

2 зона - течение без проявления шероховатости (гидравлически гладкие каналы)

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \quad Re \geq 2800 \text{ и } Re \frac{k_{\text{э}}}{d} < 10 \quad (2.8б)$$

3 зона - переходная зона, зависит как от числа Рейнольдса, так и от относительной шероховатости. Используется формула А.Д. Альтшуля.

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}, \quad 10 \leq Re \frac{k_{\text{э}}}{d} < 500 \quad (2.8в)$$

4 зона - автомодельная область, влияние шероховатости учитывается с помощью соотношения Шифринсона.

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} \right)^{0.25}, \quad Re \frac{k_{\text{э}}}{d} \geq 500. \quad (2.8г)$$

2.2 Экспериментальное определение коэффициента путевых потерь при движении воздуха в трубе

Цель работы – изучить течение реальных жидкостей в цилиндрическом канале, оценить величину коэффициента трения на различных режимах движения потока, получить навыки в проведении экспериментальных исследований.

Экспериментальное значение величины $\lambda_{\text{оп}}$ при движении несжимаемой среды в канале постоянного сечения будем определять по зависимости (2.2)

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\frac{\rho w_{\text{ср}}^2}{2}} \cdot \frac{d}{L} = \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{p_{\text{дин.ср}}} \cdot \frac{d}{L}, \quad (2.9)$$

где $\Delta p_{\text{тр}} = (p_1^0 - p_2^0) + \rho g(z_1 - z_2)$ - гидравлические потери на трение на участке трубы длиной L в результате вязкого трения, Па;

$p_{\text{дин.ср}} = \frac{\rho w_{\text{ср}}^2}{2}$ - средний динамический напор, Па.

Так как рассматривается течение несжимаемой жидкости, то $\rho = \text{const}$ и, с учетом постоянства площади проходного сечения, из закона сохранения массы следует равенство скоростей и динамических напоров в сечениях 1 и 2. То есть, $\frac{\rho w_{\text{ср1}}^2}{2} = \frac{\rho w_{\text{ср2}}^2}{2}$. Таким образом, ввиду равенства динамических напоров, разность полных давлений можно заменить разностью статических давлений в сечениях 1 и 2. В результате получим

$$\Delta p_{\text{тр}} = (p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) = \Delta p_{1-2} + \rho g(z_1 - z_2). \quad (2.10)$$

Таким образом, для опытного определения коэффициента трения, необходимо измерить средний динамический напор потока

$p_{\text{дин.ср}} = \frac{\rho w_{\text{ср}}^2}{2}$, разность статических давлений в сечениях 1 и 2 ($p_1 - p_2$),

а также определить гидростатический напор $\rho g(z_1 - z_2)$, определяемый высотным расположением сечений 1 и 2.

2.2.1 Экспериментальный участок

Экспериментальный участок изображен на рис. 2.2. Экспериментальный участок представляет собой вертикально установленный трубопровод с внутренним диаметром 24 мм. В нижнюю часть трубы насосом подается воздух.

В точках 1÷4 в боковой стенке трубопровода имеются дренажные отверстия для отбора статического давления. На выходе из трубы (точка 4), наряду со статическим давлением, также измеряется и полное давление. Для этого используется трубка Пито, приемное отверстие которой располагается на оси канала. Разность между полным давлением и статическим давлением в точке 4 равна динамическому напору. Так как трубка Пито установлена по центру канала, то она измеряет максимальный динамический напор $p_{\text{дин}}^{\text{max}}$. Для измерения динамического напора $p_{\text{дин}}^{\text{max}}$, а также перепадов давления: $h_{1-2}^{\text{эксп}}$, $h_{1-3}^{\text{эксп}}$ и $h_{1-4}^{\text{эксп}}$ используются U-образные водяные манометры. Для измерения давления и температуры окружающей среды используются барометр и термометр, установленные в лаборатории. Расход воздуха в трубопроводе регулируется перепускным клапаном, установленным на входе в канал.

2.2.2 Порядок проведения эксперимента и обработки опытных данных

Проведение эксперимента и обработку полученных данных производят в следующей последовательности.

1. Произвести измерения параметров окружающей среды: давления P_a и температуры t_a , где P_a , t_a - давление и температура окружающей среды соответственно.

2. Включить установку. Убедиться, что при движении вязкого газа в трубе статическое давление уменьшается по мере удаления от начала трубы и в месте измерения динамического напора потока (точка 4) практически совпадает с атмосферным давлением.

3. С помощью перепускного клапана установить режим течения воздуха.

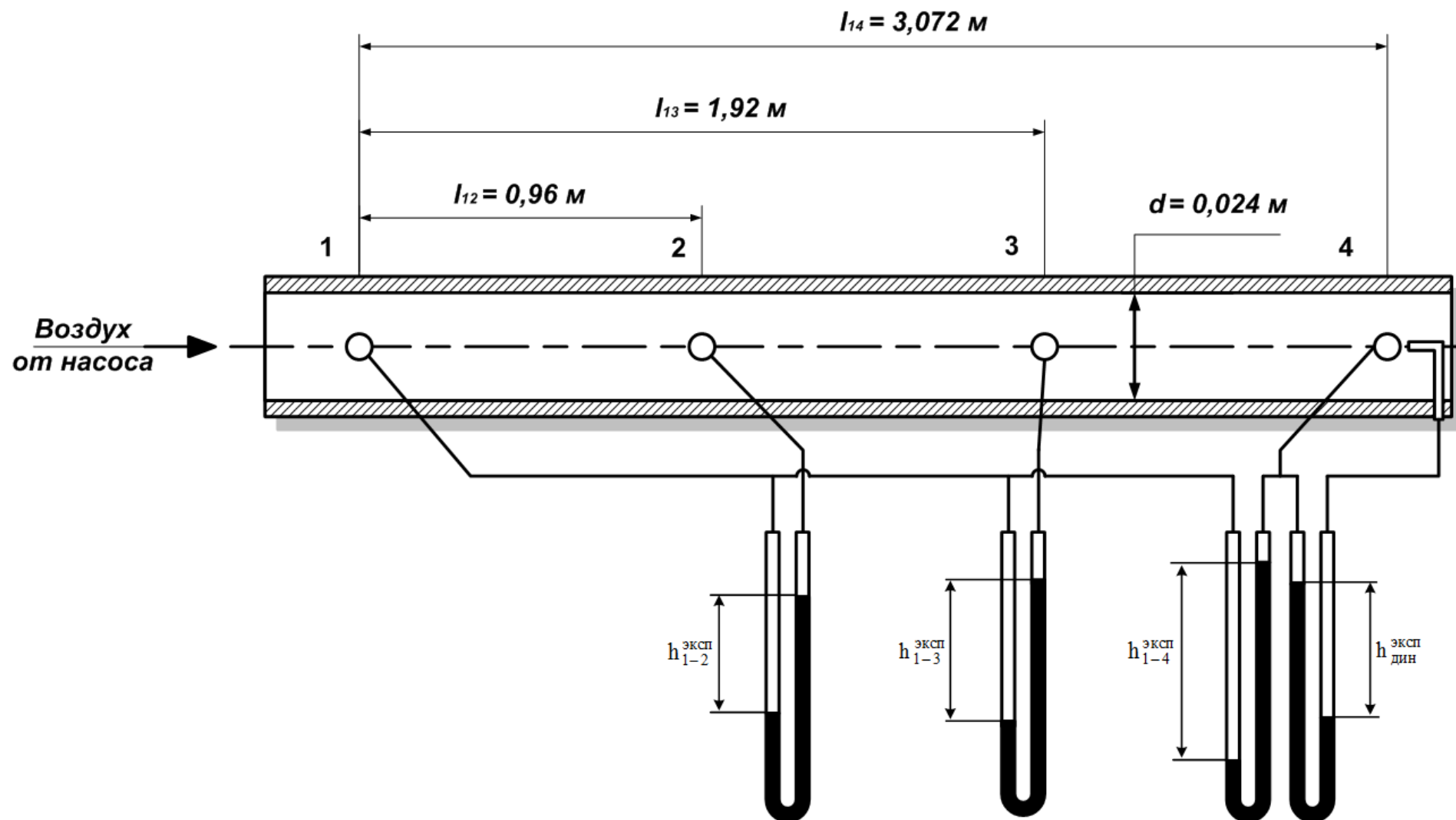
4. Произвести измерения $h_{1-2}^{\text{эксп}}$, $h_{1-3}^{\text{эксп}}$ и $h_{1-4}^{\text{эксп}}$ и $p_{\text{дин}}^{\text{max}}$.

5. Перейти на другой режим и повторить измерения (измерения провести для 4-5 режимов).

6. После окончания экспериментов для каждого из режимов вычислить плотность воздуха, используя уравнение состояния идеального газа

$$\rho = \frac{P_a}{R_a T_a} \quad (2.11)$$

Здесь, $R_a=287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха.



Риснок 2.2 – Экспериментальный участок

7. Вследствие вязкости скорость воздуха в поперечном сечении трубы переменна. Поскольку трубка Пито установлена на оси трубы, то она воспринимает максимальное динамическое давление $p_{\text{дин}}^{\text{max}}$. Средняя скорость и среднее динамическое давление (напор) могут быть рассчитаны с

помощью поправки $k_w = \frac{w_{\text{cp}}}{w_{\text{max}}}$. То есть,

$$p_{\text{дин.ср}} = \frac{\rho w_{\text{cp}}^2}{2} = \frac{\rho \cdot (w_{\text{max}} k_w)^2}{2} = \frac{\rho w_{\text{max}}^2}{2} k_w^2 = p_{\text{дин}}^{\text{max}} k_w^2.$$

В лабораторной работе принимаем $k_w=0,75$.

8. Для каждого участка 1-2, 1-3, 1-4 вычислить экспериментальное значение λ по уравнению (2.9)

$$\lambda_{\text{он}} = \frac{\Delta p_{\text{тр}i-j}}{p_{\text{дин.ср}}} \frac{d}{L_{i-j}} = \frac{\Delta p_{\text{тр}i-j}}{p_{\text{дин}}^{\text{max}} k_w^2} \frac{d}{L_{i-j}}. \quad (2.13)$$

9. Найти теоретические значения коэффициента трения $\lambda_{\text{теор}}$ по формулам (2.8 а - 2.8 г), приняв величину эквивалентной равнозернистой шероховатости стенок новой, бесшовной нержавеющей трубы $k_s = 0.04$ мм.

10. Определить из опытов относительную погрешность.

$$\sigma = \frac{|\lambda_{\text{он}} - \lambda_{\text{теор}}|}{\lambda_{\text{он}}} \cdot 100\%. \quad (2.14)$$

11. Измеренные величины и результатов обработки измерений занести в таблицу. Построить графическую зависимость $\lambda_{\text{он}}(Re_{\text{ср}})$. Сделать выводы по полученным результатам.

$d=0,024$ м, $L_{1-2}=z_2-z_1=0,96$ м, $L_{1-3}=z_3-z_1=1,92$ м, $L_{1-4}=z_4-z_1=3,072$ м.
 $t_a= \underline{\hspace{2cm}}$ °С, $p_a= \underline{\hspace{2cm}}$ Па

№	Величина	Размерность	Значение				
			1	2	3	4	5
Результаты измерений							
1.	$h_{\text{дин}}^{\text{max}}$	мм вод. ст					
2.	$h_{1-2}^{\text{эксп}}$	мм вод. ст					

№	Величина	Размерность	Значение				
			1	2	3	4	5
3.	$h_{1-3}^{\text{ЭКСП}}$	ММ ВОД. СТ					
4.	$h_{1-4}^{\text{ЭКСП}}$	ММ ВОД. СТ					
Результаты обработки измеренных величин							
5.	$p_{\text{дин}}^{\text{max}} = 9,81h_{\text{дин}}^{\text{max}}$	Па					
6.	$T_a = t_a + 273.15$	К					
7.	$\rho = \frac{p_a}{R_a T_a}$	кг/м ³					
8.	$\mu_a = 1.691 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T_a}{273} \right)^{0.754}$	Па·с					
9.	$w_{\text{cp}} = k_w \sqrt{\frac{2p_{\text{дин}}^{\text{max}}}{\rho}}$	м/с					
10.	$p_{\text{дин.ср}} = p_{\text{дин}}^{\text{max}} k_w^2$	Па					
11.	$\Delta p_{\text{тр1-2}} = 9,81h_{1-2}^{\text{ЭКСП}} - \rho g L_{1-2}$	Па					
12.	$\Delta p_{\text{тр1-3}} = 9,81h_{1-3}^{\text{ЭКСП}} - \rho g L_{1-3}$	Па					
13.	$\Delta p_{\text{тр1-4}} = 9,81h_{1-4}^{\text{ЭКСП}} - \rho g L_{1-4}$	Па					
14.	$\lambda_{\text{оп1-2}} = \frac{\Delta p_{\text{тр1-2}}}{p_{\text{дин.ср}}} \cdot \frac{d}{L_{1-2}}$	–					
15.	$\lambda_{\text{оп1-3}} = \frac{\Delta p_{\text{тр1-3}}}{p_{\text{дин.ср}}} \cdot \frac{d}{L_{1-3}}$	–					
16.	$\lambda_{\text{оп1-4}} = \frac{\Delta p_{\text{тр1-4}}}{p_{\text{дин.ср}}} \cdot \frac{d}{L_{1-4}}$	–					
17.	$Re_{\text{ср}} = \frac{\rho w_{\text{ср}} d}{\mu_a}$	–					
18.	$\lambda_{\text{теор}} = f(Re_{\text{ср}})$	–					
19.	$\sigma = \frac{ \lambda_{\text{он}} - \lambda_{\text{теор}} }{\lambda_{\text{он}}} \cdot 100\%$	%					

1.4 Контрольные вопросы

1. Объясните природу возникновения гидравлических потерь.
2. Какие величины могут характеризовать уровень гидравлически потерь?
3. Каким образом можно наблюдать только путевые потери?
4. Может ли внутренняя энергия преобразовываться в другие виды энергии? Может ли кинетическая энергия быть преобразована в энергию давления?
5. Каков физический смысл величины λ ?
6. Разъясните термин «гидравлически гладкий канал».
7. Какая форма поперечного сечения канала является наиболее выгодной с точки зрения гидравлики и почему?
8. Разъясните понятие эквивалентного гидравлического диаметра.
9. Когда коэффициент трения не зависит от числа Рейнольдса?
10. Чем отличается течение вязкой жидкости в шероховатых каналах от течения в гладких каналах?

3. МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ

Местные потери обусловлены локальными изменениями формы, размеров проходного сечения канала, изменением направления течения, которые вызывают деформацию потока. Соответственно, элементы трубопровода, приводящие к местным потерям, называются местными гидравлическими сопротивлениями. На рис. 3.1 представлены наиболее часто встречающиеся типы местных гидравлических сопротивлений.

Движение жидкости через местные сопротивления сопровождается изменением скорости и образованием вихрей. В результате происходят потери полного давления потока. Местные потери полного давления возникают на длине пренебрежимо малой по сравнению с общей длиной канала, поэтому найденное значение потерь относят к месту установки сопротивления. Таким образом, уравнение (1.9) с учетом того, что гидростатический напор пренебрежимо мал, вследствие малой длины, примет вид

$$\Delta p_m = (p_1^0 - p_2^0). \quad (3.1)$$

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на следующие группы:

- а) расширение/сужение канала – внезапное и плавное – потери обусловлены изменением формы и размеров проходного сечения;
- б) поворот канала – внезапный и плавный – потери обусловлены изменением направления течения потока;
- в) прочие местные сопротивления (элементы арматуры трубопроводов).

Также как и путевые потери давления, местные потери принято определять в долях динамического напора. Так как скорость потока на входе и выходе местного сопротивления могут отличаться, то, как правило, берут наибольший динамический напор. То есть,

$$\Delta p_m = \xi_m \frac{\rho w_{\text{наиб}}^2}{2}, \quad (3.2)$$

ξ_m - коэффициент местных гидравлических потерь;

$w_{\text{наиб}}$ - наибольшая скорость потока, м/с.

Так как скорость и соответственно динамический напор перед местным сопротивлением и за ним могут отличаться, то при определении местных потерь принято, как правило, соотносить их с динамическим напором на входе в местное сопротивление.

Рассмотрим соотношения для определения ξ_M для различных типов местных сопротивлений.

3.1 Соотношения для определенного коэффициента местных гидравлических потерь

Исследование местных сопротивлений проводилось большим количеством исследователей в основном эмпирическим путем. В итоге было выяснено, что коэффициент местного гидравлического сопротивления зависит не только от вида местного сопротивления, но и от режима течения потока. Большой практический интерес представляет определение коэффициента местного гидравлического сопротивления на турбулентном режиме течения. В этом случае ξ_M определяется в основном геометрической формой сопротивления и практически не зависит от числа Рейнольдса. Рассмотрим соотношения для вычисления ξ_M для турбулентного режима для различных видов местных сопротивлений.

3.1.1 Внезапное расширение канала

Внезапное расширение канала и соответствующая ему схема течения приведены на рис. 3.1 а. Струя, выходящая из трубы меньшего диаметра, постепенно расширяется и в сечении 2-2 заполняет все сечение второй трубы. На участке 1-2 имеет место отрыв потока от стенок с образованием вихревой зоны A кольцевой формы в результате влияния сил трения, действующих как на боковых стенках канала, так и между слоями потока, имеющих разную скорость. При этом происходит непрерывный обмен частицами между основным потоком и его вихревой частью, сопровождающийся необратимыми потерями энергии.

Для данного случая Бордом теоретически получено выражение для коэффициента местных гидравлических потерь.

$$\xi_{\text{Вн.расш}} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2, \quad (3.3)$$

где A_1 и A_2 - площади канала до и после расширения соответственно. В тех случаях, когда A_2 намного превышает A_1 (подвод жидкости по трубе к достаточно большому резервуару) $\xi_{\text{Вн.расш}} = 1$, т.е. теряется вся кинетическая энергия (динамический напор) жидкости.

3.1.2 Плавное расширение канала (диффузор)

Для уменьшения потерь энергии при переходе с меньшего диаметра трубопровода на больший диаметр устанавливают диффузоры. В ре-

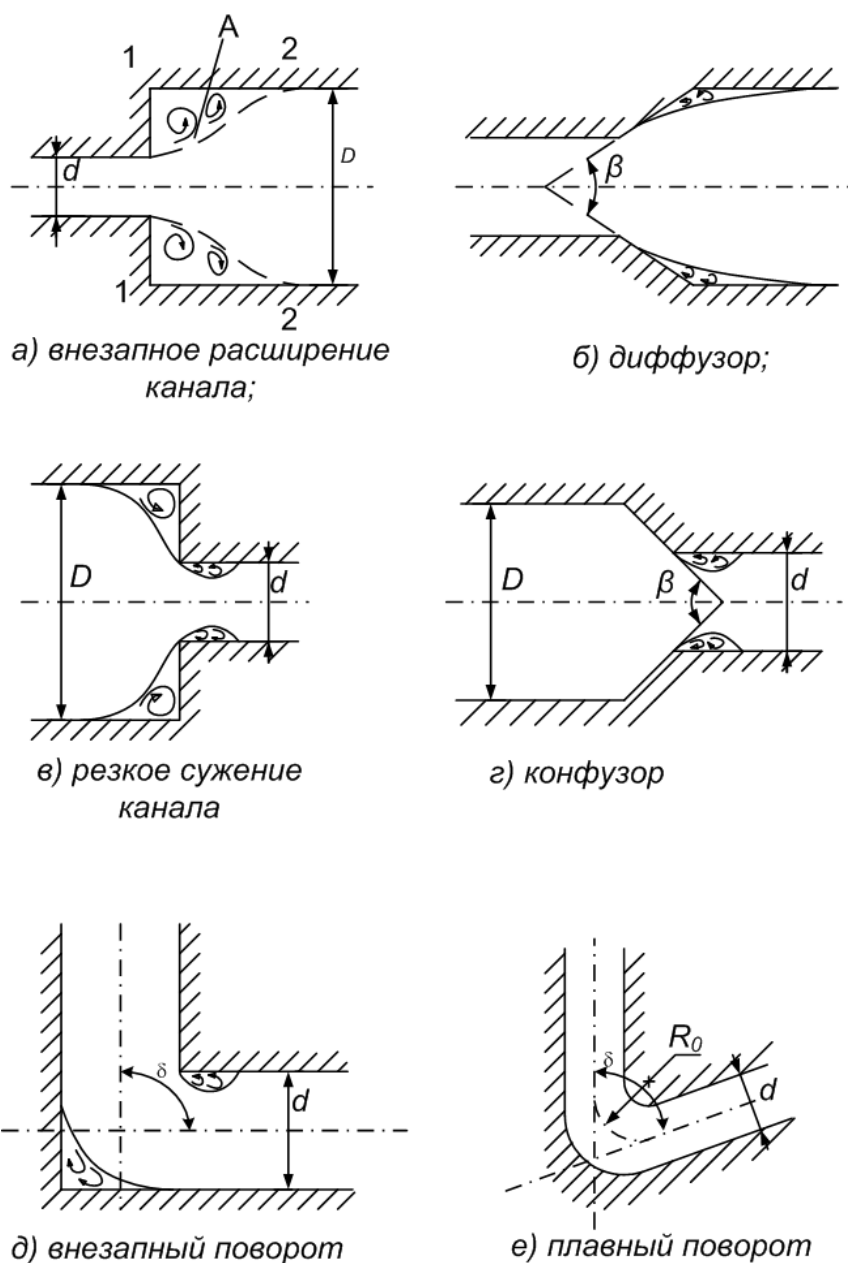


Рисунок 3.1 – Схемы течения в различных типах местных сопротивлений.

в результате плавного изменения площади проходного сечения отрыва потока (основной причины потерь) не происходит. Картина течения жидкости в диффузоре изображена на рис. 3.1 б. При углах раскрытия β в диапазоне от 0° до $8-10^\circ$ на всем протяжении диффузора устанавливается безотрывное обтекание. При больших углах β возможен отрыв потока с образованием вихревой зоны, причем по мере роста β отрыва потока приближается к началу диффузора. Значение коэффициента гидротерь в диффузоре может быть найдено по формуле И. Е. Идельчика

$$\xi_{\text{Диф.}} = \varphi_{\text{расш}} \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2, \quad (3.4)$$

где $\varphi_{\text{расш}}$ – коэффициент полноты удара.

Для определения коэффициента полноты удара в случае конических диффузоров пользуются зависимостью И. Е. Идельчика

$$\varphi_{\text{расш}} = 3,2 \operatorname{tg} \left(\frac{\beta}{2} \right) \cdot 4 \sqrt{\operatorname{tg} \left(\frac{\beta}{2} \right)}.$$

Для предотвращения отрыва потока угол раскрытия диффузора должен быть минимальным. Однако в этом случае увеличивается длина диффузора, что увеличивает путевые потери давления. Поэтому существует некоторый оптимум для углов раскрытия диффузора. Для осесимметричных диффузоров оптимальный угол раскрытия составляет 6° , а для плоских – $10-12^\circ$.

3.1.3 Внезапное сужение трубы

Внезапное сужение трубы (см. рис. 3.1 в) вызывает меньшие потери энергии по сравнению с внезапным расширением с эквивалентным соотношением площадей. Диссипация энергии по-прежнему в основном обусловлена возникновением и поддержанием вихреобразования при обтекании углов. Коэффициент потерь в канале с резким сужением зависит от степени сужения (отношение площади входа к площади выхода) и может быть определен по полуэмпирической формуле И. Е. Идельчика

$$\xi_{\text{Рез.суж.}} = 0,5 \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^{3/4}.$$

В частном случае – выходе трубы из резервуара достаточно большого размера $\xi_{\text{рс}} = 0,5$.

Сопротивление рассчитывается по скорости в меньшем сечении. Если сопротивление рассчитывать по скорости в большем сечении, то выражение для коэффициента местных гидравлических потерь примет вид

$$\xi_{\text{Рез.суж.}} = 0,5 \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^{3/4} \left(\frac{A_1}{A_2} \right) \quad (3.5)$$

3.1.4 Плавное сужение трубы (конфузор)

При плавном коническом переходе от большего диаметра трубы к меньшему диаметру (см. рис. 3.1 г), который носит название ко н ф у з о - р а , отрыв потока не наблюдается, т.к. в этом случае действие поверх-

ностных сил совпадает с направлением движения жидкости. Следовательно, потери энергии обусловлены в основном трением. По этой причине гидросопротивление конфузора всегда меньше, чем сопротивление аналогичного диффузора. Небольшой отрыв потока с одновременным сжатием и незначительным вихреобразованием возможен на выходе из конфузора в месте соединения с цилиндрической трубой. Для избегания этого, коническую часть плавно сопрягают с цилиндрической. Такое плавное сужение носит название сопла и позволяет обеспечить значительное сужение канала при минимальном его гидросопротивлении.

Коэффициент гидравлических потерь в конфузоре зависит от степени сужения канала $n = A_1/A_2$, угла конусности β и может быть определен по зависимости

$$\xi_{\text{Конф.}} = \lambda \frac{\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)}{8 \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}, \quad (3.6)$$

где λ - коэффициент трения, определяемый по одной из формул (2.8 а) – (2.8 г).

3.1.5 Внезапный поворот

Внезапный поворот канала (см. рис. 3.1 д) вызывает значительные потери энергии вследствие отрыва потока и интенсивного вихреобразования. Их величина растет по мере увеличения угла поворота потока. Для определения коэффициента местных гидравлических потерь в канале круглого или квадратного поперечного сечения может быть использована формула А. И. Идельчика

$$\xi_{\text{Внез.поворот}} = A_1 \xi_M, \quad (3.7)$$

где A_1 и ξ_M - эмпирические коэффициенты, зависящие от угла поворота потока δ .

Значения A_1 и ξ_M для разных углов поворота потока δ представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 - Значения коэффициентов A_1 и ξ_M в формуле (3.7)

Угол δ , град	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
A_1	-	2,50	2,22	1,87	1,50	1,28	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
ξ_M	0	0,05	0,07	0,17	0,37	0,63	0,99	1,56	2,16	2,67	3,00

Для снижения гидросопротивления отводов больших размеров (например, в аэродинамических трубах) устанавливают направляющие лопатки.

3.1.6 Плавный поворот

Плавный поворот трубы (см. рис. 3.1 е) значительно уменьшает масштабы вихреобразования. Положительный эффект растет по мере увеличения относительного радиуса кривизны R_0/d . При достаточно большом его значении срыв потока и связанные с ним вихреобразования ликвидируются полностью. Коэффициент гидросопротивления поворота также зависит от угла поворота потока δ , от формы поперечного сечения канала. Для каналов с круглым или квадратным поперечным сечением величина коэффициента гидросопротивления может быть вычислена по формуле И.Е. Идельчика

$$\xi_{\text{Плав.поворот}} = A_1 B_1 + 0,0175 \frac{R_0}{d} \delta \lambda, \quad (3.8)$$

где: δ - угол поворота потока (град.);

A_1 – коэффициент, зависящий от угла поворота потока δ ;

B_1 – коэффициент, учитывающий относительный радиус кривизны R_0/d ;

λ - коэффициент трения, определяемый по одной из формул (2.8а) – (2.8г).

Зависимости коэффициентов A_1 и B_1 от δ и R_0/d приведены в табл. 3.2 и 3.3.

Таблица 3.2 - Значения коэффициентов A_1 в формуле (3.8)

Угол δ , град	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
A_1	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

Таблица 3.3 - Значения коэффициентов B_1 в формуле (3.8)

R_0/d	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	6,0	8,0	15	35	50
B_1	1,18	0,51	0,21	0,17	0,15	0,12	0,09	0,07	0,06	0,04	0,03

3.2 Экспериментальная оценка величины местных гидравлических потерь

Цель работы - убедиться опытным путем в наличии местных сопротивлений при движении воздуха в трубопроводе, сопоставить расчетные и экспериментальные коэффициенты местных гидравлических потерь для

различных типов местных гидросопротивлений, приобрести навыки в использовании измерительной техники.

В соответствии с (3.1) и (3.2) коэффициент местного сопротивления определяется по формуле

$$\xi_M = \frac{p_{ВХ}^0 - p_{ВЫХ}^0}{\rho w_{наиб.}^2 / 2}, \quad (3.9)$$

где: $p_{ВХ}^0$, $p_{ВЫХ}^0$ - полное давление на входе и выходе местного сопротивления соответственно, Па;

Так как в эксперименте измеряется статическое давление на входе и выходе местного сопротивления $p_{ВХ}$ и $p_{ВЫХ}$ соответственно, а динамический напор измеряется в сечении установки трубки Пито, в котором диаметр трубы равен $d_* = 0.014$ м, то выразив скорости в соответствующих сечениях через площадь сечения с $d_* = 0.014$ м, используя закон сохранения массы $\rho w_{ср} A = const$ уравнение (3.9) можно переписать в виде

$$\xi_M = \frac{d_{наим}^4}{d_{ВХ}^4} \left[\frac{p_{ВХ} - p_{ВЫХ}}{\frac{\rho w_*^2}{2} \frac{d_*^4}{d_{ВХ}^4}} + \left(1 - \left(\frac{d_{ВХ}}{d_{ВЫХ}} \right)^4 \right) \right] \quad (3.10)$$

Таким образом, для определения коэффициента местных гидравлических потерь необходимо знать статическое давление и диаметры перед местным сопротивлением и за ним, а также динамический напор на входе в местное сопротивление.

3.2.1 Экспериментальный участок

Исследование местных сопротивлений проводится на экспериментальном участке, схема которого приведена на рис. 3.2. На участке реализуется течение с шестью различными местными сопротивлениями:

- внезапное расширение (участок 1-2);
- дроссель в виде сетки (участок 3-4) (не используется);
- внезапное сужение (участок 5-6);
- плавный поворот (участок 7-8);
- внезапный поворот (участок 9-10);
- вентиль (участок 11-12).

Воздух от компрессора подается в трубопровод диаметром $d = 14$ мм. Скорость движения воздуха в участке регулируется вентилем. Геометри-

ческие размеры элементов участка следующие: большой диаметр трубы $D = 70$ мм, угол поворота потока $\delta = 90^\circ$, радиус поворота $R_0 = 77$ мм.

На каждом из местных сопротивлений с помощью U-образных водяных манометров измеряются перепады статистического давления $h_M^{\text{эксп}}$. На выходе из участка трубкой Пито U-образным водяным манометром измеряется максимальный динамический напор потока $h_{\text{дин}}^{\text{max}}$. Для повышения точности измерения в манометре используется наклонная трубка. Измеренное значение максимального динамического напора равно $h_{\text{дин}}^{\text{max}} = 0.4 \cdot h_{\text{дин}}^{\text{изм}}$. Здесь: $h_{\text{дин}}^{\text{изм}}$ - измеренное значение максимального динамического напора, мм вод. ст.; 0.4 – переводной множитель.

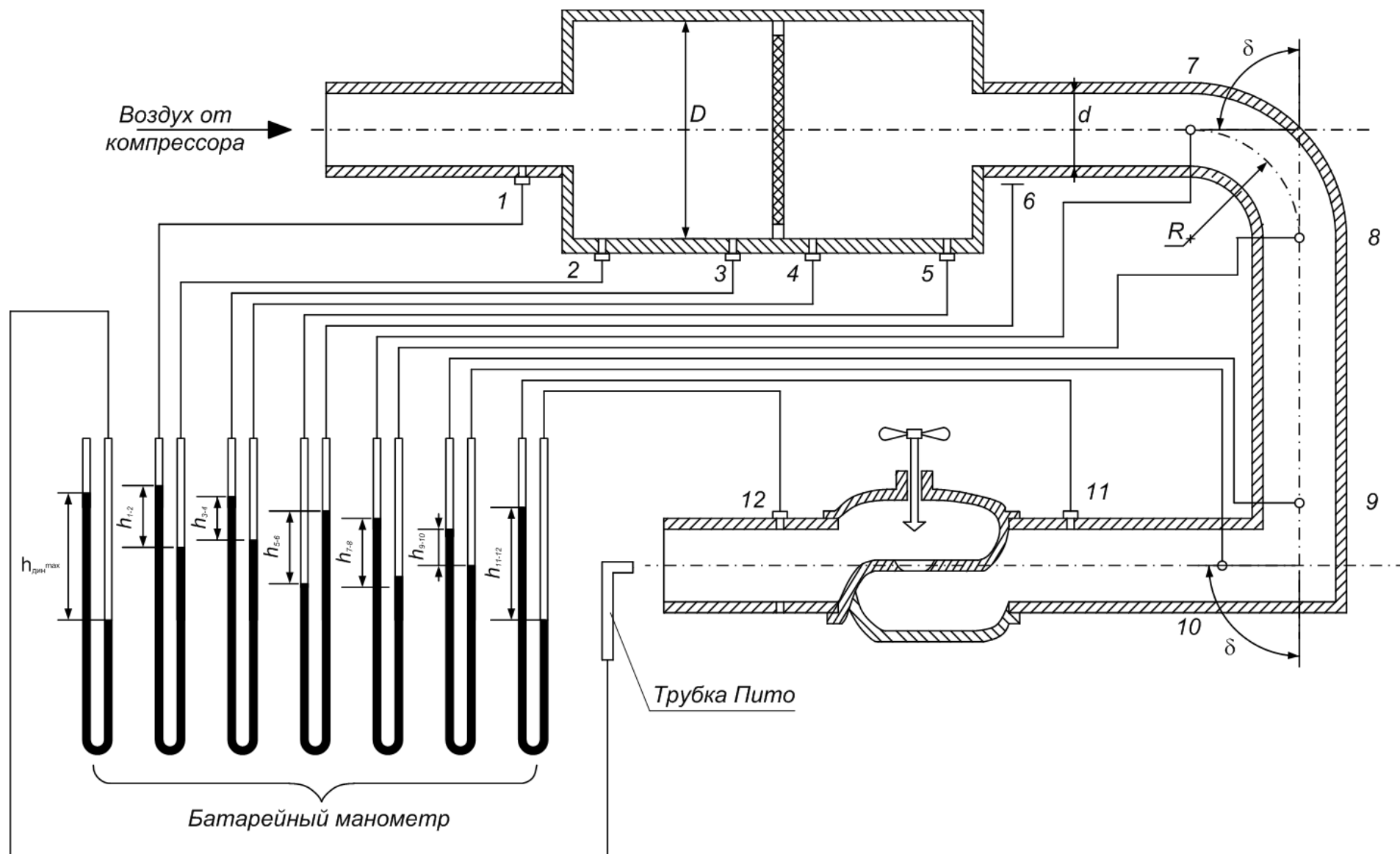


Рисунок 3.2 – Схема экспериментального участка.

3.2.2 Порядок проведения опыта и обработки результатов

Определяют температуру t_a и давление p_a воздуха в помещении. Включают компрессор, открывают вентиль и устанавливают некоторый расход воздуха. Измеряют динамический напор $h_{\text{дин}}^{\text{ИЗМ}}$ и перепада статического давления на каждом местном сопротивлении $h_{\text{М}}^{\text{ЭКСП}}$. Устанавливают новый расход воздуха и повторяют процедуру измерений. Всего снимают 4...5 экспериментальных точек для построения зависимости $\xi_{\text{оп}} = f(\text{Re}_{\text{ср}})$.

Обработку результатов эксперимента проводят в следующей последовательности.

1. Определяют плотность воздуха

$$\rho_a = \frac{p_a}{(R_a T_a)}, \quad (3.11)$$

где $R_a = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха.

2. Вычисляют максимальный динамический напор

$$p_{\text{дин}}^{\text{max}} = 9.8 \cdot 0.4 \cdot h_{\text{дин}}^{\text{ИЗМ}}.$$

3. Находят средний динамический напор на входе в каждое местное сопротивление по формуле (принимая $k_w=1,0$)

$$p_{\text{дин}_{\text{вх}}} = \left(\frac{\rho w_{\text{ср}}^2}{2} \right)_{\text{вх}} = p_{\text{дин}}^{\text{max}} k_w^2 \left(\frac{0,014}{d_{\text{вх}}} \right)^4. \quad (3.14)$$

Здесь: 0,014 м – диаметр трубопровода в месте установки трубки Пито;

$d_{\text{вх}}$ – диаметр трубопровода на входе в местное сопротивление, м;

$p_{\text{дин}}^{\text{max}}$ – максимальный динамический напор, Па.

4. По формуле (3.10) определяют коэффициент местных гидравлических потерь.

5. Измеренные величины, результаты обработки измерений по каждому местному сопротивлению заносят в таблицу.

$t_a =$ _____ °С, $p_a =$ _____ Па, $d_{\text{вх}} =$ _____ м, $d_{\text{вых}} =$ _____ м.

№	Величина	Размерность	Значение				
			1	2	3	4	5
Результаты измерений							
1.	$h_{\text{дин}}^{\text{ИЗМ}}$	мм вод. ст					
2.	$h_{\text{М}}^{\text{ЭКСП}}$	мм вод. ст					
Результаты обработки измеренных величин							

№	Величина	Размерность	Значение				
			1	2	3	4	5
3.	$p_{\text{дин}}^{\text{max}} = 9,81 \cdot 0,4 \cdot h_{\text{дин}}^{\text{изм}}$	Па					
4.	$T_a = t_a + 273,15$	К					
5.	$\rho = \frac{p_a}{R_a T_a}$	кг/м ³					
6.	$\mu_a = 1,691 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T_a}{273} \right)^{0,754}$	Па·с					
7.	$p_{\text{динвх}} = p_{\text{дин}}^{\text{max}} k_w^2 \left(\frac{0,014}{d_{\text{вх}}} \right)^4$	Па					
8.	$\Delta p_M = 9,81 h_M^{\text{эксп}}$	Па					
9.	$\xi_M = \frac{d_{\text{наим}}^4}{d_{\text{вх}}^4} \left[\frac{p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}}{\frac{\rho w_*^2}{2} \frac{d_*^4}{d_{\text{вх}}^4}} + \left(1 - \left(\frac{d_{\text{вх}}}{d_{\text{вых}}} \right)^4 \right) \right]$	–					
10.	$w_{\text{ср}} = k_w \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{дин}}^{\text{max}}}{\rho}}$	м/с					
11.	$Re_{\text{ср}} = \frac{\rho w_{\text{ср}} d_{\text{вх}}}{\mu_a}$	–					
12.	$\xi_{\text{теор}}$	–					
13.	$\sigma = \frac{ \xi_{\text{оп}} - \xi_{\text{теор}} }{\xi_{\text{оп}}} \cdot 100\%$	%					

6. Для каждого вида местного сопротивления строим зависимость $\xi_{\text{оп}} = f(Re_{\text{ср}})$. Формулируем выводы.

2.3 Контрольные вопросы

1. Чем обусловлено наличие местных гидросопротивлений?
2. Перечислите основные виды местных сопротивлений.
3. Каково предельное значение коэффициента местного сопротивления для внезапного расширения канала?

4. Укажите максимальную величину угла раскрытия диффузора, обеспечивающую безотрывное обтекание.

5. Назовите причины, вызывающие диссипацию энергии при резком сужении трубы.

6. Каким образом можно избежать вихреобразования в месте соединения конфузора с цилиндрической трубой?

7. Укажите факторы, влияющие на величину потерь при повороте потока.

8. Какая форма канала обеспечивает минимум потерь при повороте потока?

9. Зависит ли величина местных потерь от режима течения?

10. Руководствуясь результатами опыта, назовите элемент установки, создающий максимальное местное гидравлическое сопротивление.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чугаев Р. Р. Гидравлика [Текст] / Р. Р. Чугаев. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 296 с.
2. Некрасов В. В. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах [Текст] / В. В. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1967.- 368 с.
3. Рабинович Е. З. Гидравлика [Текст] / Е. З. Рабинович. – М.: Недра, 1980. – 296 с.
4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик. – М: Машиностроение, 1975. – 672 с.
5. Мунштуков Д. А. Особенности одномерных стационарных движений жидкости и газа. Учебное пособие [Текст] / Д. А. Мунштуков. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1980. – 76 с.