

**МЕХАНИКА
ЖИДКОСТИ И ГАЗА
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Под ред. И.В. Качанова и В.Н. Юхновца

Издание четвертое,
переработанное и дополненное

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов
строительных, энергетических и механических специальностей
учреждений, обеспечивающих получение высшего образования*

Минск 2007

УДК [532+621.22](076.5)

~~ББК 30.123я73+31.56я73~~

М 55

А в т о р ы:

**Н.Е. Бонч-Осмоловская, А.М. Заяц, В.В. Ивашечкин,
И.В. Карпенчук, И.В. Качанов, Д.А. Козлов, А.Н. Кондрагович,
В.И. Кузьменков, Ю.П. Ледян, В.Н. Недбальский, И.М. Шаталов,
И.А. Шульпин, В.Н. Юхновец**

Р е ц е н з е н т ы:

**кафедра «Гидравлика и гидравлические машины»
БГАТУ, зав. кафедрой, канд. техн. наук, доц. В.С. Лохмаков;
лаборатория мембранного массопереноса
ГНУ «Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова»,
зав. лаб., д-р техн. наук В.И. Байков**

Бонч-Осмоловская, Н.Е.

М55 Механика жидкости и газа. Лабораторный практикум: учебное пособие / Н.Е. Бонч-Осмоловская [и др.]; под ред. И.В. Качанова и В.Н. Юхновеца. – 4-е изд., перераб. и доп. – Мн.: БНТУ, 2007. – 295 с.

ISBN 978-985-479-448-8.

Издание включает 35 работ по общему и специальному курсу механики жидкости и газа. В каждой работе приводятся необходимые теоретические сведения, дается описание опытной установки, указывается порядок выполнения работы и обработки полученных опытных данных.

Издание предназначено для студентов строительных, энергетических и механических специальностей втузов и техникумов.

УДК [532+621.22](076.5)

ББК 30.123я73+31.56я73

ISBN 978-985-479-448-8

© БНТУ, 2007

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее, четвертое, издание практикума существенно переработано по сравнению с третьим, вышедшим в 1980 году, и дополнено лабораторными работами по общему и специальному курсам механики жидкости и газа, включая работы по насосам и гидроприводам.

Практикум написан в соответствии с типовой учебной программой дисциплины «Механика жидкости и газа», разработанной коллективом кафедры «Гидравлика» Белорусского национального технического университета (БНТУ). Он в лаконичной форме знакомит студентов с физической сущностью изучаемых гидравлических явлений, методикой проведения лабораторных работ, охватывающих большинство разделов («Гидростатика», «Гидрогазодинамика», «Гидромашины и гидроприводы», «Гидросооружения») указанной типовой программы.

В каждой из представленных в практикуме работ наряду с изложением общих сведений по изучаемому вопросу, описанием лабораторных установок (практикум полностью адаптирован к лабораторной базе кафедры «Гидравлика» БНТУ) приводится порядок выполнения опытов, расчетов и оформления полученных результатов в соответствующих таблицах. При необходимости в некоторых работах материал иллюстрируется рисунками, графиками, таблицами, ссылками на литературу.

Приведенные лабораторные работы рассчитаны на подготовку студентов по широкому спектру специальностей (строительных, механических, энергетических и т. д.). Вполне очевидно, что выполнение всех представленных в практикуме работ не является обязательным при подготовке студентов по конкретной специальности. Поэтому для каждой из них выбираются те работы, которые наиболее полно соответствуют рабочим учебным планам и программам для данной инженерной специальности. При этом объем отдельных работ может уменьшаться в соответствии с рабочей программой курса.

Материал в практикуме излагается на основании использования терминологии, принятой в современных учебниках, и рекомендаций, приведенных в стандартах на насосы, гидромоторы и пневмогидроприводы, включая ГОСТ 8.417-2002 «Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин».

Оформление графиков, рисунков, схем гидроприводов приводится в соответствии с требованиями ЕСКД (Р50-77-88, ГОСТ 2.780-96, 2.782-96).

Книга подготовлена авторским коллективом кафедры гидравлики БНТУ, при этом работы 2, 13, 14, 17, 25 написаны с инженером 1-й категории Н.Е. Бонч-Осмоловской; работа 32 – старшим преподавателем А.М. Заяц; канд. техн. наук, доцент Ивашечкин В.В. – работы 10, 11, 16, 20, канд. техн. наук, профессор Карпенчук И.В. – работы 24, 25, 28, д-р. техн. наук, доцент Качанов И.В. – предисловие, работы 3, 8, 26, 27, 33, 34, 35, канд. техн. наук, доцент Козлов Д.А. – работы 22, 23, 24, 25, 28, канд. техн. наук, доцент Кузменков В.И. – работы 4, 7, канд. техн. наук, доцент Ледян Ю.П. – работы 24, 29, 30, 31; канд. техн. наук, доцент Недбальский В.К. – работы 1, 28; канд. техн. наук, доцент Юхновец В.Н. – работы 12, 15, 18, 19, 21; старший преподаватель Кондратович А.Н. – работы 5, 6; старший преподаватель Шаталов И.М. – работы 1, 8, 10, 11; старший преподаватель Шульпин И.А. – работы 2, 9, 13, 14, 22, 23.

Авторы выражают благодарность инженеру-программисту I категории Михновец М.М, аспиранту Сернову В.А., студентам Дмитриеву Ю.В. и Семеняко А.В. за помощь в подготовке издания.

При написании книги авторы стремились сохранить преемственность по отношению к ранее изданным на кафедре гидравлики практикумам 1, 2 и 3-го изданий. Наряду с этим в данной книге используются также рекомендации по проведению аналогичных работ в лабораториях других вузов и кафедр.

Авторы считают необходимым заранее выразить благодарность за все замечания и пожелания по содержанию практикума, которые следует направлять по адресу: 220013, г. Минск, проспект Независимости, 65, Белорусский национальный технический университет.

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Цель работы: определение вязкости жидкости вискозиметром Энглера и ротационным вискозиметром ВСН-3.

Общие сведения

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительно движению (сдвигу) ее частиц. Вязкость жидкости обуславливает наличие сил внутреннего трения, возникающих при движении жидкости. В результате внутреннего трения происходит переход части кинетической энергии потока в тепловую. Вязкость – это мера внутреннего трения в жидкости.

Чтобы выяснить сущность трения при течении жидкости, рассмотрим движение жидкости, получающееся в случае, если одну из двух плоских параллельных пластинок, между которыми находится жидкость, начать передвигать в её плоскости относительно другой пластинки. Пусть нижняя пластинка неподвижна, а верхняя двигается со скоростью u (рис. 1.1).

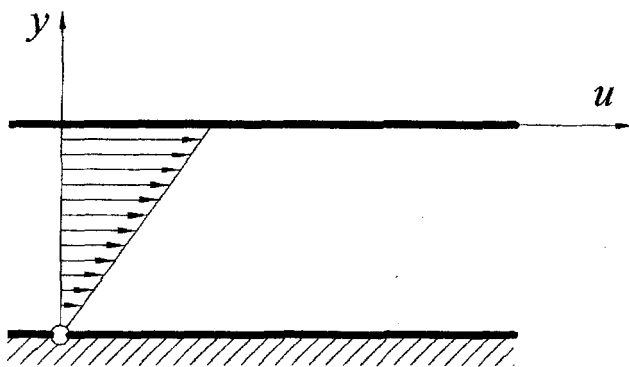


Рис. 1.1

Экспериментальное исследование этого движения жидкости показало, что: 1) жидкость «прилипает» к поверхности пластинок так,

что те частицы жидкости, которые непосредственно прилегают к пластинкам, обладают теми же скоростями, что и пластинки; 2) изменение скорости между пластинками совершается по линейному закону, т. е. в нашем случае скорость жидкости в какой-нибудь точке между пластинками пропорциональна расстоянию этой точки от нижней пластинки; 3) внутреннее трение жидкости оказывает движению верхней пластинки сопротивление, которое для единицы площади пропорционально градиенту скорости, следовательно, касательное напряжение или напряжение сдвига

$$\tau = \frac{F_{\text{тр}}}{S} = \mu \frac{du}{dy}, \quad (1.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила вязкого трения; S – площадь соприкосновения трущихся слоев; $\frac{du}{dy}$ – градиент скорости, представляющий собой изменение скорости на единицу расстояния между смежными слоями жидкости в направлении, перпендикулярном к движению; μ – динамический коэффициент вязкости.

Закон трения, выраженный равенством (1.1), называют законом трения Ньютона. Необходимо подчеркнуть, что рассмотренное на рис. 1.1 движение представляет собой простой частный случай, называемый движением чистого сдвига.

Физический смысл динамического коэффициента вязкости μ заключается в том, что он численно равен касательному напряжению, возникающему между слоями жидкости, движущимися друг относительно друга со скоростью, равной единице, при расстоянии между этими слоями, равном единице длины.

В системе СИ размерность динамического коэффициента вязкости – паскаль-секунда $\left(\text{Па} \cdot \text{с} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right)$. В системе СГС динамический коэффициент вязкости измеряется в пуазах (П), $1 \text{ П} = 1 \frac{\text{дин} \cdot \text{с}}{\text{см}^2}$, $1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ П}$.

Во всех течениях, в которых наряду с силами вязкости действуют также силы инерции, важную роль играет отношение динамиче-

ского коэффициента вязкости μ к плотности ρ , называемое кинематическим коэффициентом вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.2)$$

Размерность кинематического коэффициента вязкости в системе СИ выражается в $\text{м}^2/\text{с}$, в системе СГС – $\text{см}^2/\text{с}$, эта единица называется стоксом (Ст); $1 \text{ Ст} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вязкость жидкости может быть выражена и так называемой условной вязкостью в градусах, например, Энглера (Е), путем сравнения времени истечения одинаковых объемов исследуемой и стандартной жидкостей на вискозиметре Энглера.

С изменением температуры жидкостей вязкость изменяется, но поведение вязкости капельных жидкостей и газов с изменением температуры отличается вследствие различия в их структуре.

В газе молекулы расположены на значительном расстоянии друг от друга. Вследствие теплового движения они непрерывно сталкиваются, но средняя длина пути, пробегаемого молекулой без соударения (средняя длина пробега), составляет порядка $500 - 1000 \text{ \AA}$ (ангстрем), причем размеры молекул газа составляют порядка нескольких ангстрем. При увеличении температуры скорость движения молекул увеличивается, а средняя длина пробега уменьшается, вследствие этого динамическая вязкость с ростом температуры постепенно увеличивается.

В капельной жидкости молекулы постоянно находятся в непосредственной близости и не могут передвигаться так свободно, как молекулы газа. С увеличением температуры силы взаимодействия между молекулами жидкости уменьшаются, следовательно, динамическая вязкость капельных жидкостей с ростом температуры также уменьшается. Вязкость воды уменьшается при повышении температуры, т. к. при этом разрушаются образованные водородными связями кластеры молекул воды.

С увеличением давления вязкость капельных жидкостей и газов возрастает, исключение составляет вода, у которой вследствие особенностей структуры её молекул вязкость при температурах ниже $30 \text{ }^\circ\text{C}$ с ростом давления до 150 МПа уменьшается, а затем увеличивается (рис. 1.2).

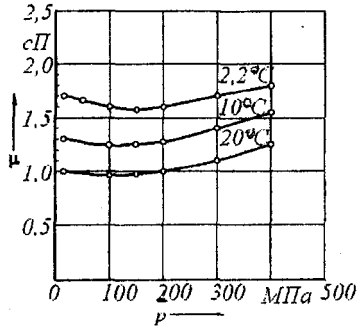


Рис. 1.2

Это также объясняется разрушением при увеличении давления кластеров молекул воды. Поэтому подземные воды даже на больших глубинах при высоких давлениях обладают значительной подвижностью.

При повышении давления до 5 МПа изменение вязкости капельной жидкости незначительно, и им при расчетах пренебрегают. Вязкость газов почти не зависит от давления. С одной стороны, с уменьшением давления уменьшается число столкновений, что должно приводить к уменьшению числа молекул, приходящих из определенной области для передачи своего импульса молекулам в соседней области. С другой стороны, при понижении давления увеличивается средняя длина свободного пробега молекул, и в результате молекулы, переносящие импульс из одного движущегося слоя в другой, могут воздействовать на более удаленные области. Эти эффекты компенсируют друг друга, так что вязкость газов в широком интервале почти не зависит от давления.

Опытное определение вязкости жидкостей производится с помощью приборов, называемых вискозиметрами. Имеется несколько типов вискозиметров – капиллярные, вискозиметры (ротационные) с двумя коаксиальными цилиндрами; вискозиметры, основанные на затухании крутильных колебаний маятников в исследуемой жидкости или цилиндров с исследуемой жидкостью, вискозиметры, в которых вязкость жидкости определяется по скорости падения в ней стеклянного или металлического шарика, вискозиметр Энглера и др. В данной работе вязкость определяется с помощью вискозиметров Энглера и ротационного – типа ВСИ-3.

Описание вискозиметра Энглера

Вискозиметр Энглера широко применяется для определения вязкости жидкостей более вязких, чем вода (в частности, масел). Он состоит из двух concentrically расположенных латунных резервуаров 3 и 11 (рис. 1.3).

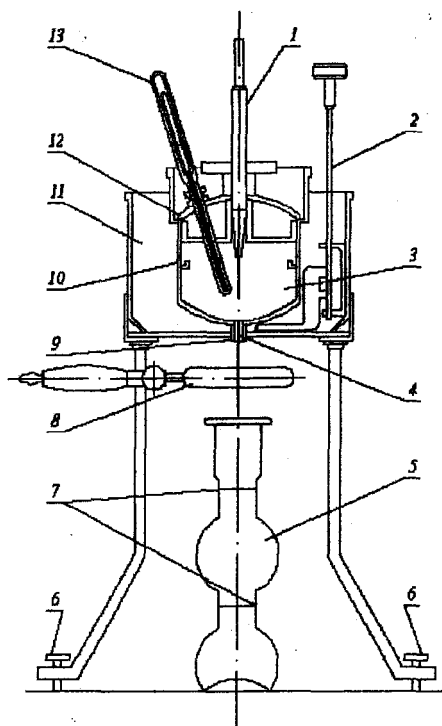


Рис. 1.3

Внутренний резервуар 3 имеет сферическое дно, в его центре припаяна латунная цилиндрическая трубка 4, в отверстие которой вставлена калиброванная коническая металлическая трубочка – насадка 9, через которую вытекает исследуемая жидкость. Длина насадки 20 мм, диаметр в верхней части – 2,9 мм, в нижней – 2,8 мм. Отверстие трубочки закрывается заостренным стержнем 1, в средней части которого имеется пружинка, позволяющая удерживать его в приподнятом положении. На внутренней поверхности резервуара 3 имеются три крючка 10, которые показывают, до какого

уровня необходимо наливать исследуемую жидкость. По этим же крючкам с помощью подъемных винтов 6 производится вертикальная установка прибора.

Внешний резервуар 11 играет роль водяной ванны. Пространство между резервуарами 3 и 11 заполняется водой, которая может подогреваться с помощью кольцевой горелки 8, а также электронагревателем. В наружном резервуаре на специальной кронштейне закреплена мешалка 2 для перемешивания воды в ванне, что способствует равномерному подогреву исследуемой жидкости до заданной температуры. Для уменьшения тепловых потерь во время опыта внутренний резервуар прикрывается пустотелой крышкой 12, в отверстия которой вставляются стержень 1 и термометр 13; последний служит для контроля температуры исследуемой жидкости. Под трубочкой 9 устанавливается специальная стеклянная колба 5 с двумя нанесенными на ней кольцевыми рисками 7. Нижняя риска соответствует объему 100 см^3 , верхняя – 200 см^3 .

Определение вязкости вискозиметром Энглера заключается в сопоставлении времени $t_{\text{ж}}$ истечения 200 см^3 исследуемой жидкости через насадок при заданной температуре со временем $t_{\text{в}}$ истечения того же объема дистиллированной воды при $t^{\circ} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Величина $t_{\text{в}}$ называется водным числом ($t_{\text{в}} \cong 50\text{-}52 \text{ с}$).

Отношение $t_{\text{ж}} / t_{\text{в}} = \text{ }^{\circ}\text{E}$ – вязкость в градусах Энглера (условная вязкость).

Порядок выполнения работы

1. Снять крышку 12 вискозиметра и убедиться в том, что внутренняя поверхность резервуара 3 и трубочки 9 чиста и насухо протерта.

2. Вставить в отверстие трубочки 9 стержень 1 и в резервуар 3 налить столько исследуемой жидкости, чтобы ее свободная поверхность незначительно прикрывала острия крючков 10; при этом объем жидкости составляет примерно 240 см^3 . Если острия крючков неодинаково прикрываются свободной поверхностью жидкости в резервуаре, что свидетельствует об отклонении от вертикального положения оси прибора, то это положение необходимо исправить подъемными винтами 6.

3. Резервуар 3 с жидкостью закрыть крышкой и в её отверстие вставить термометр 13.

4. В сосуд 11 налить воду, которая при необходимости подогревается горелкой 8 или электронагревателем, пока температура исследуемой жидкости в резервуаре 3 не достигнет заданной.

5. Под трубочку 9 прибора подставить пустую колбу 5.

6. Придерживая крышку вискозиметра, приподнять стержень и одновременно включить секундомер. Необходимо следить за тем, чтобы вытекающая из насадка 9 жидкость попадала на внутреннюю боковую стенку колбы 5. Это исключает возможность появления внутри колбы пены, мешающей фиксировать уровень жидкости.

7. Когда уровень вытекающей жидкости достигает верхней риски 7 на колбе, выключить секундомер. Полученное время $t_{ж}$ в секундах и есть время вытекания 200 см^3 исследуемой жидкости.

8. Для исключения возможных ошибок работу по определению $t_{ж}$ повторить несколько раз.

9. В такой же последовательности определить водное число $t_{в}$, т. е. время вытекания 200 см^3 дистиллированной воды. Водное число для каждого вискозиметра является постоянным и указывается заводом-изготовителем.

Обработка опытных данных

1. По результатам измерений подсчитать средние опытные значения $t_{ж}$ и $t_{в}$, которые позволяют определить вязкость жидкости в градусах Энглера по формуле

$$t_{ж} / t_{в} = {}^{\circ}E.$$

2. Переход от вязкости в градусах Энглера к кинематическому коэффициенту вязкости ν произвести по эмпирическим формулам, одной из которых является формула Уббелоды:

$$\nu = 0,0731 {}^{\circ}E - \frac{0,0631}{{}^{\circ}E}, \text{ см}^2/\text{с}.$$

3. По зависимости (1.2) подсчитать динамический коэффициент вязкости μ .

4. Полученные значения коэффициентов вязкости сопоставить со справочными.

Все данные измерений и вычислений результатов опытов вносятся в соответствующие графы табл. 1.1.

Описание ротационного вискозиметра ВСН-3

Принцип действия ротационных приборов можно пояснить на примере соосно-цилиндрического вискозиметра. Ротор вращается с заданной угловой скоростью, а статор заторможен пружиной-измерителем крутящего момента, передаваемого от ротора статору через исследуемую жидкость, находящуюся в зазоре между статором и ротором. Чем больше вязкость жидкости, тем больше будет измеряемый крутящий момент.

Ротационный вискозиметр ВСН-3 состоит из корпуса 1, измерительной системы, включающей спиральную пружину, привода и стакана 3 для исследуемой жидкости 4 (рис. 1.4).

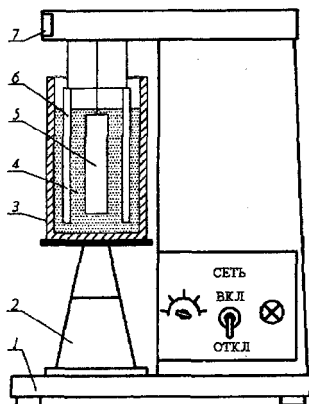


Рис. 1.4

Стакан с исследуемой жидкостью установлен на столике 2. Внутри стакана измерительный цилиндр 5 и вращающийся полый цилиндр 6 образуют кольцевой зазор, который заполнен исследуемой жидкостью. Цилиндр приводится во вращение электродвигателем с заданным числом оборотов в минуту (200, 300, 400, 600). Угол поворота измерительного цилиндра 5 регистрируется по шкале 7.

Стакан 3 выполнен пустотелым. Через него при необходимости можно прокачивать жидкость, термостатирующую для задания необходимой температуры.

В работе производится определение коэффициента динамической вязкости полиметилсилоксановой жидкости ПМС-100 при четырех скоростях вращения полого цилиндра 6.

Порядок выполнения работы

1. Термостатом установить требуемую температуру исследуемой жидкости.
2. Переключателем «об/мин» установить скорость вращения 200 об/мин.
3. Включить тумблер «сеть» вискозиметра.
4. Определить угол поворота измерительного цилиндра по шкале 7.
5. Установить последовательно скорости вращения 300, 400 и 600 об/мин, определяя при этом угол поворота измерительного цилиндра. Результаты записать в табл. 1.2.

Таблица 1.2

№ п/п	Температура, °С	Скорость вращения n , об/мин	Угол поворота φ , град	μ , Па·с
1				
2				
3				
4				

6. Динамический коэффициент вязкости рассчитывается по формуле

$$\mu = \frac{0,3\varphi}{n}, \text{ Па}\cdot\text{с},$$

где φ – угол поворота измерительного цилиндра, n – число оборотов в минуту полого цилиндра.

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМЫ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЖИДКОСТИ В РАВНОМЕРНО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ВОКРУГ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ СОСУДЕ

Цель работы: определение формы свободной поверхности жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся с постоянной угловой скоростью вокруг вертикальной оси, и сопоставление результатов измерений с теоретическими расчетами.

Общие сведения

При вращении сосуда с жидкостью с постоянной угловой скоростью вокруг вертикальной оси, а также в некоторых других случаях в сосуде устанавливается состояние относительного равновесия (покоя) жидкости, при котором частицы жидкости не перемещаются относительно друг друга и самого сосуда (жидкость и сосуд движутся как одно целое).

Законы относительного равновесия жидкости находят широкое применение в различных областях техники – в металлургии (центробежное литье), в измерительной технике (жидкостные тахометры) и др.

При исследовании относительного равновесия жидкости наряду с установлением закона распределения давления в ней практический интерес представляет определение формы поверхности равного давления, т. е. такой поверхности, все точки которой испытывают одинаковое давление.

Дифференциальное уравнение поверхности равного давления имеет вид

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0, \quad (2.1)$$

где X , Y , Z – проекции ускорений массовых сил на соответствующие координатные оси; dx , dy , dz – проекции приращения координат точки.

В случае относительного равновесия жидкости в цилиндрическом сосуде, вращающемся с постоянной угловой скоростью ω вокруг вертикальной оси, на каждую частицу жидкости действуют две массовые силы: сила тяжести и центробежная сила инерции.

В качестве поверхности равного давления рассмотрим свободную поверхность жидкости, в любой точке которой давление равно атмосферному. Через вершину свободной поверхности жидкости проведем систему координат, вращающуюся вместе с сосудом (рис.2.1).

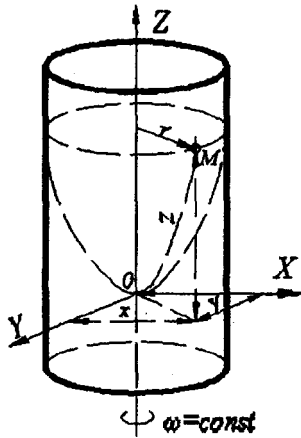


Рис. 2.1

При таком расположении осей проекции ускорений массовых сил, действующих, например, на частицу в точке M жидкости, равны

$$X = \omega^2 x; \quad Y = \omega^2 y; \quad Z = -g,$$

где x и y – проекции радиуса вращения точки M на координатные оси; g – ускорение силы тяжести.

Подставив найденные значения проекций в уравнение (2.1) и проинтегрировав его, получим

$$z = \frac{\omega^2}{2g} (x^2 + y^2) = \omega^2 r^2 / 2g. \quad (2.2)$$

Выражение (2.2) есть уравнение параболоида вращения, для которого сечение горизонтальной плоскостью представляет собой окружность с радиусом r (см. рис. 2.1), а вертикальной меридиональной плоскостью – параболу.

Из выражения (2.2) видно, что форма параболоида вращения не зависит от рода налитой в сосуд жидкости.

Описание опытной установки

Опытная установка (рис.2.2) состоит из цилиндрического стеклянного сосуда 1 радиусом r_0 , в который заливается жидкость, например подкрашенная вода.

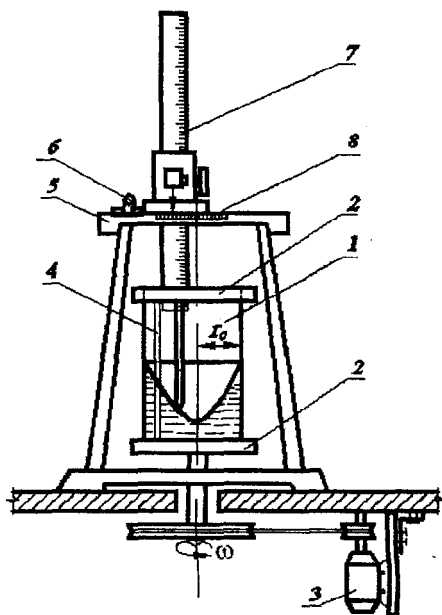


Рис. 2.2

Сосуд закреплен в обойме 2 и с постоянной угловой скоростью вращается вокруг вертикальной оси при помощи ременной передачи от шкива электродвигателя 3. Над сосудом на специальной подставке 5 установлен игольчатый уровнемер 7, который может перемещаться в вертикальном и горизонтальном направлениях. Нулевое деление шкалы абсцисс 8, находящейся на подставке 5, соответствует положению иглы на оси вращения сосуда. Игольчатым уровнемером в меридиональном сечении определяют координаты отдельных точек свободной поверхности вращающейся жидкости. Момент касания иглой свободной поверхности жидкости фиксируется неоновой лампой 6, включенной последовательно в электроцепь жидкость – игольчатый уровнемер.

Для визуального определения частоты вращения сосуда в верхнем кольце обоймы имеется контакт 4, который один раз за один оборот сосуда замыкает электроцепь на сдвинутый в сторону стенки сосуда игольчатый уровнемер. Частоту вращения сосуда можно также измерить тахометром.

Как уже отмечалось, для определения координат точек свободной поверхности или уровня жидкости в практике лабораторных измерений широко применяются игольчатые уровнемеры.

Игольчатый уровнемер (рис.2.3) состоит из собственно иглы 1, закрепленной на конце штанги 3, вдоль которой нанесена миллиметровая шкала 4.

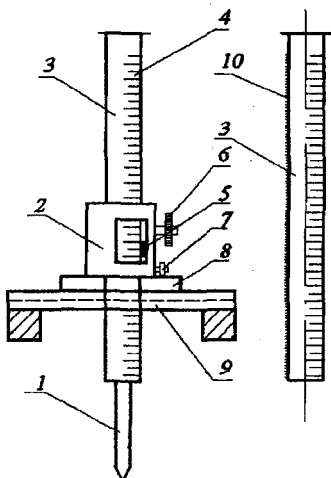


Рис. 2.3

На той же штанге закреплена зубчатая рейка 10. Штанга при помощи подъемного винта 6, с которым соединено зубчатое кольцо, может перемещаться вверх и вниз в специальной обойме 2. В последней прорезан прямоугольный паз, на одной из вертикальных сторон которого имеется нониус 5. Нониус позволяет делать отсчеты по шкале с точностью до 0,1 мм. Для предупреждения смещения штанги в момент отсчетов в обойме имеется стопорный винт 7. Обойма 2 крепится к подставке 8, которая может перемещаться вдоль направляющей рамки 9.

Определение глубины жидкости в сосуде с помощью игольчатого уровнемера осуществляется следующим образом. Вращением подъемного винта опускают штангу до соприкосновения иглы с дном сосуда. По шкале с помощью нониуса делается отсчет с точностью до 0,1 мм. Затем поднимают штангу вверх до выхода иглы из жидкости и снова медленно опускают ее до соприкосновения

острия иглы со свободной поверхностью жидкости. Штангу закрепляют в этом положении и по шкале производят отсчет. Разность отсчетов, соответствующих первому и второму положениям иглы, дает глубину жидкости в сосуде. Следует иметь в виду, что при тщательной наводке иглы в случае спокойной свободной поверхности жидкости ошибка в измерениях не превышает 0,1 мм, т. е. не превышает точности отсчета по нониусу.

Порядок выполнения работы

1. Включением электродвигателя в сеть сосуд с жидкостью привести во вращение. Выждать некоторое время, пока жидкость в сосуде не придет в состояние относительного равновесия, о чем можно судить по стабилизации свободной поверхности.

2. Тахометром или наблюдением за числом вспышек неоновой лампочки в определенный промежуток времени определить частоту вращения n сосуда.

3. На свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении выбрать ряд точек, количество которых зависит от диаметра сосуда и кривизны свободной поверхности; их абсциссы r – кратчайшие расстояния от оси вращения сосуда.

4. Игольчатым уровнемером определить отметки ∇_n в выбранных точках кривой свободной поверхности жидкости в сосуде.

5. Данные измерений занести в соответствующие графы таблицы.

Номер опыта	Кратчайшее расстояние точек свободной поверхности от оси вращения сосуда r , см	Отметка по нониусу игольчатого уровнемера свободной поверхности жидкости ∇_n , мм	Ординаты свободной поверхности жидкости		Относительная погрешность в значениях ординат, %
			Измеренные $z = \nabla_n - \nabla_0$, см	Вычисленные по теоретической зависимости z_r , см	

Примечания: Частота вращения сосуда $n =$
 Угловая скорость вращения $\omega =$
 Отметка вершины параболоида $\nabla_0 =$

Обработка опытных данных

1. По найденной частоте вращения n сосуда подсчитать угловую скорость вращения

$$\omega = (\pi n) / 30 .$$

2. Пользуясь формулой (2.2), вычислить теоретические ординаты кривой свободной поверхности жидкости в сосуде:

$$z_T = \omega^2 r^2 / 2g ,$$

где r – радиус вращения точки.

3. По разности отметок точек свободной поверхности жидкости и вершины параболоида, принятой за нулевую точку системы координат, определить экспериментальные значения ординат свободной поверхности в сосуде.

4. Процент отклонения экспериментальных значений ординат свободной поверхности от теоретических определить по выражению

$$(z_{\text{оп}} / z_T - 1) \cdot 100 \% .$$

Все вычисленные значения также занести в соответствующие графы таблицы.

5. По данным измерений и вычислений вычертить экспериментальную и теоретическую кривые свободной поверхности жидкости в меридиональном сечении сосуда. Сравнение этих кривых позволяет судить о том, насколько экспериментальная кривая свободной поверхности жидкости в сосуде близка к теоретической кривой, т. е. к параболе.

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Цель работы

1. Установление экспериментальным путем существования двух режимов движения.

2. Расчет чисел Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения.

3. Определение условий смены режимов движения и расчет критических значений скорости и числа Рейнольдса.

Общие сведения

Исследования, проведенные в XIX веке Г. Хагеном (Германия), Д.И. Менделеевым (Россия), О. Рейнольдсом (Англия) и другими учеными, позволили установить существование двух принципиально разных режимов движения жидкости – ламинарного и турбулентного. Эти режимы отличаются как по характеру движения отдельных частиц, так и по потерям энергии в потоке жидкости.

При ламинарном режиме имеет место слоистое течение. Из слоя в слой частицы жидкости не переходят, движение их происходит параллельно оси потока. Траектории движения частиц совпадают с линиями тока, между собой не пересекаются и четко определяют движение отдельных слоев в потоке жидкости. Возникающая между слоями сила трения определяется по закону Ньютона о внутреннем трении.

При турбулентном режиме движения частицы жидкости движутся по хаотическим траекториям, в т. ч. и поперек основного потока. Последнее обеспечивает интенсивное перемешивание объемов жидкости, сопровождаемое пульсациями скоростей и давления в данной точке потока. Частота пульсации, в зависимости от условий течения, может охватывать широкий диапазон, изменяющийся от 5...10 Гц до 50...100 кГц.

Ламинарный режим отмечается преимущественно при движении жидкости повышенной вязкости (нефть, битум, смазочные масла и т. д.) или при движении маловязкой жидкости (например, вода) с небольшой скоростью, в капиллярах, в порах грунта и т. д.

В большинстве случаев инженерной практики при движении маловязких жидкостей имеет место турбулентный режим движения.

Прогнозирование условий реализации того или иного режима движения, установление момента его смены имеет важное значение для инженерной практики. Так, например, интенсивное перемешивание объемов жидкости, имеющее место при турбулентном режиме движения, с одной стороны, обеспечивает более эффективное протекание процессов тепло- и массообмена, а с другой стороны – приводит к значительному возрастанию потерь энергии в потоке жидкости.

При этом следует отметить, что если потери энергии в ламинарном потоке пропорциональны скорости в первой степени ($h \sim V$), то в турбулентном они возрастают и становятся пропорциональными скорости в степени n ($h \sim V^n$), где $n = 1,75 \dots 2,0$.

На основании исследований, проведенных на разных жидкостях при различных скоростях и размерах потока, О. Рейнольдсом был предложен безразмерный критерий, называемый числом Рейнольдса (Re), который позволяет установить режим движения. Для цилиндрической трубы зависимость для расчета числа Рейнольдса имеет вид

$$Re = \rho Vd/\mu, \quad (3.1)$$

где ρ – плотность жидкости; V – средняя скорость; d – внутренний диаметр трубы; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Учитывая, что кинематический коэффициент вязкости жидкости $\nu = \mu / \rho$, формула для расчета числа Рейнольдса может быть представлена в следующем виде:

$$Re = Vd/\nu. \quad (3.2)$$

Для потоков в каналах некруглого сечения и для труб, работающих неполным сечением (безнапорное течение), число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re_R = VR/\nu, \quad (3.3)$$

где R – гидравлический радиус, равный отношению площади живого сечения ω к смоченному периметру χ ($R = \omega/\chi$).

Из анализа, проведенного на основе теории подобия, следует, что число Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции к силам вязкостного трения, действующим в потоке жидкости. До тех пор пока в потоке преобладают силы вязкости, движение жидкости будет слоистым, т. е. ламинарным. Если же действие сил трения оказывается недостаточным, чтобы уравновешивать возрастающие с ростом скорости силы инерции, то ламинарное течение становится неустойчивым и в потоке начинают развиваться возмущения (хаотичные пульсации жидкости, обусловленные переходом частиц из одного слоя в другой), характерные для турбулентного режима движения.

Классические опыты О. Рейнольдса (1868 г.) показали, что переход от одного режима к другому происходит при определенной скорости, которую О. Рейнольдс назвал критической скоростью $V_{кр}$. Экспериментами установлено, что величина $V_{кр}$ зависит от вязкости и плотности жидкости, геометрических размеров, характеризующих живое сечение потока.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее моменту смены режимов движения, называется критическим и обозначается $Re_{кр}$. Эксперименты Рейнольдса позволили установить, что величина $Re_{кр}$ не зависит от рода жидкости и для напорного течения в трубах круглого сечения $Re_{кр} = 2320$.

Для потоков в каналах некруглого сечения смена режимов движения происходит при числе Рейнольдса $Re_{кр(R)}$, величина которого с учётом, что гидравлический радиус $R = d/4$, равна

$$Re_{кр(R)} = 2320/4 = 580.$$

При проведении гидравлических расчетов установление режима движения осуществляется путем сравнения числа Рейнольдса, подсчитанного по формулам (3.1)–(3.3), с соответствующей величиной критического числа Рейнольдса.

При $Re < Re_{кр}$ режим движения считается ламинарным, при $Re > Re_{кр}$ – турбулентным.

Следует иметь в виду, что, устраняя различные факторы, которые вносят возмущения в поток жидкости (неплавный вход в трубу, внешняя вибрация, шероховатость стенок и т. д.), можно «затянуть» режим ламинарного движения до чисел Рейнольдса, значительно превышающих $Re_{кр}$, например, для круглых труб – до $Re = 50000$. Однако такой ламинарный режим является неустойчивым, и при малейшем возмущении он мгновенно переходит в турбулентный.

В ламинарном потоке при $Re < Re_{кр}$, применяя различные воздействия механического и гидравлического характера, можно искусственно вызвать турбулентное течение. Однако при отсутствии возмущающих воздействий ламинарный режим быстро восстанавливается, что происходит в основном благодаря действию сил вязкостного трения, т. е. при $Re < Re_{кр}$ турбулентное течение является неустойчивым. Поэтому в инженерной практике указанные выше критические значения числа Рейнольдса ($Re_{кр} = 2320$ и $Re_{кр(R)} = 580$)

Для устранения волнообразования на поверхности воды, перетекающей через перегородку 7 из отсека 8 в отсек 9, в напорном баке установлена перфорированная перегородка 12 (отверстия диаметром 5...7 мм равномерно расположены по поверхности перегородки 12). Во избежание переполнения напорного бака в нем смонтирована сливная труба 13.

Для визуализации режимов движения в установке используется светлый экран 14, смонтированный за стеклянной трубкой 2, температура воды в баке определяется термометром 15. Для измерения расхода используется электрический ротаметр 16. Вода после проведения экспериментов поступает в резервуар 17, связанный со сливной трубой 13.

Порядок выполнения работы

1. Открытием вентиля 11 в трубопроводе 10 обеспечить необходимый круговорот воды и поддержание ее постоянного уровня в напорном баке.

2. Частичным открытием крана 3 установить небольшой расход в стеклянной трубке 2.

3. После открытия крана 6 по поведению подкрашивающей жидкости убедиться в наличии ламинарного режима движения.

4. Определить объемный расход воды с помощью ротаметра 16.

5. Постепенно увеличивая краном 3 расход воды в трубке 2, провести 4-5 опытов при ламинарном режиме движения.

6. Краном 3 установить расход, соответствующий моменту появления пульсаций, волнистости, вихреобразований на струйке подкрашивающей жидкости. По ротаметру определить расход, соответствующий моменту смены режимов движения.

7. Увеличивая открытие крана 3, установить турбулентный режим движения с интенсивным перемешиванием подкрашивающей жидкости с потоком воды в трубке 2. При этом режиме движения провести 4-5 опытов с одновременным измерением расхода ротаметром 16.

8. При проведении опытов осуществлять контроль температуры с помощью термометра 15.

Обработка опытных данных

1. В зависимости от показаний ротаметра по тарировочному графику $Q = f(n)$ (n – количество делений, измеренных по шкале ротаметра) определить объемный расход.

2. По известному расходу Q рассчитать среднюю скорость V движения жидкости $V = Q/\omega$, где ω – площадь поперечного сечения трубы диаметром d ; $\omega = \pi d^2/4$.

3. Для каждого опыта по формуле (3.2) рассчитать число Рейнольдса.

4. Данные измерений и вычислений занести в таблицу.

№ опыта	Температура t , °C	Кинематический коэффициент вязкости ν , см ² /с	Отметка по шкале ротаметра n , деления	Расход Q , см ³ /с	Средняя скорость V , см/с	Число Рейнольдса Re	Режим движения	
							H (наблюдение)	R (расчет)
1								
...								
11								

Пр и м е ч а н и е: диаметр трубы $d =$ см;
 площадь сечения трубы $\omega =$ см².

5. Значения кинематического коэффициента вязкости ν определить по графику $\nu = f(t)$ или рассчитать по эмпирической зависимости – формуле Паузейля:

$$\nu = 0,0178(1 + 0,03371t + 0,000221t^2)^{-1}, \text{ см}^2/\text{с},$$

где t – температура воды в градусах Цельсия.

Лабораторная работа № 4

ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Цель работы: построение пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения.

Общие сведения

Уравнение Д. Бернулли. Уравнение баланса удельной энергии потока реальной жидкости при установившемся движении, или, как его принято называть, уравнение Бернулли, имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{тр}. \quad (4.1)$$

Здесь индексами 1 и 2 обозначены величины, относящиеся соответственно к живому сечению потока 1-1 и 2-2, взятому ниже по течению. Каждое из указанных сечений должно выбираться на тех участках потока, в пределах которых имеет место плавно изменяющееся движение. В этом случае для различных точек данного живого сечения величины z и $p/\rho g$ имеют разные значения, однако сумма их постоянна ($z + p/\rho g = \text{const}$). Если рассматривать сумму слагаемых $z + p/\rho g$ в центрах тяжести рассматриваемых живых сечений потока*, тогда:

первый член уравнения (z) определяет высоту положения центра тяжести живого сечения потока над произвольной горизонтальной плоскостью сравнения или плоскостью отсчета 0-0 (рис. 4.1) и называется геометрической высотой или геометрическим напором;

второй член уравнения ($p/\rho g$) представляет собой высоту такого столба жидкости, который соответствует гидродинамическому давлению в центре тяжести живого сечения потока и называется пьезометрической высотой или пьезометрическим напором;

* Что вовсе не является обязательным.

сумма геометрической и пьезометрической высот определяет потенциальный напор H ($H = z + p/\rho g$), являющийся мерой удельной потенциальной энергии;

третий член уравнения ($\alpha V^2/2g$) называется скоростной высотой или скоростным напором и является мерой удельной кинетической энергии;

V – средняя скорость в живом сечении потока; α – коэффициент Кориолиса или корректив кинетической энергии (безразмерный), равный отношению кинетической энергии в сечении потока, вычисленной по действительным скоростям u , к кинетической энергии в том же сечении, вычисленной по средней скорости V . Коэффициент α всегда больше единицы, однако во многих случаях (например, при расчете труб и каналов) при турбулентном движении для упрощения расчетов принимают $\alpha = 1$;

сумма трех членов уравнения Бернулли $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = H$ опре-

деляет полный напор, величина его характеризует полную энергию в сечении потока.

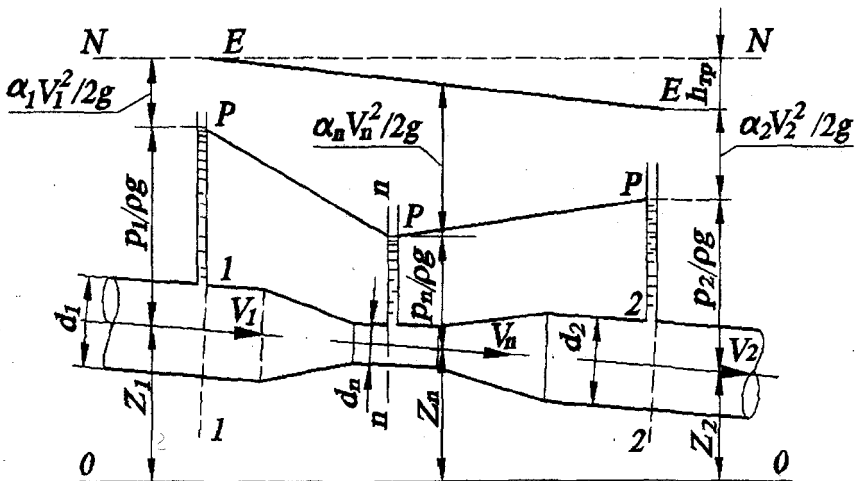


Рис. 4.1

Наконец, член $h_{тр}$ выражает суммарную потерю напора или энергии при движении жидкости на всем участке между рассматриваемыми сечениями потока; $h_{тр}$ — это часть механической энергии, обусловленная работой сил трения, которая переходит в тепловую энергию и рассеивается.

Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли

Геометрический смысл уравнения Бернулли легко уяснить при рассмотрении движения жидкости в трубе, схема которой приведена на рис. 4.1. Здесь участок потока выделен двумя сечениями: 1 — 1 и 2 — 2. Если дополнительно наметить промежуточное сечение $n-n$ и для каждого сечения отложить вверх от плоскости

сравнения 0-0 все три высоты $\left(z, \frac{p}{\rho g}, \frac{\alpha V^2}{2g} \right)$, то кривая, соединяющая

верхние концы сумм трех указанных вертикальных отрезков, образует линию полного напора $E-E$. Для выяснения характера напорной линии возможен выбор нескольких промежуточных сечений, в данном конкретном случае ограничились рассмотрением лишь одного, $n-n$.

Для идеальной жидкости линия $E-E$ будет параллельна плоскости 0-0, т. е. горизонтальна (на рис. 4.1 линия $N-N$).

При движении реальной жидкости полный напор вдоль потока уменьшается, так как часть его затрачивается на преодоление сил трения, поэтому кривая $E-E$ ниспадает; в этом случае линия $N-N$ представляет собой линию начального напора.

Падение полного напора, приходящееся на единицу длины, отмеренную вдоль потока, называется гидравлическим уклоном I_e . Поскольку при установившемся движении линия полного напора $E-E$ всегда понижается, величина I_e всегда положительна.

Кривая $P-P$, характеризующая величину потенциального напора, называется пьезометрической линией. Падение потенциального напора, приходящееся на единицу длины, отмеренную вдоль потока, называется пьезометрическим уклоном I . Если пьезометрическая линия $P-P$ понижается по течению, что связано с возрастанием скоростей, величина I положительна, в противном случае величина I — отрицательна.

При равномерном движении средняя скорость на рассматриваемом участке потока во всех сечениях одинакова, напорная и пьезометрическая линии представляют собой параллельные прямые; в этом случае $I = I_e = h_{тр}/l$ (l – длина участка потока).

Физическая (энергетическая) интерпретация уравнения Бернулли

Каждый из членов уравнения Бернулли, как уже отмечалось, представляет собой тот или иной вид удельной энергии. Сумма трех членов характеризует полную удельную энергию жидкости в рассматриваемом сечении потока:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}.$$

Тогда уравнение (4.1) может быть записано в следующем виде:

$$E_1 - E_2 = h_{тр}. \quad (4.2)$$

Из (4.2) следует, что уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке между сечениями 1–1 и 2–2 обуславливается потерей напора $h_{тр}$ – энергией, теряемой за счет работы внутренних и внешних сил трения единицей веса жидкости на пути между сечениями.

С энергетической точки зрения кривую $E-E$ (см. рис. 4.1) следует считать линией полной удельной энергии, а кривую $P-P$ – линией удельной потенциальной энергии.

Описание опытной установки

Трубопровод переменного сечения (рис. 4.2) состоит из нескольких последовательно соединенных между собой труб разного диаметра.

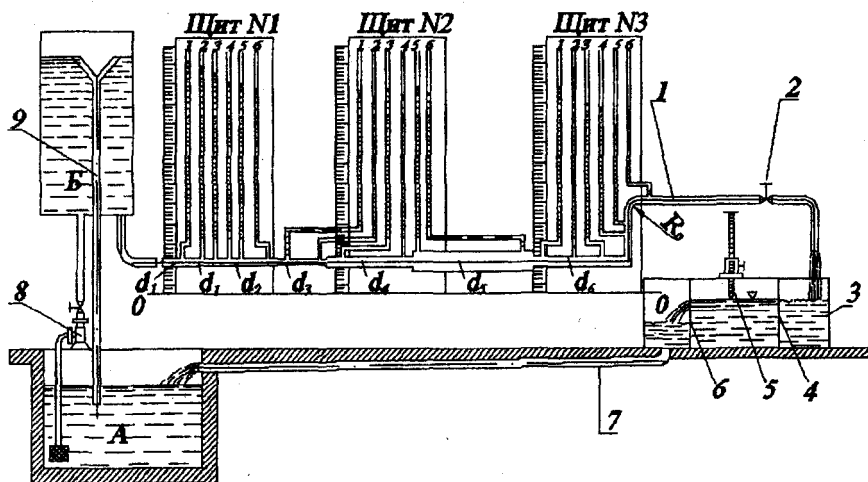


Рис. 4.2

На характерных участках трубопровода, т. е. при переходе от одного диаметра к другому и на поворотах, установлены пьезометры. Все пьезометры выведены на специальные щиты, нуль шкалы которых совпадает с плоскостью сравнения, расположенной ниже оси трубопровода. Вода из водобойного бассейна А центробежным насосом 8 подается в напорный бак Б, откуда поступает в трубопровод.

Уровень воды в напорном баке при помощи холостого слива 9 поддерживается постоянным на протяжении всего опыта. Установленный в конце трубопровода 1 вентиль 2 регулирует расход воды. Из трубопровода вода поступает в металлический лоток 3.

В лотке имеется вертикальная перегородка 4 с отверстиями, служащая для успокоения поступающей в лоток воды, а также тонкостенный треугольный водослив 6 с углом при вершине, равным 90° (водослив Томсона). Здесь могут быть использованы и другие водосливы с тонкой стенкой и с иной геометрической формой водосливного отверстия.

По напору перед водосливом определяется расход воды в системе. (Более подробные сведения о тонкостенных водосливах приведены в лабораторной работе № 13).

Для определения отметки гребня водослива, а также отметки уровня воды в лотке перед водосливом (в верхнем бьефе) над лот-

ком на специальной подставке установлен игольчатый уровнемер 5. (Описание и правила его пользования даны в лабораторной работе № 2).

Вода из лотка через сливную трубу 7 сбрасывается в водооборотный бассейн А.

Порядок выполнения работы

1. До начала работы необходимо убедиться в том, что в пьезометрах отсутствует воздух, для чего показания всех пьезометров сравнивают между собой. Если в них нет воздуха и вода в трубопроводе не движется, уровни в пьезометрах должны быть на одной и той же высоте (по закону сообщающихся сосудов). Если же уровни воды в пьезометрах будут разные, то необходимо удалить из них воздух. Для этого пьезометры необходимо снимать со щитов и держать в горизонтальном или несколько наклонном положении для того, чтобы с некоторым количеством слитой воды удалить воздушные пробки.

2. Включить в работу насос 8, подающий воду из водооборотного бассейна А в напорный бак Б.

3. После заполнения напорного бака (о чем свидетельствует начавшийся сброс воды через холостой слив 9) открывается вентиль 2 и в трубопроводе устанавливается некоторый постоянный на протяжении всего опыта расход Q . В процессе опыта нельзя изменять открытие вентиля. О постоянстве расхода в трубопроводе можно судить по показаниям игольчатого уровнемера, установленного над лотком 3. Эти указания необходимо соблюдать также при выполнении последующих работ, связанных с движением воды в трубах.

4. С помощью игольчатого уровнемера 5 зафиксировать отметки вершины угла треугольного измерительного водослива ∇_0 и горизонта воды перед водосливом ∇ . Разность отметок позволяет подсчитать напор на водосливе:

$$H' = \nabla - \nabla_0.$$

5. По кривой $Q = f(H')$, полученной в результате тарировки самого водослива, определить расход воды на водосливе.

Все экспериментальные данные по определению расхода воды внести в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Номер опыта	Отметка вершины угла треугольного измерительного водослива ∇_0 , см	Отметка уровня воды перед водосливом ∇ , см	Напор на водосливе H , см	Расход Q л/с
1				
2				
3				

б. Снять показания пьезометров, установленных на трубопроводе, при этом следует иметь в виду, что уровни воды в пьезометрах колеблются иногда довольно значительно. Это свидетельствует о наличии в трубопроводе турбулентного режима движения, при котором имеет место пульсация скоростей, а значит, и давлений. Поэтому во избежание грубых ошибок при снятии показаний пьезометров необходимо фиксировать среднее положение уровня воды в них. Это указание необходимо соблюдать и при выполнении последующих работ, проводимых на трубопроводах.

Отсчеты по пьезометрам заносятся в соответствующие графы табл. 4.2.

Таблица 4.2

Величина	Номера сечений (пьезометров)				
1	2	3	4	5	6
<i>Данные величины</i>					
Площадь живых сечений трубопровода ω , см ²					
<i>Опытные величины</i>					
Удельная потенциальная энергия (отсчеты по пьезометрам) $z + \frac{p}{\rho g}$, см					

1	2	3	4	5	6
<i>Вычисленные величины</i>					
Скорость $V = \frac{Q}{\omega}$, см/с					
Удельная кинетическая энергия $\frac{\alpha V^2}{2g}$, см					
Полная удельная энергия $E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$, см					
Потери энергии (напора) $h_{тр}$, см					

Обработка опытных данных

1. По замеренному расходу Q с помощью формулы

$$V = Q / \omega$$

подсчитать средние скорости движения во всех сечениях трубопровода, а затем – скоростные напоры (удельная кинетическая энергия) $\alpha V^2 / 2g$.

2. По показаниям пьезометров и значениям скоростных напоров подсчитать полную удельную энергию в сечениях:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}.$$

3. По разностям полных удельных энергий в сечениях определить потери энергии (напора) $h_{тр}$ между ними.

4. На схему трубопровода, вычерченную на миллиметровой бумаге, по показаниям пьезометров нанести в определенном масштабе пьезометрическую линию.

5. По вычисленным значениям полной удельной энергии таким же образом нанести напорную линию. Для большей наглядности линии рекомендуется показывать разным цветом.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ТРУБЫ ВЕНТУРИ

Цель работы

1. Опытное определение коэффициента расхода трубы Вентури.
2. Построение по опытным данным графика зависимости расхода воды Q от перепада потенциальных напоров h .

Общие сведения

Расход жидкости, газа или пара в напорных трубопроводах при установившемся движении на практике часто измеряют с помощью специальных сужающих устройств, называемых расходомерами. Принцип их работы основан на измерении перепада потенциальных напоров, возникающих из-за разности площадей трубопровода и самого сужающего устройства. К таким устройствам относятся диафрагмы (рис. 5.1), сопла (рис. 5.2), трубы Вентури (рис.5.3).

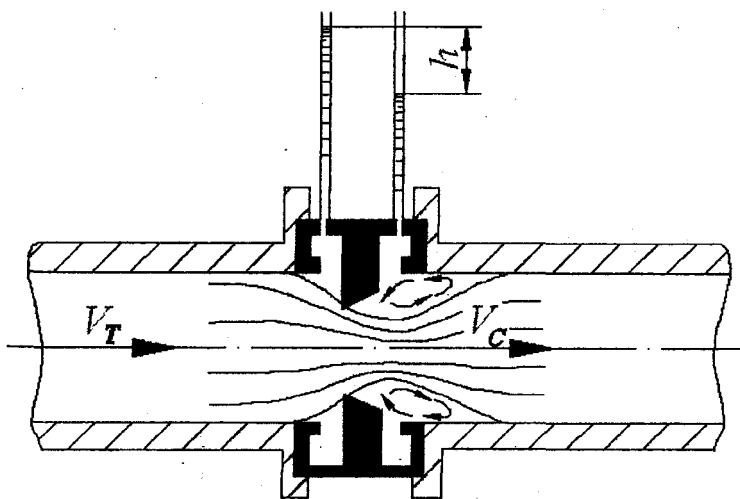


Рис. 5.1

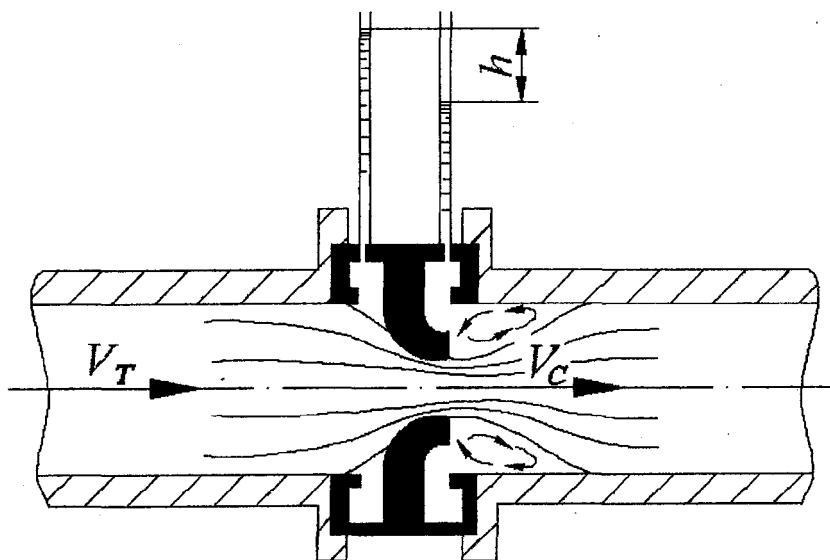


Рис. 5.2

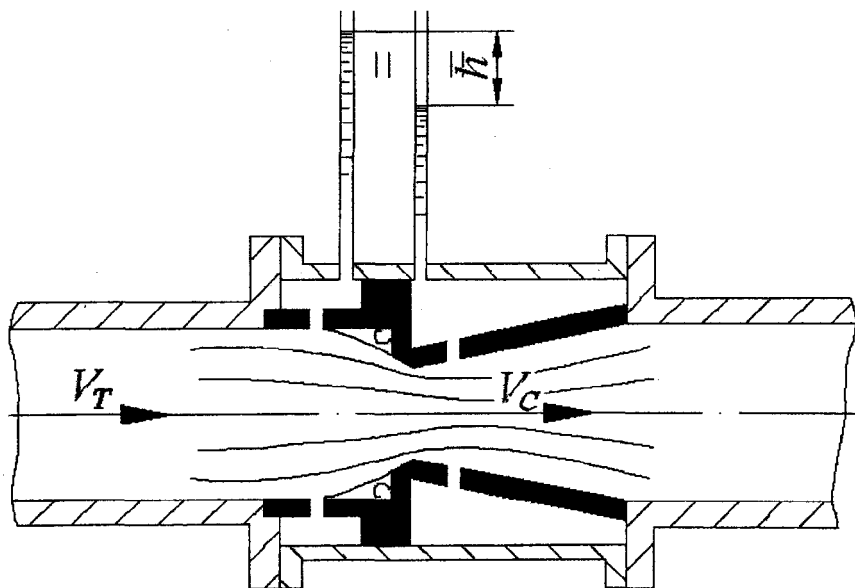


Рис. 5.3

Из перечисленных наиболее простым устройством является диафрагма. Однако она имеет наибольшее гидравлическое сопротивление, что вызывает значительные потери напора. Кроме того, острая кромка отверстия диафрагмы быстро изнашивается, что приводит к изменению коэффициента расхода. Сопла, хоть и имеют лучшие по сравнению с диафрагмой гидравлические параметры, более сложны в изготовлении.

Наиболее совершенной в отношении гидравлического сопротивления и относительно простой в изготовлении является труба Вентури.

Труба, или расходомер, Вентури состоит из цилиндрической вставки BC , $d = (0,3 \dots 0,5)D$ (D – диаметр трубопровода), соединенной с трубопроводом конфузуром AB (сходящимся патрубком) и диффузором CD (расходящимся патрубком) (рис. 5.4).

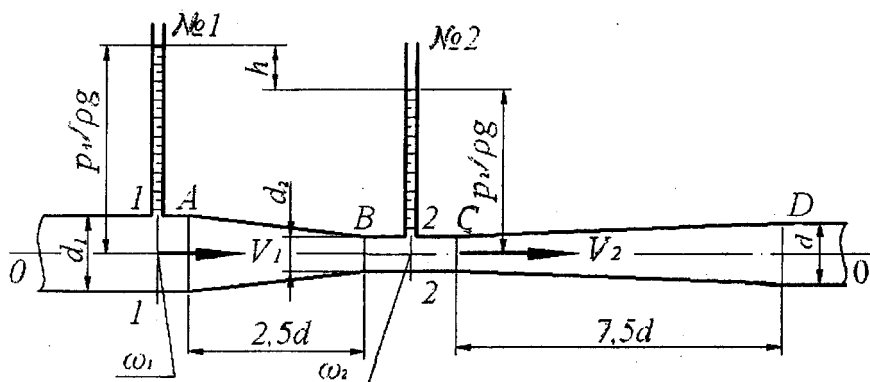


Рис. 5.4

Для измерения перепада давления перед конфузуром и в суженной части трубы Вентури устанавливаются пьезометры или дифференциальный манометр.

Между перепадом потенциальных напоров в трубе Вентури и проходящим через нее расходом существует определенная функциональная зависимость, которая используется для определения расхода по замеренному перепаду напора.

Эту зависимость легко получить, используя уравнение Бернулли и уравнение неразрывности потока. Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0, сов-

падающей с горизонтальной осью трубы, без учета потерь напора на участке между выбранными сечениями и принимая равномерный характер распределения скоростей в выбранных сечениях:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}. \quad (5.1)$$

Из уравнения неразрывности потока

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$$

можно выразить скорость V_2 через V_1 :

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} = m V_1, \quad \text{где } m = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Тогда уравнение (5.1) примет вид

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{V_1^2}{2g} (m^2 - 1). \quad (5.2)$$

Обозначив $\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h$, уравнение (5.2) запишем в таком виде:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} \cdot \sqrt{h}.$$

Теоретический расход через трубу Вентури можно определить по следующей зависимости:

$$Q_T = V_1 \cdot \omega_1 = \omega_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} \cdot \sqrt{h}. \quad (5.3)$$

Выражение $\omega_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}}$ зависит только от геометрических размеров расходомера.

Обозначим

$$\omega_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} = A, \quad (5.4)$$

где A – константа расходомера, тогда уравнение (5.3) можно записать в таком виде:

$$Q_T = A \sqrt{h}. \quad (5.5)$$

При выводе формулы (5.5) не были учтены потери напора на трение на участке $ABCD$ и влияние сужения на распределение скоростей. Поэтому вычисленный по формуле (5.5) расход будет несколько завышен по сравнению с действительным расходом.

Для определения действительного расхода вводится коэффициент расхода μ , который равен отношению действительного расхода Q к теоретическому Q_T :

$$\mu = Q / Q_T. \quad (5.6)$$

Окончательная формула для определения действительного расхода примет следующий вид:

$$Q = \mu A \sqrt{h}. \quad (5.7)$$

Коэффициент расхода трубы Вентури μ зависит от ее размеров, материала и определяется тарировкой расходомера.

Построив на основании опытных данных график зависимости $Q = f(h)$, можно непосредственно находить действительный расход Q по разности показаний пьезометров h или дифференциального манометра, не прибегая к формуле (5.7).

Необходимо отметить, что коэффициент расхода μ будет постоянным при различных расходах только в зоне квадратичного сопротивления, когда числа $Re > Re_{пр}$, где $Re_{пр}$ – предельное число Рейнольдса, т. е. наименьшее значение числа Re , при котором $\mu = const$. При соотношении диаметров трубы Вентури $d/D = 0,3 \dots 0,5$ предельное число Рейнольдса $Re_{пр} \geq 10^5$.

При установке расходомера Вентури, как и других расходомеров, необходимо исключить искажение потока в этих устройствах из-за близко расположенных источников возмущений (кранов, вентилях, сужений, расширений и т. д.). Расходомер должен размещаться на достаточном расстоянии от источника возмущений. Необходимая минимальная длина прямолинейного участка до расходомера Вентури определяется размерами расходомера и источником возмущения и может колебаться от $4D$ до $50D$. Минимальная длина прямолинейного участка за расходомером равна $5D$.

Описание опытной установки

Расходомер Вентури установлен на трубопроводе переменного сечения, описанном в лабораторной работе № 4 (см. рис. 4.2).

Все размеры трубы Вентури приведены на рис. 5.4.

Перепад давлений в горловине расходомера и в его входной расширенной части измеряется при помощи пьезометров №1 и 2, смонтированных на щите № 1.

Порядок проведения работы

1. Проверить отсутствие воздуха в пьезометрах № 1, 2.
2. Включить центробежный насос, подающий воду в напорный бак.
3. Давая различное открытие вентиллю 2, в трубопроводе установить несколько (5-6) разных расходов воды, которые замерить тонкостенным треугольным водосливом, расположенным в лотке 3.
4. При проведении опыта каждый раз снимают показания пьезометров № 1 и 2.

Все этапы работы, перечисленные в пп. 1 – 4, более подробно описаны в лабораторной работе № 4.

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта подсчитать разности показаний пьезометров h и соответственно им по формуле (5.5) – теоретические расходы Q_{Tn} .

Предварительно по формуле (5.4) найти значение A .

2. Для каждого опыта по формуле (5.6) подсчитать значение коэффициента расхода трубы Вентури.

Все результаты измерений и вычислений занести в таблицу.

Номер опыта	Показания пьезометров в сечениях 1 и 2, см		Разность показаний пьезометров h , см	Расход воды, вычисленный без учета потерь, Q_1 , л/с	Измерение расхода				Коэффициент расхода μ
	$\frac{p_1}{\rho g}$	$\frac{p_2}{\rho g}$			Отметка вершины угла треугольного водослива ∇° , см	Отметка уровня перед водосливом ∇° , см	Напор H , см	Расход Q , л/с	

3. По опытными значениями действительного расхода Q и разностям показаний пьезометров h на миллиметровой бумаге в масштабе построить график зависимости $Q = f(h)$.

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения (коэффициент Дарси λ) для опытного трубопровода.
2. Вычисление коэффициента λ по формулам для соответствующей области сопротивления и сравнение его с опытными значениями.
3. Построение графика зависимости опытных значений коэффициента λ от числа Рейнольдса $\lambda = f(Re)$.

Общие сведения

Потерями напора по длине $h_{дл}$ называется часть удельной энергии потока жидкости, которая затрачивается на преодоление гидравлических сил трения, возникающих в основном в зоне контакта боковой поверхности потока жидкости с твердыми стенками трубо-

провода. Этот вид потерь имеет место в прямолинейных каналах любой формы поперечного (живого) сечения, площадь которого не изменяется по длине.

Согласно современным воззрениям, турбулентный поток состоит из пограничного слоя, расположенного непосредственно у стенок трубы, и турбулентного ядра.

На боковой поверхности потока, непосредственно соприкасающегося с твердой поверхностью стенок трубы, образуется пристенный слой определенной толщины $\delta = f(\text{Re})$, который при малых скоростях имеет ламинарную структуру, а при увеличении скорости становится турбулентным, состоящим из бесконечного множества микровихрей. Эта вихревая оболочка потока возникает вследствие обтекания жидкостью выступов шероховатости (Δ), присутствующих на любой поверхности стенки трубы. Время существования микровихрей мало, так как они, взаимодействуя друг с другом, увеличиваются в размере и мигрируют от стенки трубы к ее оси. При этом их интенсивность уменьшается и микровихревое движение преобразуется в макровихревое, непосредственно формирующее хаотическую структуру турбулентного ядра потока.

Описанная выше реальная структура потока показывает, что силы трения и вызванные ими касательные напряжения локализуются в пристенном слое, а турбулентное ядро – это транзитный поток жидкости, объем которого составляет более 95 процентов от всего объема потока в канале (трубе), почти не оказывая влияния на сопротивление движению жидкости.

Ламинарный режим движения жидкости, в отличие от турбулентного, имеет строго упорядоченную, слоистую структуру потока жидкости, поэтому законы механики позволяют с определенными допущениями теоретически получить закон распределения касательных напряжений, закон параболического распределения скоростей в сечении, формулу расхода жидкости и закон Пуазейля для определения потерь напора по длине.

Общей формулой для определения потерь напора по длине в трубах круглого сечения как при турбулентном, так и при ламинарном режимах движения, является формула Дарси–Вейсбаха

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (6.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси (безразмерный); l и d – длина и диаметр трубопровода; V – средняя скорость потока; g – ускорение свободного падения.

Для определения коэффициента λ предложен ряд формул, учитывающих его зависимость от числа Рейнольдса, шероховатости, размеров поперечного сечения труб.

Экспериментальными работами И. Никурадзе и А.П. Зегжда, посвященными изучению гидравлических сопротивлений в трубах с искусственной шероховатостью, было установлено существование четырех основных зон сопротивлений*, каждая из которых характеризуется своими зависимостями $\lambda = f(\text{Re}, \frac{\Delta}{d})$. В общем случае λ

зависит от числа Рейнольдса и шероховатости стенок трубы.

Рассмотрим более подробно каждую из этих зон.

1-я зона – зона вязкого сопротивления. Она охватывает ламинарный режим движения. Пределы этой зоны по числу Рейнольдса – $\text{Re} < 2320$. Коэффициент λ зависит только от числа Re и определяется для труб круглого сечения по закону Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (6.2)$$

Подставляя это значение в формулу (6.1), получим

$$h_{\text{дл}} = \frac{64\nu}{Vd} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = kV.$$

Здесь и ниже k – коэффициент пропорциональности. Отсюда видно, что потери напора при ламинарном режиме прямо пропорциональны средней скорости в первой степени.

При турбулентном режиме, структура которого описана выше, потери напора могут сильно меняться в зависимости от диаметра трубы, скорости движения, вязкости жидкости и шероховатости стенок трубы. Для количественной оценки шероховатости вводится

* Точнее, пяти зон сопротивлений, но переходная зона от ламинарного режима движения к турбулентному не имеет особого практического значения.

понятие о средней высоте выступов шероховатости. Эту высоту называют *абсолютной шероховатостью* – Δ .

При одной и той же величине абсолютной шероховатости ее влияние на величину гидравлических сопротивлений различно в зависимости от диаметра трубы. Поэтому вводится понятие *относительной шероховатости*, равной отношению абсолютной шероховатости к диаметру (или радиусу) трубы, т. е. величина $\frac{\Delta}{d}$ или

$\frac{\Delta}{r}$. В связи с тем что абсолютная шероховатость имеет различные по высоте и по площади выступы, а измерить их величину практически невозможно, то в практику гидравлических расчетов было введено понятие *эквивалентной шероховатости* $\Delta_{\text{экв}}$. Под *эквивалентной шероховатостью* $\Delta_{\text{экв}}$ понимают такую высоту выступов шероховатости, сложенной из песчинок одинакового размера, которая при экспериментах дает одинаковую с естественной абсолютной шероховатостью величину коэффициента гидравлического трения.

При турбулентном режиме, в зависимости от соотношения размеров ламинарного подслоя δ на стенке трубы и высоты выступов абсолютной шероховатости Δ , различают трубы *гидравлически гладкие* ($\delta > \Delta$) и *гидравлически шероховатые* ($\delta < \Delta$).

В области гидравлически гладких труб при

$$2320 \leq \text{Re} < 20d/\Delta_{\text{экв}} \quad (6.3)$$

имеет место 2-я зона – *гладкостенного сопротивления*. В этой зоне пристенный слой, толщина которого δ больше шероховатости Δ , имеет структуру ламинарного течения. Он как бы изолирует турбулентное ядро от контакта с шероховатостью, поэтому коэффициент сопротивления λ зависит только от числа Re , т. е. $\lambda = f(\text{Re})$. В этой зоне $h_{\text{дл}} = k V^{1,75}$.

Численное значение коэффициента λ можно определить по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (6.4)$$

С увеличением скорости потока толщина пристенного ламинарного слоя уменьшается и, когда δ станет примерно равным Δ , наступает 3-я зона – переходная от гладкостенного сопротивления к квадратичному (доквадратичная зона), в которой на коэффициент λ оказывают влияние два фактора: число Рейнольдса и относительная шероховатость, т. е. $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d}\right)$. В этой зоне

$h_{\text{дл}} = k V^{1,75 \dots 2,0}$. Другими словами, это переходная зона от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым, границы которой определяют числа Рейнольдса, находящиеся в следующем диапазоне значений:

$$20 \frac{d}{\Delta_{\text{экв}}} \leq \text{Re} \leq 500 \frac{d}{\Delta_{\text{экв}}} \quad (6.5)$$

Для определения λ в этой зоне может быть рекомендована формула А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68 + \frac{\Delta}{d}}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (6.6)$$

Дальнейшее увеличение скорости потока почти полностью оголяет выступы шероховатости, в результате чего ламинарный подслои исчезает и пристенный слой становится вихревым. Такому течению соответствует 4-я зона – квадратичного сопротивления или зона гидравлически шероховатых труб, при которой влиянием вязкости жидкости на величину сопротивления можно пренебречь, а это значит, что коэффициент λ будет зависеть только от относительной шероховатости, т. е. $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}\right)$, $h_{\text{дл}} = k V^{2,0}$. Начало этой зоны по числу Рейнольдса определяется условием

$$\text{Re} \geq 500 \frac{d}{\Delta_{\text{экв}}} \quad (6.7)$$

Коэффициент λ в этой зоне можно определить по формуле Б.Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (6.8)$$

В учебниках, справочниках и другой литературе для каждой зоны сопротивления предлагается не одна, а несколько эмпирических формул для определения коэффициента Дарси. Если к этому добавить, что при выполнении расчета потерь по длине каждая такая формула не может учесть реального состояния поверхности стенок и условий эксплуатации трубопроводов, то вполне допустимо для всех зон сопротивления использовать, с соответствующей коррекцией, комбинированную формулу Альтшуля (6.6):

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

Универсальность этой формулы становится очевидной, если представить ее в следующем виде:

$$\lambda = 0,11 (A + B)^{0,25}, \quad (6.9)$$

где A – первое слагаемое в скобках, отвечающее за зону гладкостенного сопротивления; B – второе – за шероховатую зону, а их сумма – за переходную.

Подводя итоги, сформулируем последовательность действий, которыми следует руководствоваться, выполняя инженерные расчеты потерь по длине в трубопроводах:

1. Определяется число Рейнольдса ($\text{Re} = Vd/\nu$).

Если полученное значение $\text{Re} < 2320$, то режим движения ламинарный и коэффициент Дарси рассчитывается по формуле (6.2).

При $\text{Re} > 2320$ имеет место турбулентное течение, причем со структурой, соответствующей одной из трех указанных зон сопротивления. Для расчета коэффициента λ выбираются формулы (6.4), (6.6), (6.8).

Упростить последовательность расчетных действий позволяет схема, приведенная в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Ламинарный режим 1-я зона (вязкого сопротивления)	Турбулентный режим		
	2-я зона (гладкостенная)	3-я зона (переходная)	4-я зона (шероховатая)
0 2320	$20d/\Delta$	$500d/\Delta$	Re
$\lambda = f(\text{Re})$	$(\delta > \Delta)$ $\lambda = f(\text{Re})$	$(\delta \sim \Delta)$ $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$	$(\delta \ll \Delta)$ $\lambda = f(\Delta/d)$
$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}$	$\left\{ \lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \right\}$		
Формула Пуазейля	Формула Блазиуса	Формула Альтшуля	Формула Шифринсона
$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$

На оси чисел Рейнольдса имеются отметки, разграничивающие, во-первых, режимы движения (отметка 2320) и, во-вторых, при турбулентном режиме – зоны сопротивления (отметки $20d/\Delta$ и $500d/\Delta$), значения которых необходимо вычислить. Далее по известному значению числа Рейнольдса, полученному при расчете потерь по длине, находят столбец с соответствующей зоной сопротивления, в котором ниже оси Рейнольдса указаны основные физические параметры этой зоны и приведены формулы для определения коэффициента Дарси с фамилиями их авторов.

Для получения опытного значения коэффициента Дарси будем использовать формулу

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{h_{\text{дл.оп}} d 2g}{l V^2}, \quad (6.9)$$

где $h_{\text{дл.оп}}$ – значение потерь энергии по длине, полученное на экспериментальной установке, описание которой приведено ниже.

Описание опытной установки

Принципиальная схема экспериментального участка горизонтального трубопровода постоянного сечения, используемого для определения коэффициента λ , приведена на рис.6.1.

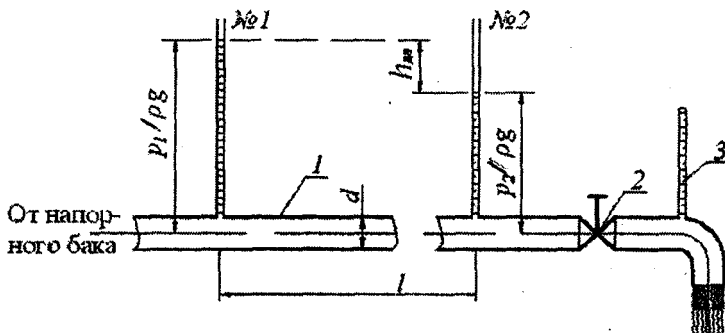


Рис. 6.1

Основными элементами экспериментальной установки являются напорный бак для питания установки водой (на рисунке не показан), опытный участок трубопровода постоянного диаметра и устройство для измерения расхода. В случае использования экспериментальной установки, описанной в лабораторной работе № 4, питание осуществляется по открытому циркуляционному циклу с забором воды из водооборотного бассейна в напорный бак, последующим движением воды по опытному участку трубопровода, мерному устройству для определения расхода и возвращением воды в тот же водооборотный бассейн (см. рис. 4.2).

Опытный участок трубопровода 1 (см. рис. 6.1) должен быть совершенно прямым и иметь длину l не менее $100d$, чтобы исключить возможное влияние различных местных особенностей (нарушение формы, размеров, различие в шероховатости стенок и т. п.). Для устранения влияния на результаты опытов начального участка начало опытного участка трубопровода должно быть удалено от входа в трубопровод на расстояние не менее $50d$. В начальном и конечном сечениях опытного участка устанавливаются пьезометры № 1 и 2 (или датчики дифференциального пьезометра), расстояние между которыми имеет длину l опытного участка. В целях более точного измерения среднего по сечению гидродинамического давления отбор давлений производится на стенках в 4–6 точках по периметру. Трубки отбора давления объединяются в коллектор, связанный с соответствующим пьезометром. На трубопроводе, соединяющем опытный участок с мерным устройством, устанавливаются вентиль 2 для регулирования расхода в трубопроводе и термометр 3 для измерения температуры воды.

В качестве мерного устройства для определения расхода может служить тонкостенный треугольный водослив Томсона (см. лабораторную работу № 4) или мерный бак.

Порядок выполнения работы

1. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открыть вентиль 2 на трубопроводе, благодаря чему в системе устанавливается циркуляция некоторого расхода воды.

2. Произвести проливку соединительных трубок пьезометров до полного удаления из них воздуха, для чего открыть соответствующие краны (на рис. 6.1 краны не показаны).

3. Закрыть вентиль 2 и проверить «нули» пьезометров.

4. Открытием вентиля 2 в трубопроводе последовательно установить 8 – 10 различных расходов воды, замеряемых при помощи мерного устройства.

В случае использования треугольного водослива Томсона данные по определению расхода вносятся в табл. 6.2.

Таблица 6.2

№ опыта	Температура воды t , °C	Кинематический коэффициент вязкости ν , см ² /с	Отсчеты по пьезометрам		Потери напора $h_{\text{пот}}$, см	Средняя скорость V , см/с	Число Рейнольдса Re	Режим течения или область сопротивления	Коэффициент гидравлического трения λ		Отклонение $\left(\frac{\lambda_{\text{оп}}}{\lambda_{\text{теор}}} - 1\right) 100\%$
			$\frac{p_1}{\rho g}$	$\frac{p_2}{\rho g}$					экспериментальный	вычисленный	

Примечания: Длина экспериментального участка трубопровода $l =$
 Диаметр трубопровода $d =$
 Площадь поперечного сечения трубопровода $\omega =$

5. По термометру 3 измерить температуру воды t_1° и t_2° в начале и в конце опыта.

6. Снять показания пьезометров № 1 и 2, установленных на трубопроводе (при этом следует руководствоваться указаниями к лабораторной работе № 5).

Отсчеты по пьезометрам и средняя температура воды в течение опыта вносятся в соответствующие графы табл. 6.2.

Обработка опытных данных

1. По замеренной температуре t° воды определить кинематический коэффициент вязкости ν при помощи графика связи $\nu = f(t)$ или по справочнику.

2. Вычислить среднюю скорость воды в трубопроводе

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

3. Определить потери напора по длине $h_{\text{дл}}$ опытного участка трубопровода. Из уравнения Бернулли, написанного для двух сечений трубопровода с постоянным диаметром ($v_1 = v_2$), имеем

$$h_{\text{дл}} \left(z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right)$$

или для горизонтального участка ($z_1 = z_2$)

$$h_{\text{дл}} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g},$$

т. е. опытные потери напора $h_{\text{дл}}$ определяются как разность показаний пьезометров № 1 и 2.

4. По формуле Дарси-Вейсбаха (6.9) определить экспериментальное значение коэффициента λ :

$$\lambda = 2g \frac{d h_{\text{дл}}}{l V^2}.$$

5. Вычислить число Рейнольдса $Re = \frac{Vd}{\nu}$ и по его величине определить режим движения.

6. Вычислить эквивалентную абсолютную шероховатость Δ_s опытного участка трубопровода. Для этого экспериментальное значение коэффициента λ в квадратичной области сопротивления (т. е. для опытов со средней скоростью воды $V \geq 1,2$ м/с) подставить в формулу (6.8).

7. По неравенствам (6.3), (6.5) и (6.7) определить область сопротивления движению воды в трубопроводе при турбулентном режиме путем сравнения опытного значения числа Рейнольдса с величиной относительной гладкости d/Δ_s .

8. В зависимости от режима движения и области сопротивления по соответствующим формулам вычислить величину коэффициента гидравлического трения λ и сравнить с его экспериментальным значением. В квадратичной области сопротивления коэффициент λ вычислить по формуле (6.8).

Результаты вычислений свести в табл. 6.2.

По экспериментальным значениям λ и Re строится график $\lambda - \lg Re$ в полулогарифмических координатах.

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ

Цель работы

1. Определение экспериментальных значений коэффициентов местных потерь в случае резкого расширения, резкого сужения и поворота.
2. Сопоставление экспериментальных значений с вычисленными или справочными значениями.

Общие сведения

Местные потери напора происходят на коротких участках трубопроводов в результате изменения скоростей потока по величине и направлению (рис. 7.1).

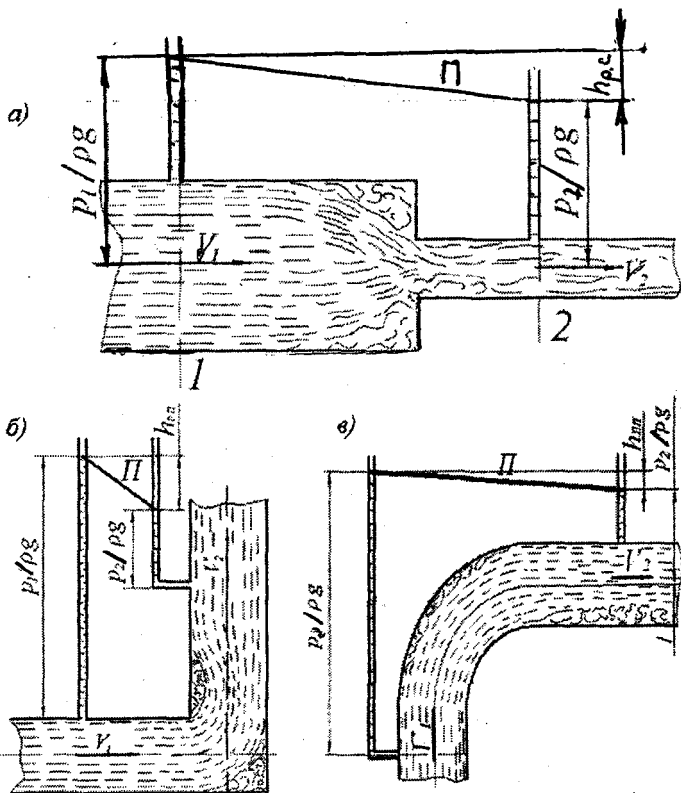


Рис. 7.1

На этих участках при турбулентном движении наблюдается отрыв транзитной струи от стенок русла с образованием вальцовых областей, в которых резко выражен неустановившийся характер движения с возвратным течением. В конечных сечениях вальцовых областей наблюдаются как повышенная пульсация скоростей и давлений, так и сильно деформированные эпюры осредненных скоростей. На протяжении некоторого участка за вальцовой областью, который обычно называют переходным, происходит затухание пульсаций и выравнивание эпюры скоростей. В большинстве случаев переходные участки наблюдаются и перед вальцовыми областями.

Граничными сечениями участков, на которых происходят местные потери напора, принято считать те сечения, где распределение осредненных скоростей имеет форму, свойственную равномерному

движению. Потери напора на рассматриваемых участках оказываются большими по сравнению с потерями, происходящими при равномерном движении в трубопроводе того же сечения.

Местная потеря напора на участке трубопровода является дополнительной к потерям напора по длине при равномерном движении на всех прямолинейных участках постоянного сечения, примыкающих к рассматриваемому участку.

Указанную потерю напора принято вычислять по формуле Вейсбаха в долях скоростного напора (кинетической энергии):

$$h_{\text{мест}} = \zeta_{\text{мест}} \frac{V^2}{2g}, \quad (7.1)$$

где $\zeta_{\text{мест}}$ – безразмерный коэффициент местной потери (сопротивления).

В случаях когда скорости потока перед участком с местным сопротивлением и после него различны (например, сужение (см. рис. 7.1, а) или расширение потока (см. рис. 7.2)), потеря напора обычно выражается долей скоростного напора за указанным участком.

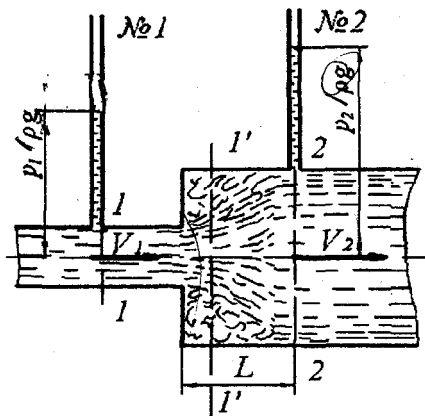


Рис. 7.2

В турбулентных потоках, когда местная потеря напора обусловлена образованием вальцовых областей с фиксированной точкой отрыва потока, можно принимать значение $\zeta_{\text{мест}}$ для данного местного сопротивления постоянным и не зависящим от Re .

При ламинарном движении происходит безотрывное обтекание местного сопротивления, коэффициент местной потери зависит только от числа Re и выражается формулой

$$\zeta_{\text{мест}} = \frac{A}{Re},$$

где A – опытный коэффициент, зависящий в основном от вида местного сопротивления.

А.Д. Альтшуль для определения коэффициентов местных потерь при малых значениях числа Рейнольдса рекомендует следующую формулу:

$$\zeta_{\text{мест}} = \frac{A}{Re} + \zeta_{\text{мест.кв}},$$

где $\zeta_{\text{мест.кв}}$ – коэффициент соответствующей местной потери напора в зоне квадратичного сопротивления.

В большинстве случаев при подсчете местных потерь напора по формуле (7.1) используются эмпирические значения $\zeta_{\text{мест}}$ (численные значения их приведены в некоторых учебниках и справочных пособиях), однако в отдельных случаях для определения $h_{\text{мест}}$ получены теоретические решения.

Одним из таких случаев является резкое расширение потока, для которого французским инженером Борда была получена следующая зависимость:

$$h_{\text{р.р}} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (7.2)$$

где V_1 и V_2 – средние скорости движения в граничных сечениях участков 1 – 1 и 2 – 2 (см. рис. 7.2).

Следует иметь в виду, что при выводе формулы (7.2) не учитывались силы внешнего трения на участке между сечениями 1 – 1 и 2 – 2, кроме того, принимался гидростатический закон распределения давления в сечении 1 – 1, а также считались равными единице коррективы кинетической энергии и количества движения. В связи с этим некоторые авторы в формулу (7.2) вводят поправочный коэффициент, определяемый опытным путем. Вместе с тем принято считать, что потеря напора в случае резкого расширения трубопровода

при $Re > 3000$ с достаточным приближением выражается формулой Борда. А. Гибсон рекомендует вводить в теоретическую формулу (7.2) поправочный коэффициент k , определяемый выражением

$$k = 1,025 + 0,0025 \frac{\omega_1}{\omega_2} - 0,0079 d_1,$$

где d_1 – диаметр узкой части трубы, см.

Таким образом, формула (7.2) примет вид

$$h'_{p.p.} = k \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}.$$

Формула (7.2) с помощью уравнения неразрывности (сплошности) движения легко может быть приведена к виду формулы (7.1):

$$h_{p.p.} = \xi_{p.p.} \frac{V_2^2}{2g}; \quad \xi_{p.p.} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2.$$

Для случая резкого сужения коэффициент местной потери находится по формуле

$$\xi_{p.c} = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right).$$

Используя выражение (7.1), можно найти опытное значение коэффициента местной потери (сопротивления):

$$\xi_{\text{мест.оп}} = \frac{h_{\text{мест.оп}}}{V_2^2 / 2g}, \quad (7.3)$$

где $h_{\text{мест.оп}}$ – потеря напора, определяемая по экспериментальным данным.

Описание опытной установки

Работа по определению коэффициентов местных потерь $\xi_{\text{мест}}$ проводится на трубопроводе переменного сечения, описание которого дано в лабораторной работе № 4.

На указанном трубопроводе имеется ряд местных сопротивлений: сужения и расширения, повороты и запорные устройства. Перед каждым местным сопротивлением и за ним установлены пьезометры, выведенные на щиты.

Порядок выполнения работы

1. Убедиться в отсутствии воздуха в пьезометрах.
2. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открыть вентиль на трубопроводе, благодаря чему устанавливается некоторый постоянный расход, измеряемый с помощью водослива Томсона. Данные по определению расхода воды в трубопроводе занести в таблицу (см. табл.4.1).
3. Снять показания соответствующих пьезометров (до местного сопротивления и после местного сопротивления). Отсчеты по пьезометрам занести в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Вид местного сопротивления	Отсчеты по пьезометрам		Средние скорости		Скоростные напоры		Полная удельная энергия		Потеря напора $h_{\text{м.п.}}$	Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{м.п.}}$	Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{ж}}$ (справочное или теоретическое значение)
	$\frac{P_1}{\rho g}$	$\frac{P_2}{\rho g}$	V_1	V_2	$\frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{V_2^2}{2g}$	E_1	E_2			
Резкое расширение											
Резкое сужение											

Примечание: опытный поправочный коэффициент Гибсона $k =$

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта по измеренным расходам Q и площадям сечений до ω_1 и после местного сопротивления ω_2 вычислить средние скорости потока V_1 и V_2 , а также скоростные напоры $\frac{V_1^2}{2g}$ и $\frac{V_2^2}{2g}$.

2! По значениям скоростных напоров и показаниям пьезометров подсчитать полные удельные энергии в сечениях до и после местного сопротивления:

$$E_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g};$$

$$E_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}.$$

3. По разности полных удельных энергий найти потери напора в соответствующих местных сопротивлениях:

$$h_{\text{мест}} = E_{\Pi} - E_{\Pi-1}.$$

4. С помощью формулы (7.3) подсчитать опытные значения коэффициентов местных потерь.

5. Найденные опытные значения $\zeta_{\text{мест}}$ сопоставить со справочными данными.

Все результаты вычислений и справочные данные занести в табл. 7.1.

Лабораторная работа № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТАРАНА

Цель работы

1. Ознакомление с устройством и принципом действия гидравлического тарана (ГТ).
2. Определение КПД ГТ.

Общие сведения

Гидравлический таран (ГТ) – это водоподъемная, автоматически действующая установка, работа которой основана на использовании эффекта гидравлического удара.

Основу конструкции ГТ составляют водоприемник 1 с двумя клапанами (напорным 2 и сбросным 3) и воздушным колпаком 4 (рис. 8.1). Через подводящую трубу 5 водоприемник 1 соединяется с водоемом 6, а через нагнетательный трубопровод 7 – с напорным резервуаром 8.

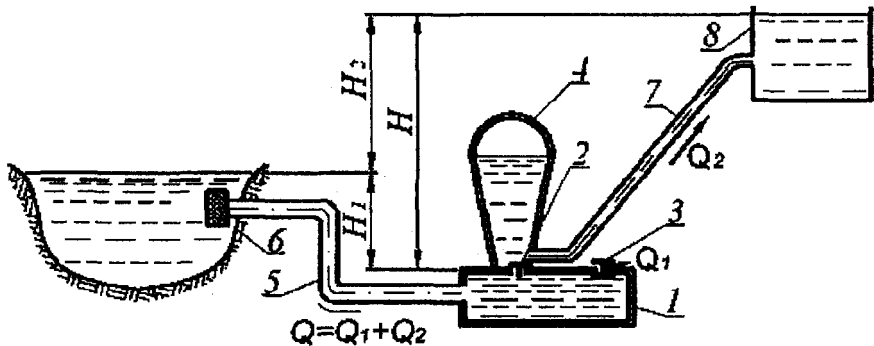


Рис. 8.1

Запуск и работа ГТ осуществляются следующим образом. Вначале принудительно открывается сбросной клапан 3. При этом вода из водоема 6 по подводящей трубе 5 под небольшим напором H_1 подается в водоприемник 1 с расходом $Q = Q_1 + Q_2$. Большая часть этого расхода (составляющая Q_1) проходит через сбросной клапан 3 с возрастающей скоростью, приводящей к повышению давления, действующего на клапан. Когда сила давления на клапан превышает его вес, клапан быстро закрывается. В результате мгновенной остановки движущейся жидкости в водоприемнике 1 возникает гидравлический удар, действие которого на начальной стадии сопровождается формированием волны повышенного давления. Последняя распространяется с большой скоростью от водоприемника 1 по подводящей трубе 5 в направлении к резервуару 6. При этом за счет возникшего в водоприемнике 1 повышенного давления происходит открытие напорного клапана 2, через который меньшая часть расхода Q (составляющая Q_2) поступает в воздушный колпак 4.

Поскольку гидроудар является колебательным процессом, то это приводит к тому, что через определенный промежуток времени (время фазы гидроудара) вслед за волной повышенного давления по водоприемнику 1 и подводящей трубе 5 начинает распространяться волна пониженного давления. В результате снижения давления в жидкости, находящейся в указанных узлах гидротарана, напорный клапан 2 закрывается, а сбросной клапан 3 открывается. Это приводит к тому, что через клапан 3 вновь происходит истечение воды, сопровождаемое резким закрытием последнего. Вновь при этом возникает повышенное давление в водоприемнике 1, под действием которого открывается клапан 2 и вода с расходом Q_2 поступает в воздушный колпак 4. По мере наполнения водой воздушного колпака давление находящегося в нем воздуха возрастает. В результате под давлением воздуха вода с расходом Q_2 начинает поступать (сравнительно равномерно) из колпака 4 по нагнетательной трубе 7 в напорный резервуар 8, находящийся на высоте H_2 , значительно большей, чем H_1 .

Таким образом, гидравлический таран позволяет в автоматическом режиме, без применения двигателей (электрических, внутреннего сгорания и т. д.) производить подъем воды из внешнего источника в напорный резервуар, уровень воды в котором может находиться выше, чем в водоприемнике, на 80 м и больше.

Мощность, затраченная на приведение гидротарана в действие, может быть найдена из выражения

$$N = \rho g Q_1 (H_1 - \sum h'n),$$

где Q_1 – расход воды, проходящей через сбросной клапан; H_1 – действующий напор или высота падения; $\sum h'n$ – потеря напора в подводящем трубопроводе.

Полезная мощность тарана

$$N_{\text{п}} = \rho g Q_2 (H_2 + \sum h''n),$$

где Q_2 – расход, подаваемый гидротараном в напорный резервуар; H_2 – полезная высота подъема; $\sum h''n$ – потеря напора в напорном трубопроводе.

КПД гидравлического тарана определяется из выражения

$$\eta = \frac{N_p}{N},$$

или, пренебрегая потерями напора:

$$\eta = \frac{Q_2 H_2}{Q_1 H_1}. \quad (8.1)$$

Помимо простоты, совмещаемой с автоматическим режимом работы, гидротаран имеет еще одно преимущество – его характеристики могут изменяться в широком диапазоне. При надлежащем выборе веса сбросного клапана гидротаран может работать при любых питательных расходах, обеспечивая при этом достаточно высокие значения полезной высоты H_2 . Ограничение высоты H_2 для данного тарана будет связано не с гидравлическими режимами, а только лишь с параметрами механической прочности материалов, использованных для изготовления его узлов, трубопроводов, клапанов и т. д.

Описание опытной установки

Экспериментальная установка (рис. 8.2) состоит из воздушного колпака 1, сбросного 2 и нагнетательного 3 клапанов, смонтированных в водоприемнике 4. Для подачи воды в водоприемник используется подводящая труба 5, снабженная регулирующей задвижкой 6. Для подачи воды в водоприемник используется подводящая труба 5, снабженная регулирующей задвижкой 6.

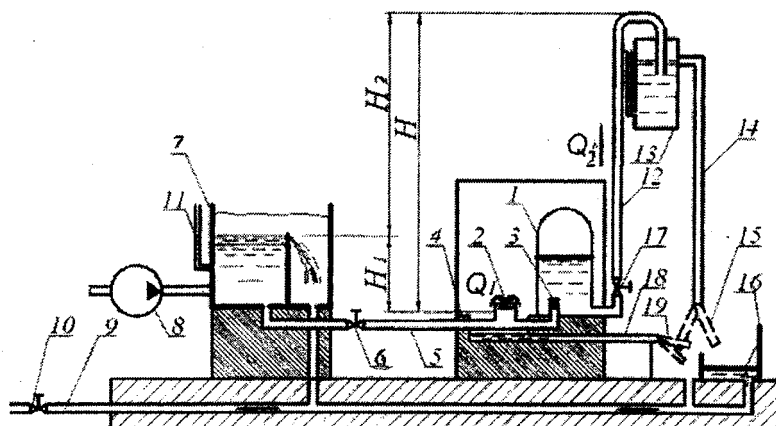


Рис. 8.2

Подводящая труба 5 связана с напорным баком 7, заполнение которого производится при помощи центробежного насоса 8. Для поддержания постоянного уровня в напорном баке используется труба холостого сброса 9, оснащенная задвижкой 10. Для определения уровня воды в напорном баке используется пьезометр 11. Для приема воды, подаваемой по нагнетательной трубе 12, используется напорный бачок 13. Последний при помощи сливной трубы 14 с гибким наконечником 15 может соединяться либо с мерным бачком 16, либо с трубой холостого сброса 9. Для регулирования расхода на нагнетательной трубе 12 имеется кран 17.

Вода, вытекающая через сбросной клапан 2, может направляться при помощи трубы 18 с концевым гибким наконечником 19 либо в мерный бачок 16, либо в трубу 9 холостого сброса.

Порядок выполнения работы

1. Включить центробежный насос 8, который подает воду в напорный бак 7.

2. После установления постоянного уровня в напорном баке открыть задвижку 6 на подводящей трубе 5. При этом сбросной клапан 2 и кран 17 должны быть закрыты.

3. Для запуска тарана в работу необходимо рукой нажать на сбросной клапан 2 и опустить его вниз до упора. При необходимости эту операцию повторить несколько раз до тех пор, пока таран не начнет работать в автоматическом режиме (выход на такой режим работы подтверждается периодичностью возникающих гидравлических ударов). После выхода тарана на рабочий режим необходимо открыть кран 17.

4. После заполнения напорного бачка 13 произвести следующие измерения:

- а) уровня воды H_1 в напорном баке 7 по пьезометру 11;
- б) расхода воды Q_2 в нагнетательной трубе 12 гидротарана;
- в) расхода воды Q_1 , вытекающей через сбросной клапан 2.

Расходы Q_1 и Q_2 определяются объемным способом. Для этого определяются объемы воды W_1 и W_2 , поступившие в мерный бачок

16, а также время t_1 и t_2 на заполнение последнего. Тогда $Q_1 = \frac{W_1}{t_1}$ и

$Q_2 = \frac{W_2}{t_2}$. Для повышения точности измерение расходов произведе-
сти по данным 2 - 3 опытов.

Обработка опытных данных

1. Определить полезную высоту нагнетания

$$H_2 = H - H_1,$$

где H – полная высота нагнетания ($H = 2,45$ м).

2. По формуле (8.1) рассчитать КПД гидротарана.

Все результаты измерений и вычислений занести в таблицу.

№ опытов	Определение расхода Q_1			Определение расхода Q_2			Определение КПД гидротарана		
	Объем воды, поступившей в мерный бак, W_1 , л	Время наполнения мерного бака, t_1 , с	Расход в нагнетательной линии Q_1 , л/с	Объем воды, поступившей в мерный бак, W_2 , л	Время наполнения мерного бака, t_2 , с	Расход в нагнетательной линии Q_2 , л/с	Напор H_1 , м	Напор H_2 , м	КПД η , %
1									
...									
7									

Лабораторная работа № 9

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ И ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициентов расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении жидкости из малого круглого отверстия в тонкой стенке и через насадок Вентури при постоянном напоре и сравнение полученных значений со справочными.

2. Наблюдение инверсии струи, вытекающей из отверстий различного очертания; исследование характера истечения из различных насадков.

3. Измерение вакуума в насадке Вентури и наблюдение его срыва.

4. Экспериментальное определение времени частичного опорожнения напорного бака и сравнение его с теоретическим.

Общие сведения

Малым называется такое отверстие, при расчете истечения из которого пренебрегают скоростью подхода и считают местные скорости во всех точках сжатого сечения практически одинаковыми, что наблюдается при h (или d) $\leq 0,1 H$, где h вертикальный размер в случае некруглого отверстия; d – диаметр круглого отверстия; H – напор относительно плоскости сравнения 0–0, проведенной через центр тяжести площади ω отверстия (рис. 9.1).

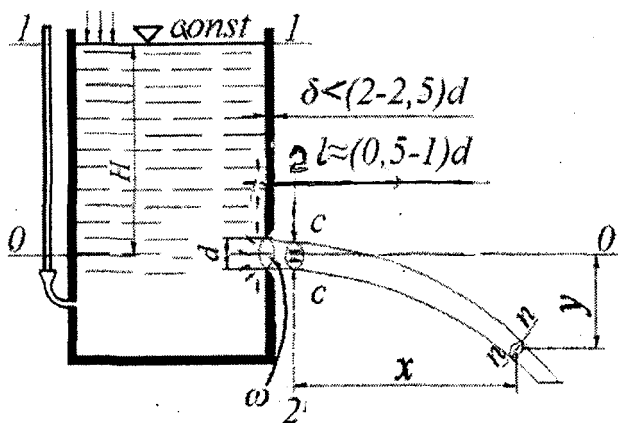


Рис. 9.1

Стенка считается в гидравлическом смысле тонкой, если ее толщина $\delta \leq (2 \dots 2,5)d$. В этом случае толщина стенки не влияет на истечение жидкости и в расчет принимается только местное сопротивление, возникающее при сжатии струи. В частном случае края отверстия могут иметь заостренную кромку.

Сжатое сечение площадью ω образуется на расстоянии $l \cong (0,5 \dots 1)d$. Сжатие обуславливается инерцией частиц жидкости, движущихся по

криволинейным непараллельным траекториям при подходе к отверстию. Движение жидкости в сжатом сечении практически плавно изменяющееся; площадь этого сечения определяется зависимостью

$$\omega_c = \varepsilon \omega,$$

где ε – коэффициент сжатия струи; ω – площадь отверстия.

Степень сжатия струи влияет на пропускную способность отверстия: чем больше сжатие, тем меньше расход при прочих равных условиях истечения. Различают следующие типы сжатия: неполное – струя сжимается не по всему периметру отверстия, полное – сжатие по всему периметру. В свою очередь полное сжатие может быть совершенным и несовершенным. Тип сжатия струи определяется расположением отверстия относительно боковых стенок и дна резервуара.

Если рассматривать истечение при постоянном напоре и написать уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 (см. рис. 9.1), то можно получить следующие расчетные формулы:

$$V = \sqrt{2gH}; \quad (9.1)$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (9.2)$$

где V – скорость в сжатом сечении; g – ускорение силы тяжести; φ – безразмерный коэффициент скорости; H – напор; Q – расход; μ – безразмерный коэффициент расхода.

Коэффициенты φ и μ определяются по зависимостям:

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}}; \quad (9.3)$$

$$\mu = \varepsilon \varphi, \quad (9.4)$$

где ζ – коэффициент сопротивления.

Физический смысл коэффициента скорости φ становится очевидным после преобразования формулы (9.1):

$$\varphi = \frac{V}{\sqrt{2gH}} = \frac{V}{V_{ид}}, \quad (9.5)$$

т. е. φ представляет собой отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости. Численное значение коэффициента φ можно также определить исходя из параболической траектории падения струи путем решения системы уравнений

$$x = V \cdot t; \quad (9.6)$$

$$y = \frac{gt^2}{2}; \quad (9.7)$$

где x и y – координаты центра тяжести произвольного сечения $n-n$ струи в системе координат, начало которой совпадает с центром тяжести сжатого сечения; t – время движения частиц жидкости от сечения сжатия до сечения $n-n$.

Подставляя значение скорости V из уравнений (9.6) и (9.7) в формулу (9.5), получаем

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{Hy}}. \quad (9.8)$$

Для выяснения физического смысла коэффициента расхода μ и определения его численного значения можно воспользоваться формулой (9.2)

$$\mu = \frac{Q}{\omega\sqrt{2gH}} = \frac{Q}{Q_{ид}}. \quad (9.9)$$

Коэффициент μ представляет собой отношение действительного расхода жидкости к теоретически вычисленному, равному расходу идеальной жидкости без учета сжатия струи. Таким образом, этот коэффициент учитывает и потерю напора, и сжатие струи, вытекающей из отверстия.

Коэффициент сопротивления определяется по формуле (9.3):

$$\zeta = 1/\varphi^2 - 1. \quad (9.11)$$

Как показали опыты, для малых круглых отверстий в тонкой стенке при совершенном сжатии и турбулентном режиме (квадратичная зона сопротивления) перечисленные коэффициенты имеют следующие численные значения: $\mu = 0,62$; $\varphi = 0,97$; $\epsilon = 0,64$; $\zeta = 0,06$.

Истечение жидкости из отверстий сопровождается инверсией струи, т. е. изменением формы поперечного сечения по длине струи. Так, например, при истечении из квадратного отверстия струя в сжатом сечении имеет форму восьмиугольника, а за сжатым сечением – крестообразную форму.

Истечение жидкостей из отверстий часто встречается в гидротехнических сооружениях, например, сброс воды из верхнего бьефа через различные донные отверстия и через отверстия для наполнения шлюзовых камер. Расчетные зависимости, соответствующие истечению из малых отверстий, используются для определения расхода и потерь давления в мерных шайбах, золотниковых распределителях, в различных клапанах, в диафрагменных дросселях и многих других устройствах гидравлических систем.

Насадком называется короткая напорная труба длиной $l = (3 \dots 4)d$, присоединенная к отверстию. При гидравлическом расчете насадка учитываются только местные потери напора (потерями напора по длине пренебрегают ввиду их малости). Различают следующие основные типы насадков: цилиндрические, конические (расходящиеся и сходящиеся) и коноидальные. Указанные насадки могут располагаться на внутренней или внешней стенке резервуара. Насадки увеличивают пропускную способность отверстия и придают вытекающей струе определенные свойства. Например, конически расходящийся насадок формирует сильно азрированную струю с большим расходом, но с малой кинетической энергией и незначительной дальностью отлета струи. Насадки широко используются в технике – это всевозможные форсунки и жиклеры, водосбросные отсасывающие трубы, сопла активных турбин, наконечники брандспойтов и гидромониторов; применяются в струйных насосах, гидроэлеваторах, ракетных двигателях, дождевальных установках и т. п.

Расчетные зависимости при истечении жидкости через насадки те же, что и при истечении из отверстий. Следует подчеркнуть, что в формуле (9.2) величина ω – площадь насадка на выходе. Каждый насадок в зоне квадратичного сопротивления имеет постоянные

численные значения коэффициентов μ , φ , ϵ и ζ , отнесенные к выходному сечению насадков. Значения этих коэффициентов приводятся в учебной и справочной литературе.

Рассмотрим истечение жидкости из внешнего цилиндрического насадка – насадка Вентури (рис. 9.2).

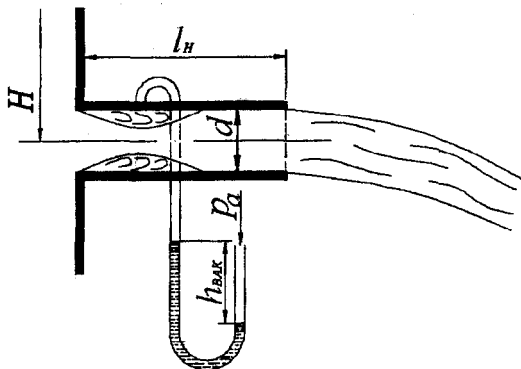


Рис. 9.2

Длина такого насадка находится в пределах $(3,5 \dots 4)d \leq l_n \leq \sim (6 \dots 7)d$. Струя на входе в насадок сжимается, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке, далее (при достаточной длине насадка) струя расширяется и вытекает полным сечением. Сжатую зону транзитной струи охватывают водоворотные области. Если струя вытекает в среду с атмосферным давлением, то в зоне сжатия струи устанавливается (согласно уравнению Бернулли) абсолютное давление, меньшее атмосферного, т. е. вакуум, так как скорость истечения из насадка меньше скорости в сжатом сечении. Вакуум можно измерить жидкостным вакуумметром, подключенным к сжатой зоне струи, причем $h_{\text{вак}} \approx 0,74H$.

Для насадка Вентури в зоне квадратичного сопротивления опытами определены численные значения коэффициентов: $\mu_n = \varphi_n = 0,82$; $\epsilon_n = 1$; $\zeta_n = 0,5$. Сравнение указанных коэффициентов для насадка и отверстия показывает, что скорость истечения из насадка меньше, чем из отверстия ($\varphi_n < \varphi$), за счет возросшего сопротивления в насадке ($\zeta > \zeta_n$), но расход через насадок Вентури все же больше расхода через отверстие ($\mu_n > \mu$). Это объясняется отсутствием сжатия

струи на выходе из насадка ($\varepsilon_n = 1$) и некоторым увеличением скорости в сжатом сечении из-за подсосывающего влияния вакуума.

Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре относится к неустановившемуся движению и находит применение при определении времени частичного или полного опорожнения различных емкостей (шлюзовых камер, цистерн, сосудов).

Теоретическая формула для определения времени частичного опорожнения призматического резервуара (рис. 9.3) имеет вид

$$t_{\tau} = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \quad (9.11)$$

где Ω – площадь поперечного сечения резервуара; H_1 и H_2 – начальный и конечный напоры.

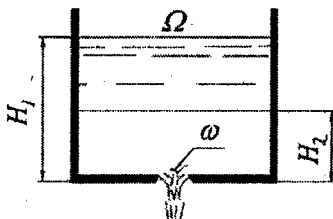


Рис. 9.3

Время полного опорожнения определяется по формуле (9.11) при условии $H_2 = 0$.

Описание опытной установки

Вода центробежным насосом 1 (рис. 9.4) по трубе 3 подается в напорный бак 5, в стенке которого сделан специальный круглый вырез 8 с резьбой. В этом вырезе с помощью резьбового соединения крепятся съемные диски с различными исследуемыми отверстиями или насадками. Отверстие может перекрываться поворотным клапаном 7. Расход поступающей в бак воды регулируется задвижкой 2. Для поддержания в баке постоянного напора H служит труба холостого сброса 6. Напор измеряется пьезометром 4. Определение расхода струи производится с помощью мерного бачка 9, установленного вместе с весами на подвижной платформе 10. Для измерения координат центра произвольного сечения струи служит координат-

ник 11, состоящий из горизонтальной и подвижной вертикальной реек с делениями, нуль которых соответствует центру сжатого сечения струи.

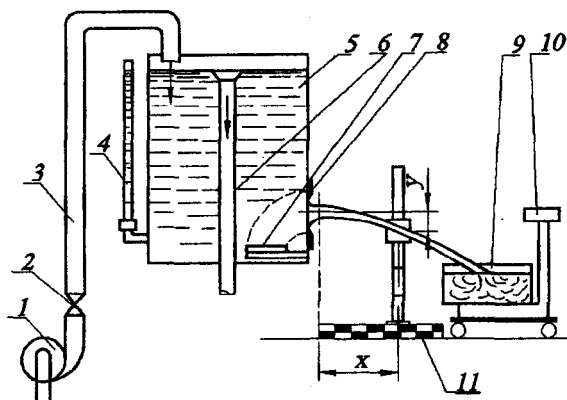


Рис. 9.4

Порядок выполнения работы

1. В вырезе 8 установить диск с круглым отверстием и перекрыть поворотным клапаном 7.

2. Включить центробежный насос 1 и открыть задвижку 2 на трубе 3, по которой вода поступает в напорный бак 5.

3. После наполнения напорного бака и установления в нем постоянного напора H , при котором происходит слив небольшого объема воды по трубе холостого сброса 6, открыть клапан 7, после чего из отверстия вытечет струя, падающая по параболической траектории в водооборотный бассейн.

4. По пьезометру 4 измерить напор H и с помощью координатника 11 определить координаты x и y в трех произвольных сечениях струи.

5. Для подсчета расхода Q определить вес воды (объем в литрах), поступившей в мерный бачок 9 за время t . Измерение расхода произвести три раза.

6. Отверстие перекрыть поворотным клапаном 7 и в вырезе 8 вместо диска с отверстием закрепить диск с насадком Вентури. Затем измерить напор, расход (как при истечении из отверстия) и вакуум в насадке с помощью жидкостного вакуумметра.

7. Экспериментальные данные внести в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Величина	Отверстие				Насадок			
	опыты			среднее значе- ние	опыты			среднее значе- ние
	1	2	3		1	2	3	
Масса бачка с водой G_b , кг								
Объем вытекшей воды V , л								
Продолжительность опыта t , с								
Расход воды Q , л/с								
Абсцисса x , см					-	-	-	-
Ордината y , см					-	-	-	-
Вакуум в насадке $h_{\text{вак}}$ см	-	-	-	-				

Примечания: Диаметр отверстия или насадка $d =$
 Площадь сечения отверстия или насадка $\omega =$
 Площадь поперечного сечения напорного бака $\Omega =$
 Вес мерного бачка без воды $G =$
 Напор $H =$

8. Для наблюдения инверсии струи и истечения из различных насадков в напорном баке последовательно установить съемные диски с отверстиями различного очертания и насадками различных типов.

9. Закрывать задвижку 2 и выключить насос, при этом начинается истечение жидкости из бака при переменном напоре.

10. При начальном напоре H_1 , определяемом по пьезометру 4, включить секундомер. После падения напора на 15...20 см зафиксировать конечный напор H_2 и выключить секундомер. Время, показанное секундомером, есть опытное время истечения из призматического бака объема воды $V = \Omega(H_1 - H_2)$. В той же последовательности провести еще два опыта при понижающемся уровне воды в баке. Экспериментальные данные занести в табл. 9.3.

Обработка опытных данных

1. По средним значениям расхода Q , координат x и y , пользуясь формулами (9.4), (9.8), (9.9) и (9.10), подсчитать коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления для малого отверстия и для насадка Вентури; для последнего определить также отношение $h_{\text{вак}}/H$. Полученные значения записываются в табл. 9.2 и сопоставляются со справочными данными.

Таблица 9.2

Параметры	Отверстие		Насадок Вентури	
	экспериментальное значение	по справочнику	экспериментальное значение	по справочнику
Коэффициент расхода μ				
Коэффициент скорости φ				
Коэффициент сжатия ϵ				
Коэффициент сопротивления ζ				
Отношение $h_{\text{вак}} / H$	-	-		

2. Для трех опытов по замеренным напорам H_1 и H_2 и формуле (9.11) вычислить теоретическое время истечения t_T и определить процентное расхождение между $t_{\text{оп}}$ и t_T по выражению

$$\left(\frac{t_{\text{оп}}}{t_T} - 1 \right) \cdot 100\%.$$

Результаты вычислений занести в табл. 9.3.

Таблица 9.3

Величина	Опыты		
	1	2	3
Начальный напор H_1 , см			
Конечный напор H_2 , см			
Опытное время истечения $t_{\text{оп}}$, с			
Теоретическое время истечения t_T , с			
Расхождение, %			

Лабораторная работа № 10

ИЗМЕРЕНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБКОЙ ЦАГИ*

Цель работы

1. Измерение осредненных местных продольных скоростей в нескольких точках скоростной вертикали в открытом потоке (лотке) трубкой ЦАГИ*.
2. Расчёт и построение эпюры распределения местных продольных скоростей по глубине потока.
3. Сравнение и анализ полученных результатов.

Общие сведения

Осредненной местной продольной скоростью \bar{u} называется воображаемая продольная (по отношению к потоку) местная скорость (неизменная во времени для установившегося движения), величина которой (для данной неподвижной точки пространства, занятого турбулентным потоком) устанавливается как среднее во времени значение пульсирующей продольной актуальной скорости в рассматриваемой точке пространства. (В дальнейшем изложении для упрощения записи черта над u не ставится).

Наиболее распространенными приборами для измерения осредненных местных продольных скоростей являются: а) гидрометрические вертушки (Жестовского, Бурцева и др.); б) гидродинамические трубки (Пито, Прандтля, ЦАГИ, Ребока, Лосиевского и др.).

С помощью гидрометрических вертушек скорость течения жидкости определяется по числу оборотов в единицу времени винта или рабочего колеса, вращающегося под действием потока жидкости. (Подробно гидрометрические вертушки описываются в курсах гидрометрии [14]).

Простейшей гидродинамической трубкой является так называемая «комбинированная трубка Пито», называемая иногда прибором Пито. Она представляет собой открытую с обоих концов вертикаль-

* ЦАГИ – Центральный аэрогидродинамический институт имени Н.Е. Жуковского.

ную трубку I небольшого диаметра (рис. 10.1), нижний конец которой конусно сужен, отогнут под прямым углом против течения; превышение уровня жидкости в трубке I над уровнем жидкости в трубке II, представляющей собой обычный пьезометр, дает величину, примерно равную скоростному напору H , т. е.

$$H \approx \frac{u^2}{2g} .$$

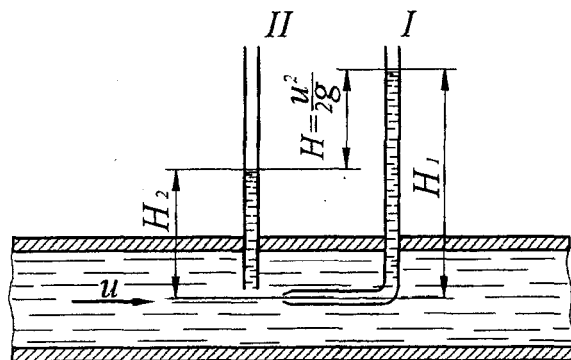


Рис. 10.1

Таким образом, зафиксировав значение H , можно подсчитать примерную величину осредненной местной продольной скорости:

$$u \approx \sqrt{2gH} . \quad (10.1)$$

Для учета влияния формы трубки и условий обтекания жидкостью ее отогнутого конца в выражение (10.1) вводится поправочный коэффициент ϕ , определяемый экспериментальным путем (тарировкой трубки) и приблизительно равный $1 \dots 1,04$. Тогда

$$u = \phi \sqrt{2gH} . \quad (10.2)$$

В гидродинамических трубках Лосиевского, ЦАГИ, Прандтля, Ребока и др. сочетаются описанные выше трубки I и II. Для определения разности уровней в них или, что равносильно, разности давлений применяются подключенные к ним микроманометры.

Принципиальная схема трубки ЦАГИ представлена на рис. 10.2.

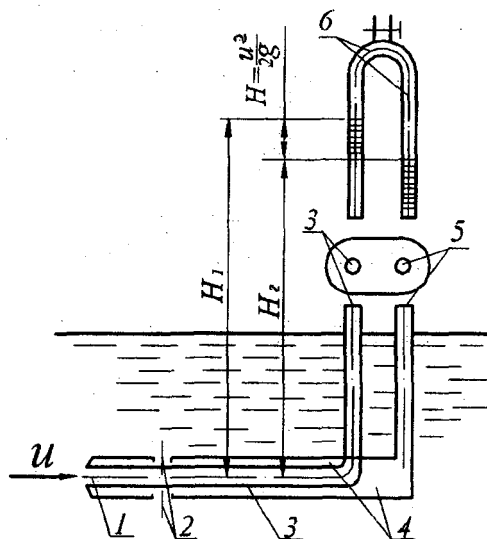


Рис. 10.2

Отогнутый конец трубки (мундштук) имеет обтекаемую форму и состоит из двух трубок различного диаметра, концентрично вставленных одна в другую. Внутренняя трубка соединяет торцевое отверстие 1 мундштука с трубкой 3; внешняя трубка 4 связывает боковые отверстия 2 в мундштуке с трубкой 5. Трубки 3 и 5 с помощью резиновых шлангов соединяются с микроманометрами 6. Микроманометры состоят из сообщающихся между собой стеклянных трубок, прикрепленных к зеркальному щитку, подвижного волосяного визира с лупами и шкалы с нониусом (на рисунке не показаны), что позволяет отсчитывать уровни в стеклянных трубках с точностью до 0,1 мм.

Обычно в открытых потоках осредненные местные продольные скорости по вертикали измеряются в пяти точках: на свободной поверхности, на глубинах $0,2h$, $0,6h$, $0,8h$ от поверхности и у дна потока (рис. 10.3, а). По результатам точечного замера скоростей можно построить эпюру осредненных местных продольных скоростей (рис. 10.3, б) (например по 5 точкам).

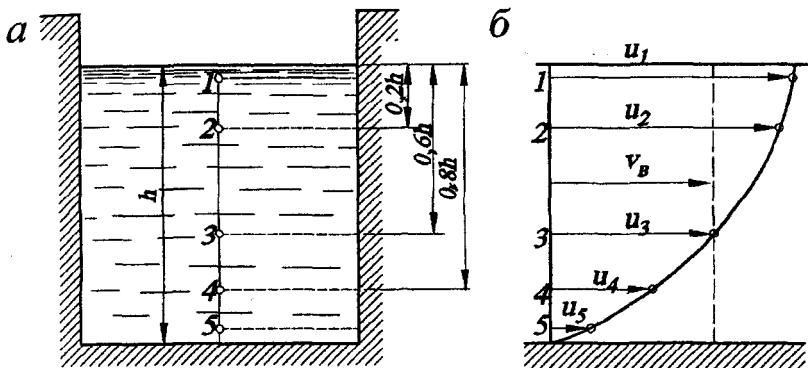


Рис. 10.3

Среднюю скорость на данной вертикали V_B можно найти графическим способом, для чего определяется площадь эпюры скоростей $S_{\text{эп}}$. Последняя может быть найдена различными способами: планиметрированием; путем разбивки ее горизонтальными линиями на части, которые могут быть приближенно приняты за трапеции; при помощи палетки. Тогда

$$V_B = \frac{S_{\text{эп}}}{h}, \quad (10.3)$$

где h — высота эпюры, равная глубине потока.

Приближенно средняя скорость на вертикали может быть определена по формуле П.Л. Чебышева:

$$V_{\text{П}} = \frac{u_{0,15h} + u_{0,5h} + u_{0,85h}}{3}.$$

Здесь $u_{0,15h}$, $u_{0,5h}$, $u_{0,85h}$ — соответственно осредненные местные продольные скорости в точках, находящихся на глубинах $0,15h$, $0,5h$, $0,85h$, найденные по эпюре скоростей.

Аналитически при 5-точечном замере осредненных местных продольных скоростей средняя скорость на вертикали может быть определена по формуле

$$V_B = 0,1(u_{\text{пов}} + 3u_{0,2h} + 3u_{0,6h} + 2u_{0,8h} + u_{\text{дон}}).$$

Получить теоретическим путем эпюру скоростей в потоке удается при ламинарном движении в цилиндрической трубе. Здесь скорости распределяются по параболическому закону, что теоретически обосновывается законом о трении внутри жидкости.

При турбулентном течении в цилиндрической трубе в турбулентном ядре с развитой турбулентностью скорости изменяются по логарифмическому закону. Максимальная скорость u_{\max} находится в центре трубы, а местная скорость, по величине равная средней скорости, лежит в определенной области турбулентного потока в трубе, а именно – на расстоянии от ее верха:

$$y_v = 0,24r_0,$$

где r_0 – радиус трубы.

Движение потоков в руслах рек и каналов обычно происходит при турбулентном режиме. Однако система уравнений гидромеханики для турбулентного потока, основанная на законах сохранения массы и энергии, применяемая для описания полей скоростей, является незамкнутой. Для ее замыкания различные авторы используют частные зависимости, которые существенно отличаются друг от друга.

Это и предопределяет наличие различных видов расчетных формул для описания распределения местных скоростей по глубине потока.

При расчётах по этим формулам получают близкие результаты, за исключением придонной области, где наблюдаются некоторые расхождения.

Это вызвано тем, что вышеупомянутые частные зависимости получены авторами путем аппроксимации натуральных эпюр распределения осредненных скоростей по глубине потока, а точность исходной натурной информации, особенно в придонной области, составляет более 5 %.

В.Н. Гончаровым предложена логарифмическая формула

$$u = V_b \lg \left(\frac{16,7y}{\Delta} + 1 \right) / \lg \frac{6,15h}{\Delta}, \quad (10.4)$$

где h – глубина потока; Δ – шероховатость дна; y – расстояние от дна до расчетной точки.

А.В. Караушевым предложена эллиптическая формула

$$u = u_{\max} \sqrt{1 - \left(0,57 + \frac{3,3}{C}\right) \left(1 - \frac{y}{h}\right)^2}, \quad (10.5)$$

где C – коэффициент Шези;
Базеном – параболическая

$$u = u_{\max} - \frac{24V}{C} \left(1 - y/h\right)^2. \quad (10.6)$$

В данной работе студентам предлагается трубкой ЦАГИ произвести измерение местных продольных скоростей в открытом потоке и по предложенным формулам выполнить расчет распределения скоростей по глубине потока, затем произвести анализ полученных результатов и сделать вывод о применимости формул того или иного вида.

Описание опытной установки

Осредненные местные продольные скорости измеряются в гидравлическом лотке с помощью гидродинамической трубки ЦАГИ.

Вода в гидравлический лоток 4 (рис. 10.4) поступает из успокоителя 3, куда она подается из напорного бака по питающей трубе 1 при открытой регулирующей задвижке 2. В напорный бак (см. рис. 4.2) вода из водооборотного бассейна подается насосом. Уровень в напорном баке благодаря наличию холостого слива поддерживается постоянным, что обеспечивает установившееся движение воды в лотке. Из гидравлического лотка (рис. 10.4) вода сбрасывается в металлический лоток 6, в котором установлен измерительный водослив 7 (описание его приведено в лабораторной работе № 4), и далее через сливную трубу 8 – в водооборотный бассейн. Для поддержания определенного уровня воды в гидравлическом лотке в конце его помещен затвор-жалюзи 5.

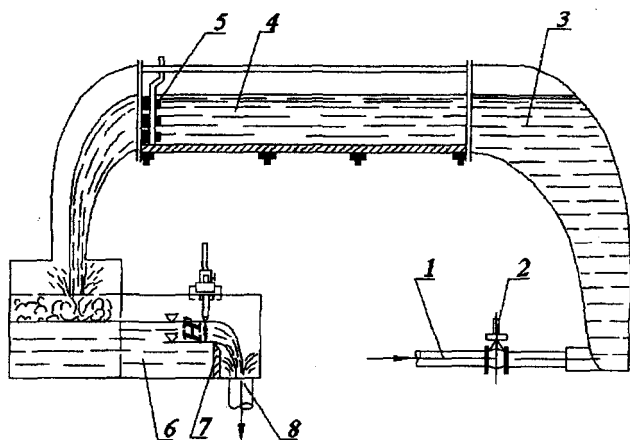


Рис. 10.4

На бортах гидравлического лотка устанавливается специальная подставка со штангой игольчатого уровнемера (описание его приведено в лабораторной работе № 2), в нижней части которой смонтирована гидродинамическая трубка, которая вместе со штангой может перемещаться вверх и вниз, а также поперек и вдоль лотка.

Порядок выполнения работы

1. Произвести зарядку гидродинамической трубки, для чего ее мундштук необходимо погрузить в сосуд с неподвижной водой, который устанавливают на дно лотка (желательно, чтобы вода в сосуде была кипяченой во избежание образования внутри трубки воздушных пробок).

Зарядка осуществляется отсасыванием ручным насосом воздуха из трубок микроманометра до тех пор, пока не будет создано разрежение, достаточное для подъема воды в трубках приблизительно до середины шкалы. Зарядку можно считать законченной тогда, когда оба мениска в стеклянных трубках микроманометра окажутся на одной высоте. Последнее будет также свидетельствовать и о том, что из трубки ЦАГИ полностью удален воздух.

2. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открыть регулирующую задвижку 2 на подводящем трубопроводе 1, пустить воду в лоток и выждать некоторое время, пока движение в лотке примет установившийся характер.

3. Выбрать сечение и зафиксировать глубину потока (h) в нем.
4. Гидродинамическую трубку установить на одной из скоростных вертикалей выбранного сечения и измерить скорости в 9 точках (табл. 10.1), для чего сделать отсчеты H_1 и H_2 по обоим стеклянным трубкам микроманометра. Для этого волосяной визир с помощью микрометрических винтов подвести под соответствующий мениск в стеклянной трубке таким образом, чтобы сам визир и его изображение в зеркале совпадали.

Таблица 10.1

Номер точки / координата точки от поверхности	Глубина h , см	Расстояние от поверхности до точки замера, см	Расстояние от дна до точки замера, см	Отсчеты по микроманометру		Разность отсчетов H , см	Местная продольная скорость в точке u , см	Средняя скорость на вертикали $U_{\text{ср}}$ по формуле (10.3), см/с	U_{max} , см/с	C , м ² /с	Значения скорости в точках			
				H_1	H_2						По формуле (10.4), см/с	По формуле (10.5), см/с	По формуле (10.6), см/с	
1/0		0												
2/0,1h		0,1h												
3/0,2h		0,2h												
4/0,4h		0,4h												
5/0,5h		0,5h												
6/0,6h		0,6h												
7/0,8h		0,8h												
8/0,9h		0,9h												
9/1h		1h												

При измерении поверхностной скорости необходимо внимательно следить за тем, чтобы мундштук гидродинамической трубки был покрыт водой и в трубку не попадал воздух.

Ось мундштука при всех замерах должна быть параллельна стенкам и дну лотка.

В связи с пульсацией скоростей уровни воды в трубках микроманометра несколько колеблются, поэтому при замерах по трубкам необходимо фиксировать среднее положение уровня воды в них.

Обработка опытных данных

1. Подсчитать разности показаний в трубках микроманометра H , а затем по формуле (10.2) – осредненные местные продольные скорости в соответствующих точках потока, при этом коэффициент φ обычно принимают равным единице. Данные заносят в табл. 10.1.

2. По найденным значениям осредненных местных продольных скоростей на миллиметровой бумаге построить эпюру скоростей, при этом рекомендуется придерживаться следующих масштабов: для глубин $1 \text{ см} = 1 \text{ см}$ (1:1); для скоростей $1 \text{ см} = 10 \text{ см/с}$ (1:10).

3. С помощью эпюры скоростей по формуле (10.3) определить среднюю скорость на вертикали.

4. По формулам (10.4)–(10.6) произвести расчет местных скоростей по глубине потока в тех же точках, в которых производились замеры.

Значения u_{max} , V_v определяются по экспериментальным данным. Коэффициент Шези вычисляют по формуле Маннинга:

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6},$$

где коэффициент шероховатости n определяется по справочнику в зависимости от материала лотка.

Расчетные данные заносят в табл. 10.1 и наносят на экспериментальную эпюру скоростей.

Производится сравнение и анализ полученных результатов.

Лабораторная работа № 11

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ШЕРОХОВАТОСТИ В КАНАЛЕ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициента шероховатости в канале.

2. Сопоставление опытных значений с вычисленными по эмпирическим формулам и по шкале шероховатостей.

Общие сведения

Равномерным движением называется такое установившееся прямолинейное движение жидкости, при котором живые сечения потока, средняя скорость и скорости в соответствующих точках живых сечений не изменяются по длине потока (рис. 11.1).

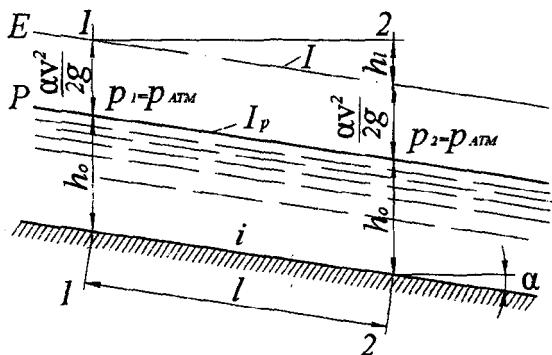


Рис. 11.1

В безнапорных потоках равномерное движение возможно только в руслах призматической формы при постоянном по длине положительном уклоне дна русла ($i > 0$) и одинаковой по длине шероховатости. Равномерное движение имеет место в искусственных водотоках: каналах и лотках.

При равномерном движении глубина потока остается неизменной величиной по его длине, называется нормальной глубиной и обозначается через h_0 (см. рис. 11.1).

Пьезометрическая линия $p - p$ совпадает с поверхностью воды, т. к. $p_1 = p_2 = p_{атм}$. Напорная линия $E - E$ параллельна пьезометрической, т. к. $V_1 = V_2 = V$, и находится от нее на расстоянии $\frac{\alpha V^2}{2g}$.

Следовательно, для равномерного безнапорного потока гидравлический уклон $J = \frac{h_1}{l}$, пьезометрический уклон J_p и геометрический уклон $i = \sin \alpha$ равны между собой, т. е.

$$J = J_p = i.$$

Основным расчетным уравнением для равномерного потока является формула

$$Q = \omega_0 C_0 \sqrt{R_0 i},$$

где Q – расход потока; ω_0 – площадь живого сечения; R_0 – гидравлический радиус, представляющий собой отношение площади живого сечения ω_0 к смоченному периметру χ , т. е. к той части периметра живого сечения, в пределах которого поток соприкасается с ограничивающими его твердыми стенками; C_0 – коэффициент Шези.

Коэффициент Шези зависит от формы и размеров поперечного сечения русла, а также от шероховатости и режима движения.

Коэффициент Шези при ламинарном режиме определяется по формуле

$$C_0 = 0,354 \sqrt{g \operatorname{Re}}.$$

При турбулентном режиме движения жидкости:

1) для труб и каналов с гидравлически гладкими стенками – по формуле Блазиуса:

$$C_0 = 0,502 \sqrt{g^4 \operatorname{Re}};$$

2) для труб и каналов с совершенно шероховатыми стенками – по формуле Н.Н. Павловского:

$$C_0 = \frac{1}{n} R_0^y, \quad (11.1)$$

где n – коэффициент шероховатости; y – показатель степени, определяемый по формуле

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,1).$$

С достаточной для практических расчетов точностью величина y может быть найдена по приближенным зависимостям

$$\left. \begin{aligned} y &= 1,5\sqrt{n} && \text{при } 0,1 \text{ м} < R < 1 \text{ м}; \\ y &= 1,3\sqrt{n} && \text{при } 1 \text{ м} < R < 3 \text{ м}. \end{aligned} \right\}$$

Наиболее широко в инженерной практике применяются формулы:

$$1) \text{ Маннинга} \quad C_0 = \frac{1}{n} R_0^{1/6}; \quad (11.2)$$

$$2) \text{ И.И. Агроскина} \quad C_0 = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R_0. \quad (11.3)$$

Коэффициент шероховатости n определяют по справочной литературе или экспериментально. Его можно рассчитать по формуле Чанга для прямолинейных русел правильной формы по величине средней высоты выступов шероховатости:

$$n = 0,0166 \Delta^{1/6}.$$

Для установления режима движения определяют число Рейнольдса:

$$Re = \frac{VR_0}{\nu}$$

и сравнивают его с критическим $Re_{кр} = 575$. Область сопротивления выясняется сравнением числа Рейнольдса Re в потоке с $Re_{гр}$, которое соответствует границе между переходной и квадратичной областями турбулентного режима и определяется по формуле [2]

$$Re_{гр} = 21,6 C_0 \frac{4R_0}{\Delta},$$

где Δ – высота выступов шероховатости, измеренная в натуре или найденная по справочнику.

Для случаев когда шероховатость по длине смоченного периметра различна, Н.Н. Павловским предложена формула для расчета приведенного коэффициента шероховатости:

$$n_{пр} = \sqrt{\frac{x_1 n_1^2 + x_2 n_2^2}{x_1 + x_2}}, \quad (11.4)$$

где x_1 и x_2 – смоченные периметры частей русла с шероховатостью n_1 и n_2 .

Тогда коэффициент Шези для неоднородного по шероховатости русла можно определить по формуле

$$C_{\text{опр}} = \frac{1}{n_{\text{пр}}} R_0^{1/6}.$$

В литературе [1, табл. 3.2] для некоторых типов труб и лотков приводятся значения параметра $V_{\text{гр}}/v$, входящего в формулу граничного числа Рейнольдса $Re_{\text{гр}} = \frac{V_{\text{гр}} \cdot R_0}{v}$.

Описание опытной установки

В работе используется модель прямоугольного канала с уклоном дна, меньшим критического (рис. 11.2).

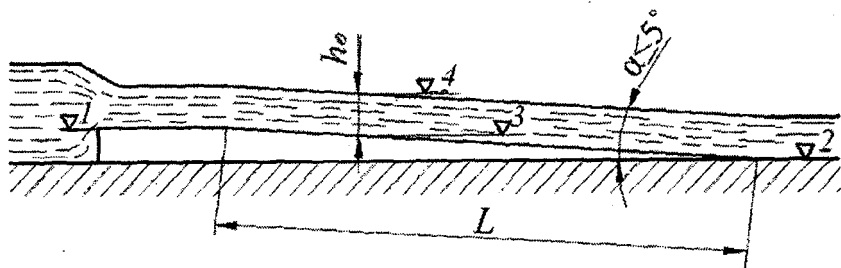


Рис. 11.2

Определенная на модели (опытным путем) шероховатость может использоваться для построения теоретической кривой свободной поверхности.

Вода поступает по питающей трубе из напорного бака и сбрасывается в металлический лоток, в котором имеется мерный треугольный водослив Томсона (подробнее описание установки см. в лабораторной работе № 10).

Отметки свободной поверхности воды в канале и его дна измеряются игольчатым уровнем, установленным на бортах гидравлического лотка.

Порядок выполнения работы

1. Измерить длину канала L и ширину b .
2. Игольчатым уровнем зафиксировать отметки дна канала в начальном и конечном сечениях ∇_1 и ∇_2 .
3. По разности отметок дна канала в начальном и конечном сечениях и расстоянию L между ними определить уклон дна канала

$$i = \sin \alpha = \frac{\nabla_1 - \nabla_2}{L}.$$

Все данные измерений, а также характеристика дна и стенок канала заносятся в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Отметка дна канала в сечении		Разность отметок $\nabla_1 - \nabla_2$	Длина канала L	Ширина канала b	Уклон дна канала i	Характеристика дна и стенок канала
начальном ∇_1	конечном ∇_2					

4. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открывается регулирующая задвижка на питающем трубопроводе. При поддержании постоянного уровня воды в напорном баке и неизменном положении задвижки в канале устанавливается постоянный расход, который измеряют треугольным водосливом Томсона.

Данные по измерению расхода занести в табл. 11.2.

5. После того как движение в канале установится, в трёх его сечениях игольчатым уровнем зафиксировать отметки дна канала ∇'_4 , ∇''_4 и ∇'''_4 и свободной поверхности воды ∇'_3 , ∇''_3 и ∇'''_3 .

Сечения выбираются в нижней части канала, где устанавливается равномерное движение воды. На этом участке свободная поверхность воды примерно параллельна дну канала.

В такой же последовательности проводятся ещё два-три опыта при разных расходах.

Таблица 11.2

Номер опыта	Отметки в выбранных сечениях		Глубина воды в канале h , м	Средняя глубина равномерного движения h_0	Площадь живого сечения ω_0 , м ²	Смоченный периметр χ_0 , м	Гидравлический радиус R_0 , м	Коэффициент Шези C_0 , м ^{0.5} /с	Расход по гатировочной кривой Q , м ³ /с	Число Рейнольдса Re по данным опыта	Число Рейнольдса $Re_{кр}$	Коэффициент шероховатости из опыта по формулам			Коэффициент шероховатости по справочным данным
	дна канала ∇_4	свободной поверхности воды ∇_3										Павловского	Маннинга	Агроскина	
1	$\nabla'_4 =$	$\nabla'_3 =$													
	$\nabla''_4 =$	$\nabla''_3 =$													
	$\nabla'''_4 =$	$\nabla'''_3 =$													
2															
3															

Обработка опытных данных

1. По разности отметок дна и свободной поверхности в трёх выбранных сечениях канала определить глубины потока. Найти нормальную глубину h_0 как среднее арифметическое из трех замеренных глубин.

2. Подсчитать гидравлические элементы живого сечения потока: площадь $\omega_0 = bh_0$; смоченный периметр $\chi_0 = b + 2h_0$; гидравлический радиус $R_0 = \frac{\omega_0}{\chi_0}$.

3. По значениям расхода Q воды в канале, уклону дна i и гидравлическим элементам ω_0, χ_0, R_0 определить коэффициент Шези

$$C_0 = \frac{Q}{\omega_0 \sqrt{R_0 i}}.$$

4. Для выяснения области сопротивления определить значения Re и $Re_{гр}$.

5. Для квадратичной зоны сопротивления определить опытные значения коэффициента шероховатости n из формул Н.Н. Павловского (11.1), Маннинга (11.2) и И.И. Агроскина (11.3).

6. Определенные по экспериментальным данным значения коэффициента шероховатости сопоставить со значением n , найденным по шкале шероховатостей, приведенной в справочной литературе.

7. Если канал лабораторной установки имеет неоднородную шероховатость, то экспериментальное значение коэффициента шероховатости сопоставить со значением приведенного коэффициента шероховатости $n_{пр}$, рассчитанного по формуле (11.4).

8. Вычертить схему установки и для одного из опытов на ней показать все отметки, глубины и другие размеры.

Данные измерений и результаты вычислений внести в табл. 11.2.

Лабораторная работа № 12

ИЗУЧЕНИЕ СОВЕРШЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЫЖКА В ПРЯМОУГОЛЬНОМ ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ЛОТКЕ

Цель работы

1. Ознакомление с бурным и спокойным потоками, с удельной энергией сечения, критической глубиной и выяснение роли гидравлического прыжка в сопряжении бьефов.

2. Опытное определение основных параметров отогнанного совершенного гидравлического прыжка. Сопоставление их значений со значениями, вычисленными по формулам.

3. Проверка условий возникновения совершенного гидравлического прыжка.

4. Определение потери энергии в прыжке и на послепрыжковом участке по опытным данным и сопоставление ее с теоретическим значением.

5. Усвоение типов прыжкового сопряжения на основе наблюдений отогнанного, надвинутого и затопленного прыжков и опытная проверка критериев сопряжения.

Общие сведения

Гидротехнические сооружения разделяют водотоки на верхний и нижний бьефы (ВБ и НБ). В потоке, прошедшем сооружение, при определенном перепаде отметок свободной поверхности воды в бьефах появляется большой избыток кинетической энергии, которую надо гасить во избежание размывов и разрушений за сооружениями. Эффективным естественным гасителем этой энергии потока является гидравлический прыжок, так как он вызывает резкие изменения в скоростном режиме потока, следовательно, сопровождается потерей энергии, а поэтому он составляет основу расчета сопряжения бьефов. Потери энергии в прыжке достигают 70 % общей энергии втекающего потока.

Гидравлическим прыжком называется форма резко изменяющегося неравномерного движения жидкости, соответствующая переходу потока от бурного состояния к спокойному на сравнительно небольшой длине потока при скачкообразном увеличении глубины h' , меньшей, чем критическая глубина h_k , до значения h'' , большего, чем h_k . Гидравлический прыжок является единственной формой перехода потока от бурного состояния в спокойное.

Критической глубиной называется такая глубина потока, при которой удельная энергия сечения \mathcal{E} для заданного расхода Q в данном русле достигает минимального значения:

$$\mathcal{E} = h + \alpha V^2 / 2g.$$

Удельная же энергия сечения представляет собой частное значение полной удельной энергии, когда плоскость сравнения проведена через самую нижнюю точку сечения с глубиной h . V – средняя скорость в сечении потока. Зависимость удельной энергии сечения от глубины графически представлена на рис. 12.1.

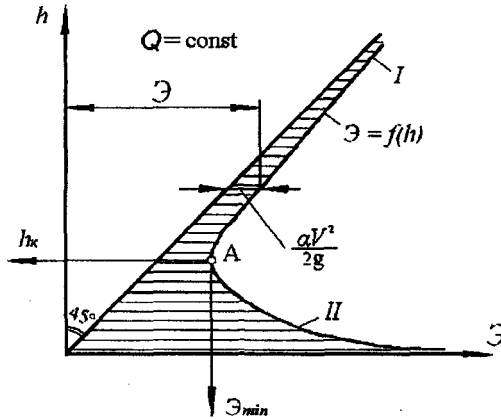


Рис. 12.1

Точка А делит кривую $Э = f(h)$ на две части. Верхняя часть I, где $h > h_k$, соответствует спокойному потоку. Нижняя часть – II, где $h < h_k$, соответствует бурному потоку.

Таким образом, установить состояние потока можно путем сопоставления фактических глубин с критической глубиной. Одновременно следует заметить, что есть и другие критерии, по которым можно определять состояние потока.

Гидравлический прыжок возникает ниже по течению за гидротехническими сооружениями и в местах изменения уклона дна канала от значительного к малому.

В зависимости от условий, в которых возникает гидравлический прыжок, различают его следующие виды: совершенный, несовершенный или волнистый, подпертый, затопленный и поверхностный. А по расположению прыжка относительно какого-либо определенного сечения за сооружением (например, сжатое сечение или сечение изменения уклона дна), гидравлический прыжок бывает в предельном положении, когда он образуется у названных сечений; отогнанный, когда он возникает на некотором удалении от этих сечений; надвинутый, когда указанные сечения затопляются прыжком. По своим характеристикам надвинутый прыжок аналогичен затопленному. В инженерной практике предпочтение отдается затопленному гидравлическому прыжку в связи с большим гашением избытка кинетической энергии потока, снижением его разрушающей способности при увеличении глубины на водобое.

Сложность гидравлических процессов, протекающих в прыжке, многообразие форм, неустойчивый характер явления создают значительные трудности в его изучении. Этим обусловлено возникновение различных направлений и взглядов на природу прыжка.

В гидравлическом прыжке еще слабо разработаны вопросы, касающиеся природы осредненных, пульсационных и актуальных скоростей, происхождения пульсационных и аperiodически возникающих гидродинамических нагрузок на водобои и крепления. Предполагается, что пульсация скоростей вызывает и пульсационные гидродинамические давления на крепление дна, гасители, береговые устои, грунты и ложе отводящего русла. Это давление является причиной усталости материала, увеличивает общее давление, разрушает фильтры и дренаж, может вызвать вибрацию сооружения в целом.

В настоящей лабораторной работе исследуется только совершенный гидравлический прыжок в горизонтальном лотке прямоугольного сечения, рис. 12.2.

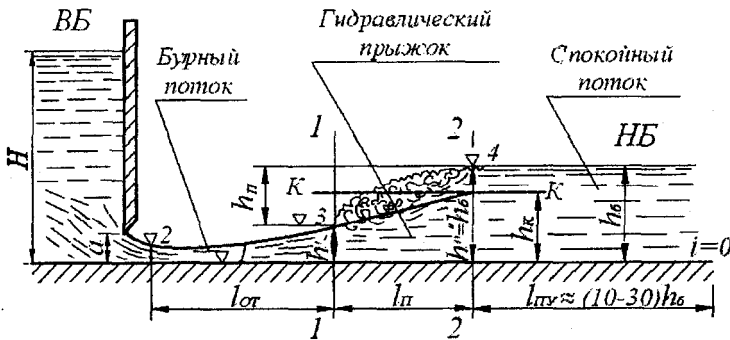


Рис. 12.2

Для этого прыжка характерно наличие транзитной струи (основной поток), над которой образуется водоворотная область (поверхностный валец). Глубины в сечениях, где гидравлический прыжок начинается (h_1) и заканчивается (h_2), называются сопряженными. Обычно эти глубины обозначают h' , h'' . Разность между сопряженными глубинами называют высотой прыжка: $h_{п} = h'' - h'$.

При втекании транзитной струи в спокойный поток (согласно новым исследованиям) первоначально струя занимает придонное положение – рис. 12.3, а.

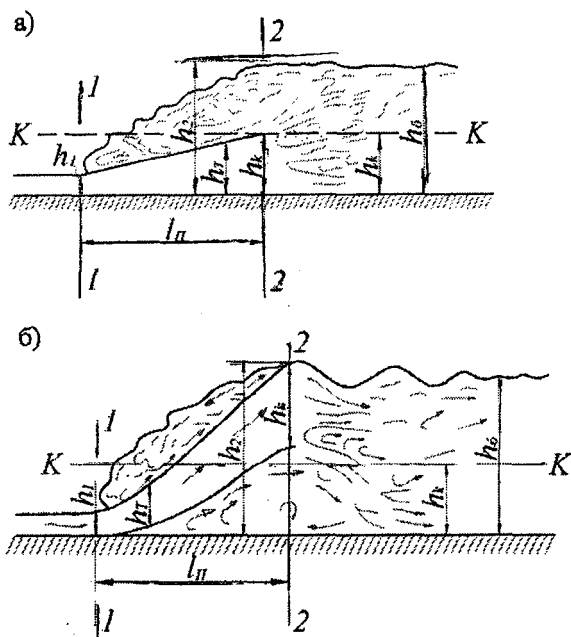


Рис. 12.3

Под воздействием вязкости жидкости и возникающего перепада давления она интенсивно расширяется. При этом в соответствии с законами гидромеханики струе присуще явление отрыва от твердой поверхности. Она отклоняется к поверхности потока и, испытывая искривление, занимает крайнее положение, показанное на рис. 12.3, б.

Возникает придонный валец под струей. В результате отрыва струи возникают центробежные силы и встречное давление у дна падает. Поэтому струя возвращается в первоначальное положение, увеличивая давление на своем пути. Снова возникает отрыв и процесс повторяется. Таким образом, в совершенном гидравлическом прыжке транзитная струя аperiодически то отрывается от дна, то возвращается в придонное положение, совершая колебательные движения в вертикальной плоскости. Это колебательное движение самовоспроизводится. Отрыв транзитной струи и особенно ее колебательное движение вызывают дополнительные потери энергии в гидравлическом прыжке.

Колебательное движение транзитной струи определяет разные условия скатывания масс жидкости по ее поверхности, что отража-

ется на длине поверхностного вальца, постоянно изменяющейся. Разница в длине вальца при крайних положениях транзитной струи достигает 50 %.

Местоположение транзитной струи в потоке сказывается на высотных характеристиках прыжка. Когда струя занимает крайнее верхнее положение, отметка поверхности воды в сечении 2–2 выше бытовой отметки в отводящем русле. А когда струя занимает крайнее нижнее положение, названная отметка понижается. Колебательное движение струи и изменение высотных размеров прыжка во времени вызывают возникновение волн в НБ.

Максимальное расширение транзитной струи достигается в сечении, в котором глубина транзитной струи h_t равна критической глубине h_k , а не глубине потока отводящего русла. За этим сечением транзитная струя перестает существовать, а само сечение примерно соответствует сечению 2–2, где заканчивается поверхностный валец и глубина потока становится в среднем равна глубине потока отводящего русла.

Длина участка потока между сечением 1–1, в котором транзитная струя втекает в спокойный поток, и сечением 2–2, в котором струя достигает своего минимума энергии, является интенсивной зоной перехода движения струи из бурного состояния в спокойное. Эту длину потока следует называть длиной гидравлического прыжка – l_p , хотя устоявшееся представление прыжка требует считать за длину прыжка длину поверхностного вальца. На самом деле конец прыжка не совпадает с концом поверхностного водоворота, который может располагаться и выше и ниже по течению от конца прыжка. В частном случае осредненная длина поверхностного водоворота может равняться длине перехода потока от бурного состояния в спокойное, когда струя занимает придонное положение.

Совершенный гидравлический прыжок образуется, когда соблюдается любое из условий

$$\left. \begin{aligned} Fr_1 &> 3, \\ h''/h' &\geq 2, \\ h'' &> 1,3h_k. \end{aligned} \right\} \quad (12.1)$$

Число Фруда Fr или параметр кинетичности P_k вычисляется по формуле

$$Fr = Пк = \frac{\alpha V^2}{gh},$$

где V – средняя скорость в сечении потока с глубиной h .

Значение скорости V вычисляется по формуле

$$V = \frac{q}{h},$$

где $q = \frac{Q}{b}$ – удельный расход, т. е. расход, приходящийся на единицу ширины потока, т. е. когда $b = 1$; Q – суммарный расход воды в сечении потока.

Зависимости для определения высотных характеристик прыжка получены из теорем количества движения или энергии с учетом колебательного отрывного движения струи, ее искривления и появления центробежных сил, когда во втором сечении учтено действительное количество движения, взамен фиктивного по старой модели гидравлического прыжка.

Когда струя занимает крайнее верхнее положение

$$h'' = \frac{1}{3}h_k + \sqrt{2h_k^3/h' + (h')^2 - 2,22h_k^2},$$

а когда струя занимает нижнее положение:

$$h'' = \sqrt{2h_k^3/h' + (h')^2 - 2,0h_k^2}.$$

Это будут максимальная и минимальная глубины в конце прыжка. Перепад между этими глубинами вызывает образование волн в НБ, и он равен $0,45h_k$.

Бытовая глубина h_6 , необходимая для поддержания прыжка в предельном положении, когда его начало приходится на сжатое сечение с глубиной h_c , должна соответствовать осредненной глубине h''_{cp} , определяемой по формуле, т. е. $h''_{cp} = h_6$:

$$h''_{cp} = 0,17h_k + \sqrt{2h_k^3/h' + (h')^2 - 2,14h_k^2}. \quad (12.2)$$

Гидравлический прыжок будет отогнанным, когда

$$h_{\text{cp}}^r > h_6, \quad (12.3)$$

а затопленным – когда

$$h_{\text{cp}}^r < h_6. \quad (12.4)$$

Значение критической глубины h_k в прямоугольном сечении потока вычисляют по формуле

$$h_k = 3 \sqrt{\frac{\alpha q^2}{g}}, \quad (12.5)$$

где $q = \frac{Q}{b}$ – удельный расход; g – ускорение свободного падения;

α – коэффициент Кориолиса, $\alpha = 1,05$.

Как отмечено выше, за длину гидравлического прыжка $l_{\text{п}}$ надо принимать длину участка потока, на которой транзитная струя интенсивно переходит из бурного состояния в спокойное. В связи с этим длина прыжка $l_{\text{п}}$ равна

$$l_{\text{п}} = \frac{h_k - h'}{\text{tg} \alpha}, \quad (12.6)$$

где α – угол расширения транзитной струи, значение угла α , полученное экспериментально, равно $3^\circ 30'$ [16].

С учетом угла $\alpha = 3^\circ 30'$ формула (12.6) преобразуется

$$l_{\text{п}} = 16,7(h_k - h'). \quad (12.7)$$

Формула (12.7) отражает длину прыжка, когда транзитная струя находится в крайнем нижнем положении, и тогда глубина в конце прыжка в среднем равна глубине в НБ, а глубина транзитной струи в этом сечении равна критической глубине h_k , т. е. второе сечение совпадает в среднем с сечением, в котором заканчивается поверхностный валец.

Большая часть формул для определения длины совершенного гидравлического прыжка относится к этому частному случаю местоположения транзитной струи, т. е. когда струя пребывает в придонном положении. Широко известны формулы:

$$\text{Сафранца} \quad l_{\text{п}} = 4,5h''; \quad (12.8)$$

$$\text{Н.Н. Павловского} \quad l_{\text{п}} = 2,5(1,9h'' - h'); \quad (12.9)$$

$$\text{М.Д. Чертоусова} \quad l_{\text{п}} = 10,3h'(\sqrt{Fr_1} - 1)^{0,81} \quad (12.10)$$

и другие.

Они отражают осредненные продольные размеры вальцов. Действительные их размеры изменяются во времени и могут отличаться от осредненной величины на 30 и более процентов.

Продольные размеры прыжка зависят от условий истечения (или из-под щита, или через водосливы). Влияет также и шероховатость.

Энергонесущим элементом в гидравлическом прыжке является транзитная струя. При ее втекании в спокойный поток происходит отдача максимального количества энергии, равного разности энергии струи в первом сечении и энергии в сечении, где она достигает минимума, т. е. в сечении, в котором глубина струи равна критической глубине h_k . Часть этой энергии превращается в тепловую, часть расходуется на преодоление давления, т. е. на удержание воды НБ от растекания вверх по течению. Если отдаваемой струей энергии недостаточно для удержания воды НБ, то прыжок будет затопленным (условие — (12.4)).

Струя имеет минимум энергии сечения в створе, где глубина потока становится в среднем равной глубине потока отводящего русла. Глубина транзитной струи в этом месте равна критической глубине. Израсходовав всю энергию сечения, струя в этом створе перестает существовать, распадаясь на ряд отдельных струй, и дальше вниз по течению бурного потока нет. Последнее обстоятельство свидетельствует о том, что длина водобоев гидросооружений должна ограничиваться сечением, в котором транзитная струя прекращает свое существование, т. е. длина водобоев не должна увязываться с наличием водоворотных областей и их размерами.

Потеря энергии в прыжке выражается формулой

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{п}} = h' + \frac{\alpha V_1^2}{2g} - h'' - \frac{\alpha V_k^2}{2g}$$

или после преобразований

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{п}} = h' + \frac{h_k^3}{h'^2} - h'' - 0,5h_k, \quad (12.11)$$

где V_k – средняя скорость потока в сечении с глубиной, равной критической h_k :

$$\left. \begin{aligned} V_k &= \frac{q}{h_k}, \\ V_1 &= \frac{q}{h}. \end{aligned} \right\}$$

Для транзитной струи корректив кинетической энергии $\alpha = 1,05 \dots 1,1$. После распада транзитной струи оставшаяся ее кинетическая энергия, т. е. энергия распадающихся струй, тратится на создание поступательного движения всего потока в начальной стадии его образования на расстоянии, которое называется послепрыжковым участком.

Теряемая на послепрыжковом участке энергия $\Delta \mathcal{E}_{\text{пн}}$ определяется

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{пн}} = h'' + \frac{\alpha V_k^2}{2g} - h_6 - \frac{\alpha V_6^2}{2g},$$

или при $h_2 \approx h_6$

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{пн}} = \frac{\alpha V_k^2}{2g} - \frac{\alpha V_2^2}{2g},$$

или после преобразования

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{пн}} = 0,5 h_k \left(1 - \frac{h_k^2}{(h'')^2} \right). \quad (12.12)$$

Сумма $\Delta \mathcal{E}_{\text{п}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{пн}}$ есть полная энергия, теряемая потоком в прыжке и на послепрыжковом участке, и она определяется

$$\Delta \mathcal{E} = \frac{(h'' - h')^3}{4h''h'}. \quad (12.13)$$

Описание опытной установки

Исследование проводится в гидравлическом лотке, описание которого дано в лабораторной работе № 10. Образование бурного потока обеспечивается истечением из-под щита, щит при необходимо-

сти может вертикально перемещаться с помощью подъемного механизма. Необходимое изменение бытовой глубины для образования отогнанного, затопленного прыжков и прыжка в сжатом сечении обеспечивается с помощью затвора-жалюзи, установленного в конце лотка. Для измерения глубин в потоке используется игольчатый уровнемер, перемещающийся по бортам лотка.

Порядок выполнения работы

1. Подъемным механизмом щит приподнять над дном лотка на высоту 2-3 см.

2. После включения насоса, питающего напорный бак, открыть задвижку на подводящем трубопроводе (см. лабораторную работу № 10), чтобы перед щитом установился напор H , необходимый для истечения бурного потока.

3. Расход воды в лотке измерить с помощью водослива Томсона (как и в лабораторной работе № 4) и результаты измерения занести в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Отметки		Напор на водосливе $H = \nabla - \nabla_0$, см	Расход Q л/с	Ширина лотка b , см	Удельный расход $q = \frac{Q}{b}, \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$
поверхности воды перед водосливом ∇ , см	вершины угла водослива ∇_0 , см				

4. Регулируя открытие затвора-жалюзи, в НБ установить бытовую глубину h_6 , необходимую для образования отогнанного совершенного гидравлического прыжка. При этом игольчатым уровнемером зафиксировать отметки дна лотка ∇_1 (см. рис. 12.2) свободной поверхности воды в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно ∇_3 и ∇_4 и результаты занести в табл. 12.2. В этой же таблице приведены результаты вычисления высоты прыжка, числа Фруда в первом сечении, критерий прыжкового сопряжения.

Таблица 12.2

Отметки		Глубины				Высота прыжка $h_{п} = \nabla_4 - \nabla_3$, см	Число Фруда $Fr_1 = \frac{\alpha V_1^2}{gh'}$	Условия возникновения совершенного гидравлического прыжка $Fr_1 > 3$	Критерий типа прыжкового сопряжения $h'_{сп} > h_6$
дно лотка ∇_1 , см в сечении 1-1	поверхности потока в сечении 2-2	V_3 , см	V_4 , см	h	$V_3 - \nabla_1$, см				

5. Увеличивая глубину в лотке с помощью затвора-жалюзи при постоянном расходе последовательно добиваются образования прыжка в сжатом сечении и затопленного прыжка. При этом игольчатым уровнем зафиксировать отметки свободной поверхности потока за прыжком в сечении 2-2 и замеры занести в табл. 12.3, в которой представлены и критерии прыжкового сопряжения для этих условий.

Таблица 12.3

Наименование	Отметки поверхности воды в сечении 2-2 ∇_4	Бытовая глубина $h_6 = \nabla_4 - \nabla_1$, см	Критерии типа прыжкового сопряжения
Прыжок в сжатом сечении			$h'_{сп} = h_6$
Затопленный прыжок			$h'_{сп} < h_6$

6. Измерить среднюю опытную длину прыжка l_n и занести ее в табл. 12.4, в которой также представлены результаты вычисления l_n по формулам для сопоставления опытных данных с теоретическими.

Таблица 12.4

		Длина прыжка			
Опытная $l_{пр}$, см	$l_{пр}$, см	По формуле Павловского	По формуле Сафранца	По формуле Чертоусова	По формуле Кузнецова (12.7)
		отклонение $\left(\frac{l_{пз}}{l} - 1\right) \cdot 100$, %	отклонение $\left(\frac{l_{пз}}{l} - 1\right) \cdot 100$, %	отклонение $\left(\frac{l_{пз}}{l} - 1\right) \cdot 100$, %	отклонение $\left(\frac{l_{пз}}{l} - 1\right) \cdot 100$, %

Обработка опытных данных

По разности измеренных отметок поверхности воды и дна лотка определить опытные сопряженные глубины h' и h'' в сечениях 1-1 и 2-2.

По формулам (12.2), (12.5) вычислить критическую глубину h_k и вторую сопряженную $h''_{сп}$ и занести их в табл. 12.2.

По выражению $h''-h'$ определить высоту совершенного гидравлического прыжка $h_{п.}$.

Проверяются условия образования совершенного гидравлического прыжка по зависимостям (12.1).

Сравнить значения опытной длины прыжка $l_{пз}$ со значениями, вычисленными по формулам (12.7)–(12.10), и результаты занести в табл. 12.4.

Отдельно определить опытные значения потерь энергии в отогнанном прыжке и на послепрыжковом участке с использованием формул (12.11) и (12.12) и их суммарное значение сравнить с теоретическим значением, вычисляемым по формуле (12.13). Расхождение этих значений оценивается в процентах. Определить в процентах долю погасившейся энергии потока посредством гидравлического прыжка $K_{гаш}$:

$$K_{гаш} = \frac{\Delta \mathcal{E}_п + \Delta \mathcal{E}_{пп}}{\mathcal{E}_1} \cdot 100 \%, \quad (12.14)$$

где \mathcal{E}_1 – удельная энергия сечения в сечении 1–1, вычисляемая по формуле

$$\mathcal{E}_1 = h' + \frac{\alpha V_1^2}{2g}; \quad (12.15)$$

$$V_1 = \frac{q}{h'}$$

Результаты вычислений энергии и её потерь занести в табл. 12.5.

Таблица 12.5

Потери энергии				Расхождение опытных и теоретических значений потерь энергии $\left(\frac{\Delta \mathcal{E}_{\text{оп}}}{\Delta \mathcal{E}_T} - 1 \right) \cdot 100$	\mathcal{E}_1 по ф-ле (12.15), см	V_1 , см/с	Коэффициент гашения энергии $K_{\text{гаш}}$ по ф-ле (12.14)
Опытная в прыжке $\Delta \mathcal{E}_T$ по формуле (12.11), см	Опытная на последпрыжковом участке $\Delta \mathcal{E}_{\text{ин}}$ по ф-ле (12.12), см	Суммарные $\Delta \mathcal{E} = \Delta \mathcal{E}_T + \Delta \mathcal{E}_6$, см	Теоретическая $\Delta \mathcal{E}_T$ по формуле (12.13), см				

Проверить условия образования гидравлического прыжка в сжатом сечении и затопленного прыжка по соотношениям (12.3), (12.4) путем сопоставления глубин $h''_{\text{ср}}$ и h_6 с занесением результатов в табл. 12.3.

В соответствующие таблицы занести и другие результаты обработки экспериментальных данных.

Вычертить в масштабе участок потока с отогнанным, затопленным гидравлическим прыжком и с прыжком в сжатом сечении (рис. 12.4) с указанием параметров прыжка, отметок дна и свободной поверхности потока.

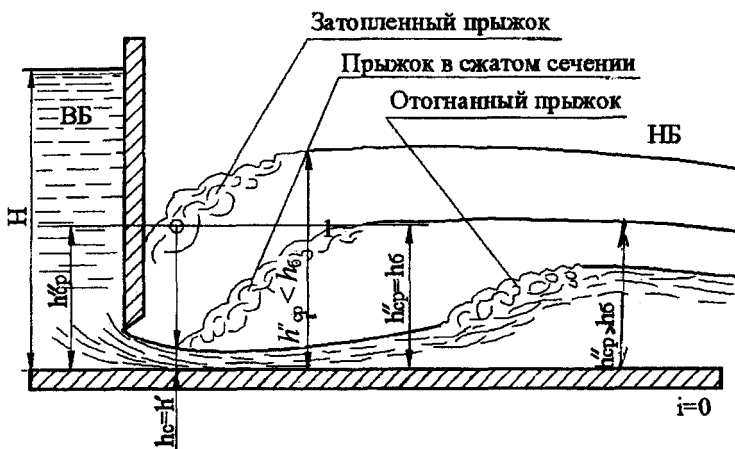


Рис. 12.4

Лабораторная работа № 13

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ПРЯМОУГОЛЬНОГО ВОДОСЛИВА С ТОНКОЙ СТЕНКОЙ

Цель работы

1. Экспериментальное определение коэффициента расхода неподтопленного и подтопленного водосливов с тонкой стенкой без бокового сжатия и сравнение их с результатами расчетов по формуле Р.Р. Чугаева.
2. Наблюдение свободной, отжатой, подтопленной и прилипшей струй при истечении через водослив с тонкой стенкой.

Общие сведения

Водосливом называется безнапорное отверстие, через которое перетекает вода. (Для других жидкостей вместо термина «водослив» применяют термин, соответствующий данной жидкости, например, «нефтеслив»).

Водослив с тонкой стенкой образуется в случае, когда струя воды, переливающаяся через стенку водослива, формируется под действием только верхней грани этой стенки, а остальные грани – низовая и ограничивающая стенку сверху – не оказывают влияния на

картину истечения. При вертикальной стенке протекание через водослив с тонкой стенкой происходит, когда ее толщина δ удовлетворяет условию

$$\delta \leq (0,1 \dots 0,5) H, \quad (13.1)$$

где H – геометрический напор на водосливе, т. е. превышение уровня воды верхнего бьефа над гребнем водосливной стенки, измеренное в сечении, где практически не наблюдается понижение свободной поверхности потока, обусловленное истечением воды через водослив (рис. 13.1).

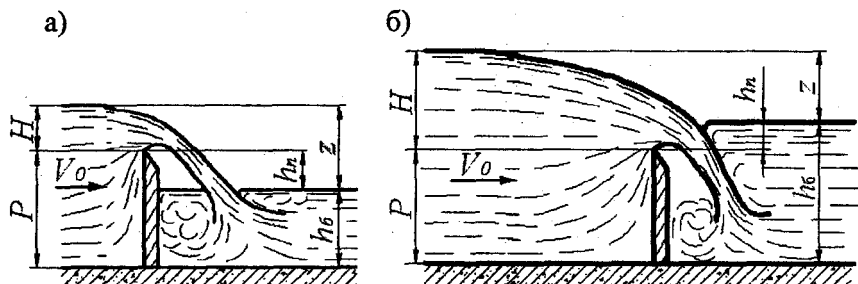


Рис. 13.1

По форме выреза водосливы с тонкой стенкой подразделяются на прямоугольные, трапециевидальные, треугольные, параболические, водосливы Пейбинга и др.

По условиям протекания через прямоугольные водосливные отверстия и в зависимости от соотношения размеров ширины отверстия b и подводящего канала B водосливы могут быть: 1) без бокового сжатия потока, когда ширина водосливного фронта равна ширине подводящего канала; 2) с боковым сжатием, когда ширина водосливного фронта меньше ширины канала.

По типу сопряжения переливающейся струи через водослив с нижним бьефом различают водосливы: 1) неподтопленные, если уровень нижнего бьефа не влияет на истечение (см. рис.13.1, а); 2) подтопленные, если уровень нижнего бьефа оказывает влияние на истечение (см. рис. 13.1, б).

При истечении через прямоугольный водослив с острым гребнем струя может принимать различные формы: свободную (рис.13.2, а), отжатую (рис.13.2 б), подтопленную (рис.13.2, в) и прилипшую (рис. 13.2, г).

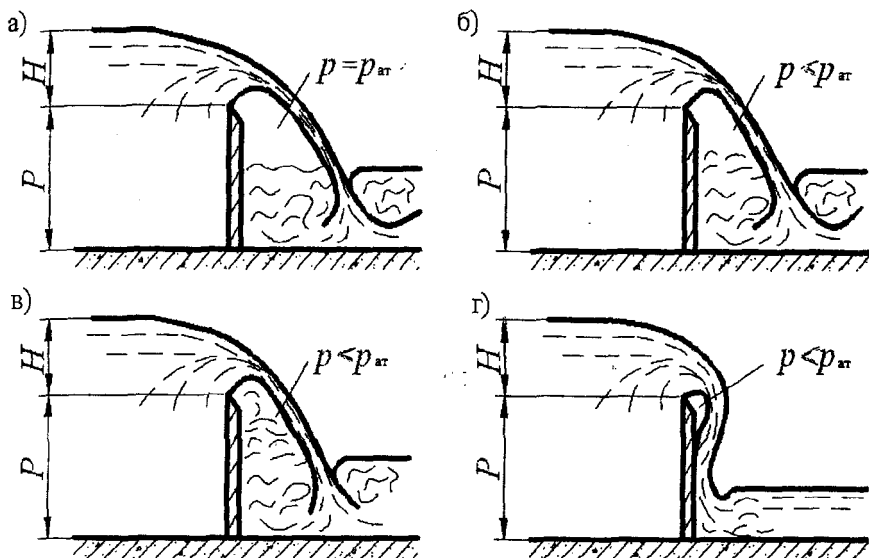


Рис. 13.2

Тонкостенные водосливы часто используются как элементы гидротехнических сооружений (плоские затворы, шандоры и т. п.) и в качестве расходомеров в гидromетрической практике и гидравлических лабораториях.

Наибольший интерес для гидromетрических целей представляет водослив со свободной струей, т. е. когда под струю свободно поступает воздух. Именно такой водослив прямоугольной формы рассматривается в данной работе.

Прямоугольный водослив с тонкой стенкой всегда будет неподтопленным, если

$$h_6 < P_n \quad (13.2)$$

или

$$Z > H.$$

Если же $h_6 > P_n$, то водослив будет неподтопленным лишь при соблюдении следующего условия:

$$\left(\frac{Z}{P_n}\right) > \left(\frac{Z}{P_n}\right)_{кр} \quad (13.3)$$

В приведенных выражениях приняты обозначения: h_6 – бытовая глубина в нижнем бьефе; P_n – высота водослива со стороны нижнего бьефа; Z – перепад (разность уровней в верхнем и нижнем бьефах); H – напор; $\frac{Z}{P_n}$ – относительный перепад; $\left(\frac{Z}{P_n}\right)_{кр}$ – критическое значение относительного перепада.

Выражение (13.3) соответствует сопряжению в нижнем бьефе с так называемым отогнанным прыжком.

Критическое значение относительного перепада $\left(\frac{Z}{P_n}\right)_{кр}$ зависит от коэффициента расхода m_0 , а также от величины относительного напора $\frac{H}{P}$ и определяется по соответствующим графикам (рис.13.3).

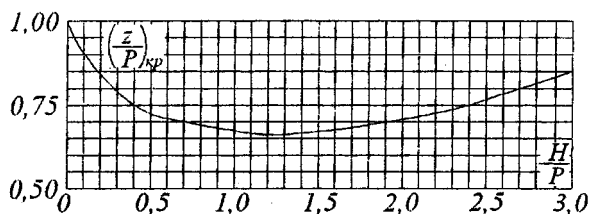


Рис. 13.3

Расход через неподтопленный прямоугольный водослив с тонкой стенкой без бокового сжатия определяется по формуле

$$Q = m_0 b \sqrt{2g} H^{3/2}, \quad (13.4)$$

где m_0 – коэффициент расхода с учетом скорости подхода потока к водосливу; b – ширина водослива по ребру; H – геометрический напор (без учета скорости подхода).

Расход через подтопленный прямоугольный водослив с тонкой стенкой без бокового сжатия определяется по формуле

$$Q = \sigma_n m_0 b \sqrt{2g} H^{3/2}, \quad (13.5)$$

где σ_n – коэффициент подтопления, который определяется по зависимости

$$\sigma_n = 1,05 \left(1 + 0,2 \frac{h_n}{P_n} \right) \sqrt{\frac{Z}{H}}, \quad (13.6)$$

где h_n – превышение уровня воды в нижнем бьефе над гребнем водослива (глубина подтопления).

Коэффициент расхода водослива вычисляется по различным эмпирическим формулам (Базена, Ребока и др.). Наиболее рациональной является формула Р.Р. Чугаева, предложенная им при условии $H \geq 0,1$ м и $P_v \geq 0,5$ Н:

$$m_0 = 0,402 + 0,054 \left(\frac{H}{P_v} \right) \approx 0,40 + 0,05 \left(\frac{H}{P_v} \right), \quad (13.7)$$

где P_v – высота водослива со стороны верхнего бьефа, м.

Описание опытной установки

Опыты проводятся в гидравлическом лотке, описание которого приведено в лабораторной работе № 10 (см. рис.10.3). К горизонтальному дну лотка крепится модель исследуемого водослива. На бортах лотка установлен игольчатый уровнемер для измерения высоты водослива с тонкой стенкой p , напора H и бытовой глубины h_b .

Атмосферное давление под струей поддерживается воздухопроводящей трубкой. Для регулирования глубины в нижнем бьефе служит затвор-жалюзи 5, установленный в конце лотка.

Порядок выполнения работы

1. Замерить ширину гребня водослива (ширину лотка).
2. Включить центробежный насос, подающий воду в напорный бак. В последнем поддерживается постоянный напор.
3. Открытием регулирующей задвижки 2 на подводящем трубопроводе установить необходимый расход воды в лотке.
4. Под переливающуюся через водослив струю ввести воздухоподводящую трубку.

5. С помощью затвора-жалюзи установить такой уровень воды в нижнем бьефе, при котором происходит истечение, как через неподтопленный водослив.

6. С помощью того же затвора-жалюзи установить такой уровень воды в нижнем бьефе, при котором происходит истечение, как через подтопленный водослив.

7. Игольчатым уровнемером зафиксировать отметки дна лотка ∇_1 , гребня водослива ∇_2 , уровней воды в верхнем и нижнем бьефах ∇_3 и ∇_4 для неподтопленного и подтопленного водосливов.

8. Треугольным водосливом Томсона определить расход воды в лотке (более подробно см. в лабораторной работе № 4).

9. В такой же последовательности провести еще два-три опыта при других расходах.

10. Все результаты измерений занести в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Вид подтопления	Расход Q , л/с		Отметка дна лотка ∇_1 , см	Отметка гребня водослива ∇_2 , см	Отметка уровня воды в ББ ∇_3 , см	Отметка уровня воды в НБ ∇_4 , см	Напор на водосливе $H = \nabla_3 - \nabla_2$, см	Глубина воды в НБ $h_{\text{нб}} = \nabla_4 - \nabla_2$, см	Перепад $Z = \nabla_3 - \nabla_4$, см	Глубина подтопления $h_{\text{п}} = \nabla_3 - \nabla_2$, см	Коэффициент расхода $m_{\text{нб}}$	Коэффициент расхода $m_{\text{п}}$	Коэффициент подтопления $\sigma_{\text{опытный}}$	Коэффициент подтопления $\sigma_{\text{п}}$	Проверка критерия подтопления
	Неподтопленный водослив	Подтопленный водослив													

Примечания. Ширина водослива $b =$ см
 Высота водослива $P =$ см.

11. Для одного из расходов при истечении через водослив зарисовать схему истечения со свободной, отжатой, подтопленной и прилипшей струями, а также схему истечения через неподтоплен-

ный и подтопленный водослив с указанием напора, отметок, уровней и глубин.

12. Для получения отжатой и подтопленной струй удалить воздухоподводящую трубку. Чтобы получить прилипшую струю, необходимо уменьшить напор над гребнем водослива, что достигается некоторым закрытием регулирующей задвижки на подводящем трубопроводе.

Обработка опытных данных

1. По разностям измеренных отметок для каждого расхода подсчитать: напор над гребнем водослива H , высоту водослива p , бытовую глубину h_6 , глубину подтопления h_n и перепад Z .

2. По выражениям (13.2) и (13.3) проверить подтопляемость водослива. Полученные результаты занести в табл. 13.1.

3. На основании результатов измерений по формуле (13.4) определить экспериментальные значения коэффициента расхода для не-подтопленного и подтопленного водосливы:

$$m_{\text{оп}} = \frac{Q}{b\sqrt{2gH^{3/2}}}. \quad (13.8)$$

4. Подсчитать значения коэффициентов расхода по формуле (13.5).

5. Подсчитать коэффициент подтопления σ_n по формуле (13.6).

6. Подсчитать коэффициент расхода для подтопленного водослива по формуле

$$m_n = \sigma_n m_{\text{оп}}, \quad (13.9)$$

где коэффициент подтопления σ_n определяется по формуле (13.6) и коэффициент расхода $m_{\text{оп}}$ по формуле (13.8).

7. Сравнить найденные экспериментальные значения коэффициентов расхода со значениями, подсчитанными по формулам (13.7) и

(13.9). Процент отклонения равен $\left(\frac{m_{\text{оп}}}{m_{\text{выч}}} - 1 \right) 100 \%$.

Лабораторная работа № 14

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВОДОСЛИВА ПРАКТИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ

Цель работы

1. Опытное определение коэффициента расхода m безвакуумного водослива практического профиля без бокового сжатия: а) неподтопленного; б) подтопленного.
2. Сравнение опытного значения коэффициента расхода m с расчётными значениями.
3. Опытное определение коэффициента подтопления σ_n и сравнение его значения со справочными.
4. Построение кривой зависимости коэффициента расхода m для неподтопленного водослива от напора H .
5. Наблюдение за характером истечения через другие водосливы практического профиля.

Общие сведения

Водосливы практического профиля занимают промежуточное положение между водосливами с тонкой стенкой и с широким порогом. Большинство современных водосливных плотин выполнено по этому типу водосливов.

Водосливы практического профиля в зависимости от формы поперечного сечения подразделяются на **криволинейные, прямоугольные, трапецеидальные и полигональные.**

Криволинейные водосливы могут быть безвакуумными и вакуумными*. В безвакуумных водосливах низовая грань (или сливная поверхность) очерчена по форме переливающейся струи (рис.14.1). Давление под струей в этом случае, как правило, выше атмосферного.

* Один и тот же водослив в зависимости от напора H может работать и как безвакуумный, и как вакуумный.

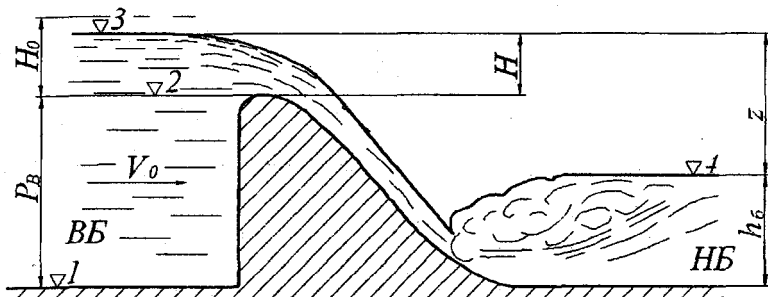


Рис. 14.1

Лучше других удовлетворяет требованиям, предъявляемым к безвакуумным водосливам, профиль, очерченный по координатам Кригера—Офицерова.

В вакуумных профилях между нижней поверхностью переливающейся струи и сливной поверхностью водослива образуется область вакуума. Наличие вакуума под струей увеличивает пропускную способность водослива. Однако возможные срывы вакуума приводят к вибрации плотины, преждевременному разрушению ее облицовки и, в частности, к эрозии бетона.

Водосливы практического профиля могут быть без бокового сжатия и с боковым сжатием, неподтопленные и подтопленные. Подтопление водослива и связанное с этим уменьшение пропускной способности имеют место при одновременном наличии следующих двух условий (рис.14.2):

1) отметка горизонта жидкости в НБ выше отметки гребня водослива, т. е.

$$h_6 > P_H;$$

2) сопряжение потока в НБ происходит в форме надвинутого прыжка, т. е. $h_6 > h''_{сж}$, где $h''_{сж}$ — так называемая вторая сопряженная глубина (см. лабораторную работу № 12), или при

$$(z/P) < (z/P)_{кр},$$

где z — перепад горизонтов воды в верхнем и нижнем бьефах; $(z/P)_{кр}$ — критическое значение относительного перепада, определяется по рис. 13.3 (см. лабораторную работу № 13).

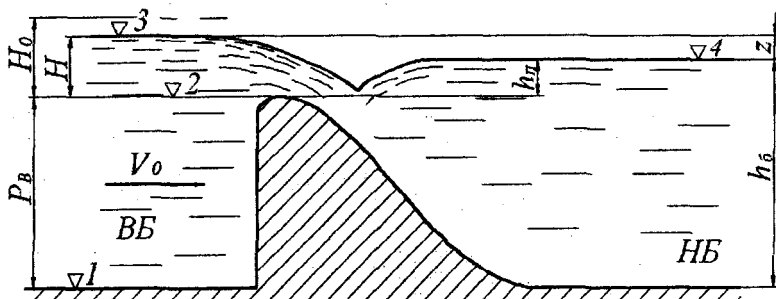


Рис. 14.2

Расход через неподтопленный водослив практического профиля без бокового сжатия определяется по формуле

$$Q = mb\sqrt{2g}H_0^{3/2}. \quad (14.1)$$

Для подтопленных водосливов

$$Q = \sigma_{\text{п}} mb\sqrt{2g} H_0^{3/2}. \quad (14.2)$$

В обеих формулах m – коэффициент расхода, зависящий от формы поперечного сечения водослива и от величины напора. По Н.Н. Павловскому, для профиля A $m = 0,49$, а для профиля B $m = 0,48$ (рис.14.3). Эти значения соответствуют профилирующему напору $H_{\text{пр}}$, для которого и построен профиль водослива, например, по координатам Кригера – Офицерова.

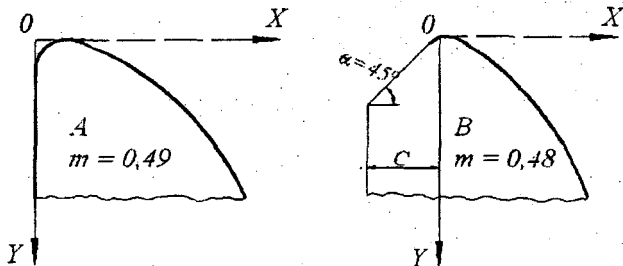


Рис. 14.3

При напоре $H < H_{\text{пр}}$ Н.Н. Павловский рекомендует следующие формулы для определения m :

1. Для профиля А:

$$\text{при } \frac{H}{H_{\text{пр}}} < 0,8 \quad m = 0,49 \left(0,785 + 0,25 \frac{H}{H_{\text{пр}}} \right);$$

$$\text{при } 0,8 < \frac{H}{H_{\text{пр}}} < 1 \quad m = 0,49 \left(0,88 + 0,12 \sqrt{\frac{H}{H_{\text{пр}}}} \right).$$

2. Для профиля В:

$$\text{при } \frac{H}{H_{\text{пр}}} = 0,1 \dots 0,5 \quad m = 0,48 \left(0,805 + 0,31 \frac{H}{H_{\text{пр}}} \right);$$

$$\text{при } \frac{H}{H_{\text{пр}}} > 0,5 \quad m = 0,48 \left(\frac{H}{H_{\text{пр}}} \right)^{1/20}.$$

Коэффициент подтопления σ_n характеризует уменьшение значения коэффициента расхода m вследствие подтопления водослива. Справочное значение коэффициента подтопления σ_n можно определить по графику, представленному на рис.14.4, в зависимости от отношения h_n/H_0 . (Кривая I – для водослива вакуумного профиля, кривая II – для водослива безвакуумного профиля).

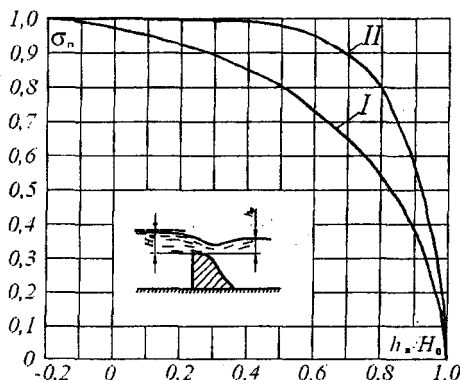


Рис. 14.4

При напорах $H > H_{\text{пр}}$ водослив становится вакуумным и коэффициент расхода возрастает.

Для безвакуумного профиля, построенного по координатам Кригера–Офицерова, коэффициент расхода рекомендуется определять по формуле

$$m = m_{\text{пр}} \sigma_n,$$

где σ_n – коэффициент полноты напора, который корректирует коэффициент расхода водослива $m_{\text{пр}}$ при отклонении величины напора H от его профилирующего значения $H_{\text{пр}}$, вычисляемый по формуле Н.П. Розанова:

$$\sigma_n = 0,62 + 0,38 \left(\frac{H}{H_{\text{пр}}} \right)^{1/3}.$$

Величина b в формулах (14.1) и (14.2) – ширина водослива, а H_0 – напор с учетом скорости подхода. Скоростью подхода можно пренебречь, если $\Omega_v > 4bH$, где Ω_v – площадь поперечного сечения верхнего бьефа.

Описание опытной установки

Работа проводится в зеркальном гидравлическом лотке на модели водослива практического профиля (профиль А).

Порядок выполнения работы

1. Замерить ширину водослива b (ширина лотка).
2. Включить центробежный насос, подающий воду в напорный бак, где поддерживается постоянный напор.
3. Открытием регулирующей задвижки на подводящем трубопроводе установить необходимый расход.
4. Затвором-жалюзи, установленным в конце лотка, установить такой уровень воды в нижнем бьефе, при котором происходит истечение через неподтопленный, а затем и через подтопленный водослив.
5. Игольчатым уровнемером, установленным на бортах лотка, определить отметки дна лотка ∇_1 , гребня водослива ∇_2 , уровня воды в верхнем ∇_3 и нижнем бьефах ∇_4 .

6. С помощью измерительного водослива Томсона определить расход воды в лотке. Замеры выполнить при 3 – 5 различных расходах.
7. Все результаты измерений занести в табл. 14.1.

Обработка опытных данных

1. По разностям измеренных отметок $\nabla_1, \nabla_2, \nabla_3$ и ∇_4 для каждого опыта подсчитать высоту водослива p , напор над гребнем водослива H , бытовую глубину h_6 , глубину подтопления h_n .
2. По измеренному расходу Q определить скорость подхода V_0 и полный напор H_0 .
3. По глубине подтопления h_n и полному напору H_0 определить относительное подтопление h_n / H_0 и по графику на рис.14.4 – коэффициент подтопления σ_n .
4. На основании результатов измерений для каждого расхода определить опытные значения коэффициентов расхода неподтопленного $m_{оп}$ и подтопленного $m_{п,оп}$ водослива.
5. Определить опытное значение коэффициента подтопления σ_n и сравнить его значение со значением, определенным по графику на рис.14.4.
6. Результаты вычислений занести в табл. 14.1.

Таблица 14.1

Вид подтопления	Расход Q , л/с		Отметка дна лотка ∇_1 , см	Отметка гребня водослива ∇_2 , см	Отметка уровня воды в ББ ∇_3 , см	Отметка уровня воды в НБ ∇_4 , см	Напор на водосливе $H = \nabla_3 - \nabla_2$, см	Глубина воды в НБ $h_6 = \nabla_4 - \nabla_3$, см	Перевал $Z = \nabla_3 - \nabla_4$, см	Глубина подтопления $h_n = \nabla_3 - \nabla_2$, см	Коэффициент расхода $m_{оп}$	Коэффициент расхода $m_{п}$	Коэффициент подтопления σ_n , опытный	Коэффициент подтопления σ_n	Проверка критерия подтопления
	Неподтопленный водослив	Подтопленный водослив													

Примечания. Ширина водослива $b = \dots\dots\dots$ см
 Высота водослива $P = \dots\dots\dots$ см.

7. Построить тарифовочную кривую $m = f(H)$ для неподтопленного водослива практического профиля, откладывая по оси абсцисс коэффициент расхода m , а по оси ординат – напор H .

8. По тарифовочной кривой определить коэффициент расхода $m_{пр}$ при напоре $H_{пр}$. Полезно сопоставить полученное значение $m_{пр}$ со справочным; например Н.Н. Павловский рекомендовал использовать для водослива с профилем A (см. рис.14.3) $m_{пр} = 0,49$.

9. В каждом опыте подсчитать коэффициент полноты напора σ_n и построить график $\sigma_n = f(H / H_{пр})$. По оси абсцисс откладывается значение σ_n , а по оси ординат – отношение $H / H_{пр}$.

10. Сравнить найденные экспериментальные значения коэффициентов расхода со справочными значениями. Процент отклонения подсчитывается по выражению

$$\left(\frac{m_{оп}}{m_{выч}} - 1 \right) 100 \% .$$

Лабораторная работа № 15

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ВОДОСЛИВ С ШИРОКИМ ПОРОГОМ БЕЗ БОКОВОГО СЖАТИЯ

Цель работы

1. Проведение визуальных наблюдений за очертанием свободной поверхности при переливе струи через неподтопленный и подтопленный водослив с широким порогом и характером ее изменения в зависимости от относительной толщины стенки δ/H и степени подтопления водослива h_n/H , за образованием перепада восстановления, гидравлического прыжка и его продвижением по порогу.

2. Выполнение измерений, необходимых для построения профилей свободной поверхности воды на неподтопленном и подтопленном водосливах.

3. Фиксация глубины в нижнем бьефе, при которой произойдет подтопление водослива, и определение критерия подтопления.

4. Опытное определение коэффициента расхода неподтопленного водослива, коэффициентов подтопления и скорости подтопленного водослива и сравнение их значений со значениями из литературных источников.

5. Определение расчетом глубин на пороге неподтопленного и подтопленного водосливов и сопоставление их значений с измеренными глубинами.

6. Определение расчетным путем значения перепада восстановления и сравнение его с опытным значением.

7. Вычисление расходов воды для неподтопленного и подтопленного водосливов с использованием формул по исходным опытным данным и сопоставление их значений с опытным расходом.

Общие сведения

При возведении в водотоке преграды, в том числе и при стеснении потока только с боков, уровень жидкости в водотоке повышается. Повышение происходит до тех пор, пока через стесненное живое сечение не будет проходить расход воды русла или водотока. Этот подъем уровня сопровождается накоплением энергии, потребной для преодоления торможения потока преградой.

Сооружение в преграде, через которое происходит перелив воды, называется водосливом, а движение – истечением через водослив. Истечение через водослив происходит под воздействием напора H , представляющего собой разность удельной потенциальной энергии на уровне свободной поверхности в верхнем бьефе (ВБ) и на уровне верха порога.

К водосливам с широким порогом (рис. 15.1) относятся водосливы, при переливе через которые на среднем участке гребня l_{cp} движение становится плавноизменяющимся, тогда как на участках входа $l_{вх}$ и слива $l_{сл}$ поток является резкоизменяющимся. Это имеет место при относительной толщине порога $\delta/H > 2 \dots 3$.

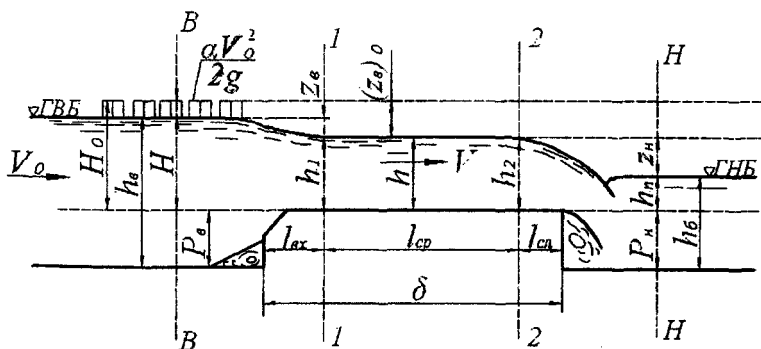


Рис. 15.1

В гидротехническом строительстве водосливами с широким порогом считаются водосливы с толщиной стенки $\delta/H > 2 \dots 10$. В этом случае потери напора происходят в основном за счет местных сопротивлений; потери напора по длине порога пренебрежимо малы.

Многие дорожные водопропускные сооружения (малые мосты, безнапорные трубы) работают по принципу истечения через водосливы с широким порогом, только высота порога $p = 0$. В связи с этим в практике дорожного строительства понятие водослива с широким порогом не ограничивается верхним пределом $\delta/H = 10$. Значение δ/H может быть и более 50.

Для уменьшения местных сопротивлений входное ребро водосливов делают скошенным или закругленным.

Как и водосливы других профилей, водосливы с широким порогом бывают без бокового сжатия и с боковым сжатием; по характеру сопряжения переливающейся через водослив струи с потоком нижнего бьефа водосливы работают как неподтопленные, когда параметры потока в НБ не влияют на пропускную способность сооружения, и как подтопленные, когда пропускная способность изменяется с изменением глубины h_6 : с увеличением h_6 растут сопротивления движению, и в связи с этим уменьшается пропускная способность водослива.

Форма свободной поверхности потока на гребне неподтопленных водосливов зависит от отношения δ/H , рис. 15.2.

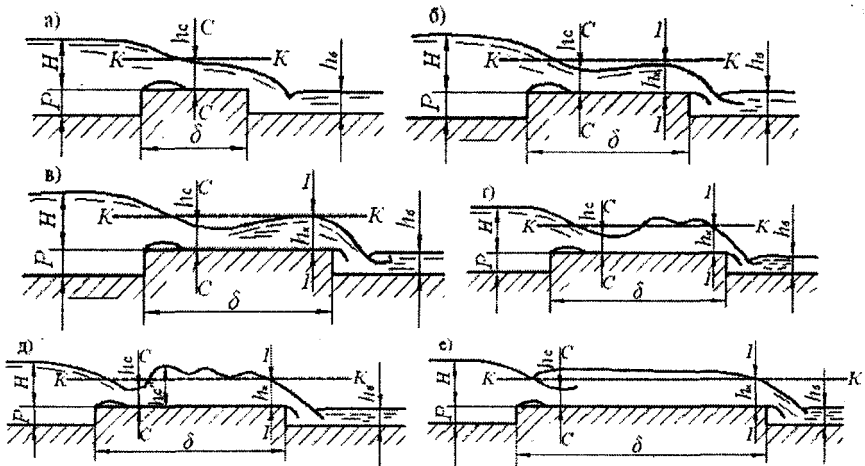


Рис. 15.2

При $2 < \delta/H < 3...4$ средний участок с плавноизменяющимся движением короткий. В конце входного участка образуется сжатое сечение С-С, глубина в котором меньше критической h_k , и от этого сечения либо сразу, либо на некотором расстоянии образуется водопад, т. е. происходит дальнейшее снижение свободной поверхности (рис. 15.2, а).

При $3...4 < \delta/H < 7...9$ от сжатого сечения с глубиной $h_c < h_k$ до сечения 1-1 устанавливается кривая подпора. В этом случае накопленной в сжатом сечении энергии достаточно для преодоления сопротивлений на среднем участке в бурном состоянии. В зависимости от ширины порога (толщины стенки) глубина в конце среднего участка либо несколько меньше (рис. 15.2, б), либо равна критической (рис. 15.3, в). Далее под влиянием силы тяжести на выходном участке образуется водопад.

При $7...9 < \delta/H < 11...12$ энергия потока в сжатом сечении недостаточна для поддержания потока на гребне в бурном состоянии. Поэтому поток переходит из бурного состояния в спокойное через прыжок – волну (рис. 15.2, г, д). Глубина в сечении 1-1 равна критической. Местоположение прыжка зависит от ширины порога: при $\delta/H = 7...9$ образуется отогнанный прыжок (рис. 15.2, г), а при $\delta/H = 11...12$ – надвинутый прыжок (рис. 15.2, д). Если сжатое сечение не затоплено прыжком, пропускная способность водослива по-прежнему определяется сопротивлениями на участках входа и истечение через водослив будет неподтопленным.

При $\delta/H > 11...12$ сжатое сечение затапливается и на среднем участке гребня устанавливается кривая спада типа b_0 с глубиной в сечении 1-1 $h = h_k$ (рис. 15.2, е). Пропускная способность водослива зависит не только от сопротивлений на участке входа, но и от сопротивлений по ширине порога, т. е. она будет меньшей по сравнению с вышеуказанными случаями соотношений δ/H .

Подтопление водосливов с широким порогом в зависимости от формы свободной поверхности потока происходит при разных условиях. Решающее значение в подтоплении водослива имеет глубина потока в НБ.

Во всех случаях водослив становится затопленным, если глубина в сечении 1-1 будет большей, чем критическая. Начало подтопления происходит, если

$$h_n > nH_0, \quad (15.1)$$

где n – коэффициент или параметр подтопления, значение которого зависит от условий истечения и находится в диапазоне $n = 0,75 \dots 0,88$. Определение конкретного значения параметра n будет приведено ниже.

При подтоплении водослива его пропускная способность уменьшается.

Последовательная смена установившихся форм свободной поверхности потока на пороге водослива с увеличением глубины подтопления h_n показана на рис. 15.3. В первых трех случаях (рис. 15.3, а, б, в) на пороге есть участки потока с глубиной, меньшей критической h_k , поток пребывает в бурном состоянии и поэтому истечение является неподтопленным. Схемы движения на рис. 15.3, г, д представляют затопленное движение. При этом в начале подтопления движение характеризуется образованием волн на пороге. С увеличением подтопления, т. е. с увеличением h_n/H_0 , поверхность воды на пороге почти горизонтальна и образуются два перепада, один из которых есть перепад восстановления $Z_{вс}$, обусловленный переходом части кинетической энергии в потенциальную при сходе потока с порога водослива.

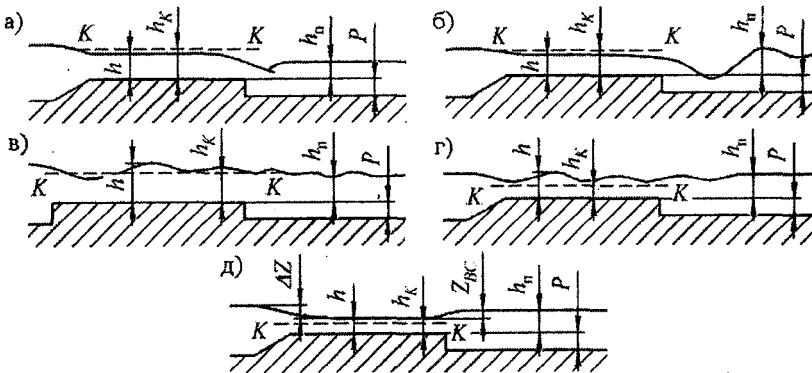


Рис. 15.3

Неподтопленные водосливы с широким порогом рассчитывают по формуле

$$Q = mb\sqrt{2g}H_0^{3/2}, \quad (15.2)$$

где m – коэффициент расхода водослива, b – ширина водослива; H_0 – напор на водосливе с учетом скорости подхода V_0 , который для канала с поперечным сечением прямоугольной формы определяется по формуле

$$H_0 = H + \frac{Q^2}{2g[b(H + P_b)]^2}, \quad (15.3)$$

где P_b – высота водослива со стороны верхнего бьефа.

Значение коэффициента расхода зависит от относительной высоты порога водослива P_b/H , от степени бокового сжатия поступающего на сооружение потока и от очертания и наклона входного ребра. В условиях плоской задачи, когда водослив имеет вертикальное входное ребро с острой кромкой, значение коэффициента расхода следует определять по табл. 15.1 (данные Д.И. Кумина) [8, 10, 29, 30].

Таблица 15.1

Коэффициенты расхода m для водослива с широким порогом без бокового сжатия

$\eta = P_b / H$	0,0	0,2	0,4	0,8	1,0	2,0	4,0	8,0	∞
m	0,385	0,366	0,350	0,345	0,342	0,333	0,327	0,324	0,320

Глубину h_1 в сечении 1–1 (см. на рис. 15.2, б) на пороге неподтопленного водослива можно определить, зная Q , H , b , из уравнения

$$Q = \varphi h_1 b \sqrt{2g(H_0 - h_1)}, \quad (15.4)$$

где φ – коэффициент скорости в случае неподтопленного водослива, определяемый в зависимости от величины коэффициента расхода m по табл. 15.2.

Таблица 15.2

Коэффициенты скорости φ для неподтопленного водослива с широким порогом по данным Д.И. Кумина [8, 29]

m	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
φ	0,94	0,96	0,97	0,98	1,00
φ_n	0,77	0,84	0,90	0,96	0,99

Уравнение (15.4) можно решать подбором, задаваясь первый раз глубиной $h_1 = 0,5H_0$.

Расход через подтопленный водослив без бокового сжатия рассчитывается по формуле

$$Q = \varphi_n h_1 b \sqrt{2g(H_0 - h_1)}, \quad (15.5)$$

где h_1 – глубина на пороге подтопленного водослива в сечении 1–1, которую можно вычислить с учетом перепада восстановления $Z_{вс}$ по выражению

$$h_1 = h_n - Z_{вс};$$

φ_n – коэффициент скорости подтопленного водослива, значение которого можно определять по табл. 15.2 или по формуле [10]

$$\varphi_n = \varphi - \frac{0.013}{m^3} \sqrt{\frac{h_n}{H_0} - 0,8}, \quad (15.6)$$

где φ и m – коэффициенты скорости и расхода неподтопленного водослива.

При небольшом относительном подтоплении водослива, когда $h_n/H_0 < 0,94$, подтопленные водосливы можно рассчитывать по формуле [10]

$$Q = \sigma_n m b \sqrt{2gH_0^3}^{1/2}, \quad (15.7)$$

где σ_n – коэффициент подтопления, значение которого можно определять по табл. 15.3.

Таблица 15.3

Значения коэффициента подтопления водослива с широким порогом σ_n [10]

h_n/H_0	0,8	0,82	0,84	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98
σ_n	1,0	0,99	0,97	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84	0,82	0,78	0,74	0,70	0,59	0,40

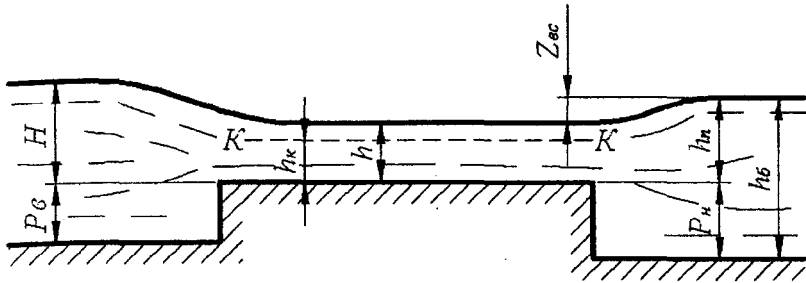


Рис. 15.4

Перепад восстановления $Z_{вс}$ (рис. 15.4) вычисляется по формуле

$$Z_{вс} = \xi_{вс} \cdot h_K, \quad (15.8)$$

где $\xi_{вс}$ – относительный перепад восстановления, определяемый по графику на рис. 15.5 в зависимости от коэффициента расширения потока при выходе в нижний бьеф $v_H = (bh_{\Pi} / bh_G) = \frac{h_{\Pi}}{h_G}$ и в зависимости

от относительной высоты подтопления $\xi_{\Pi} = h_{\Pi} / h_K$, где h_K – критическая глубина, определяемая по формуле

$$h_K = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{b^2 g}} = \sqrt[3]{q^2 / g}. \quad (15.9)$$

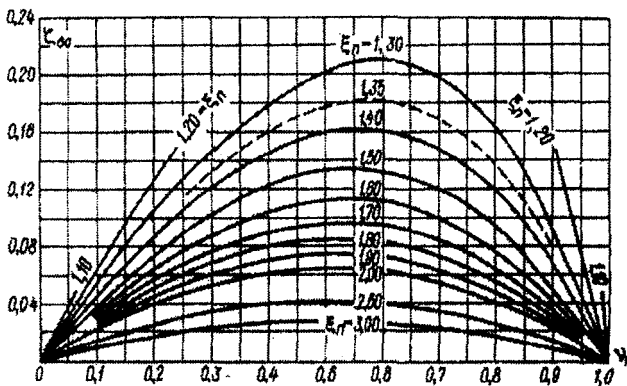


Рис. 15.5

Критерий подтопления n водослива с широким порогом определяется по графику на рис. 15.6 в зависимости от коэффициента расхода m и от коэффициента расширения потока при выходе в нижний бьеф v_H или вычисляется по формуле; решение можно строить подбором

$$n^3 - \frac{3}{4}n^2 - \frac{8}{3}m^2v_Hn + 2m^2v_H^2 = 0.$$

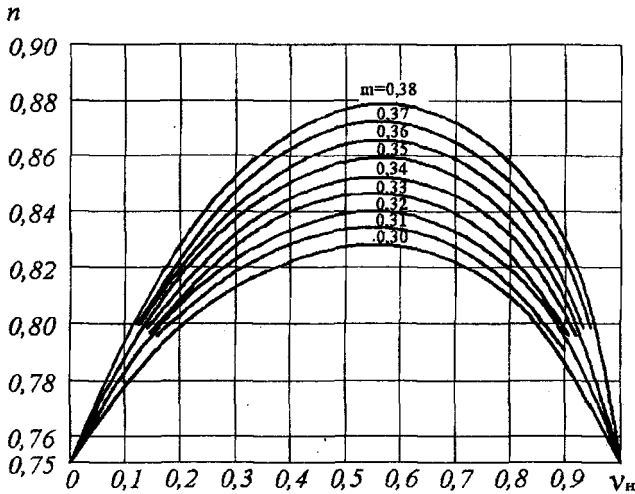


Рис. 15.6

Относительный перепад восстановления Z_{bc} можно определить и по формуле А.Р. Березинского:

$$\xi_{bc} = 0,30 - \frac{h_{II}/h_K - 1,30}{3,22h_{II}/h_K - 3,65}. \quad (15.10)$$

Описание опытной установки

Опыты проводятся в гидравлическом лотке, на модели водослива с широким порогом с незакругленным входным ребром. Описание гидравлического лотка приведено в лабораторной работе № 10.

Порядок выполнения работы

1. Замерить длину порога δ (толщина стенки водослива) и ширину водослива (лотка) b после включения насоса, питающего напорный бак, в котором благодаря наличию холостого сброса поддерживается постоянный напор, открыть регулирующую задвижку на подводящем трубопроводе и установить такие расход воды в лотке и уровни воды в нижнем бьефе, чтобы можно было визуально наблюдать формы свободной поверхности воды на водосливе при различных соотношениях δ/H и h_n/H как при свободном, так и при подтопленном истечении – с целью их сопоставления с формами, приведенными на рис. 15.2 и 15.3, при этом обратить внимание на образование перепада восстановления, гидравлического прыжка и его продвижение по гребню водослива до сжатого сечения.

2. После включения насоса необходимые глубины в нижнем бьефе h_6 , а соответственно и глубины подтопления h_n установить путем регулирования открытия затвора-жалюзи в конце лотка.

3. После завершения визуальных наблюдений за формами свободной поверхности воды на водосливе установить такой расход воды в лотке, чтобы иметь отношение $\delta/H \approx 4 \dots 6$ при истечении через неподтопленный водослив. При этом же расходе выполнить исследование и подтопленного водослива. Начало подтопления экспериментально определяется фиксированием с помощью игольчатого уровнемера высотного положения свободной поверхности воды в верхнем бьефе (ВБ) – при одном и том же расходе в опытах напор на водосливе будет увеличиваться с момента его подтопления при увеличении глубины подтопления h_n .

В условиях подтопленного истечения выполнить 2 опыта: один опыт – при относительном подтоплении водослива $h_n/H_0 < 0,94$; второй опыт – при $h_n/H_0 > 0,94$.

Опытный расход определить с помощью водослива Томсона (см. лабораторную работу № 4).

4. Игольчатым уровнемером измерить отметки дна лотка, порога водослива, уровней воды в верхнем и нижнем бьефах, свободной поверхности воды на пороге водослива в характерных сечениях для определения высоты водослива, напора, перепада восстановления и глубин в соответствующих сечениях. Результаты измерений занести в табл. 15.4.

Таблица 15.4

Наименование измеренных характеристик, их обозначение, размерность	Численные значения характеристик	
	водослив неподтопленный	водослив подтопленный
		$h_1/H_0 < 0,94$
Мерный водослив (Томсона)		
1. Отметка вершины угла треугольного измерительного водослива ∇_0 , см		
2. Отметка уровня воды перед водосливом ∇ , см		
3. Напор на водосливе $H_T = \nabla - \nabla_0$, см		
4. Расход воды Q , л/с		
Исследуемый водослив		
5. Ширина водослива b , см		
6. Отметка дна лотка $\nabla_{\text{д}}$, см		
7. Отметка гребня водослива $\nabla_{\text{гр}}$, см		
8. Отметка свободной поверхности воды : - в верхнем бьефе $\nabla_{\text{вб}}$, см - над входным ребром $\nabla_{\text{вх}}$, см - на расстоянии l от входного ребра, равном ∇_2 , см ∇_3 , см ∇_4 , см ∇_5 , см над выходным ребром $\nabla_{\text{вых}}$, см - в нижнем бьефе $\nabla_{\text{нб}}$ - в сжатом сечении ∇_c		
9. Отметка поверхности воды в нижнем бьефе, соответствующая началу подтопления водослива $\nabla_{\text{нбнп}}$, см		
10. Отметка поверхности воды в верхнем бьефе, соответствующая началу подтопления водослива $\nabla_{\text{вбнп}}$, см		

Обработка опытных данных

1. По разностям измеренных отметок, приведенных в табл. 15.4, для каждого опыта подсчитать: напор над порогом водослива H , высоту водослива P , бытовую глубину h_b , глубину подтопления $h_{п}$, перепад восстановления $Z_{вс}$, глубины на пороге водослива в характерных сечениях, указанных в табл. 15.4.

2. По формуле (15.3) и по измеренному расходу Q определить полный напор H_0 .

3. Проверить условие подтопления водослива (15.1), т. е. по опытным данным с использованием графика рис.15.6 определить значение критерия подтопления n и сравнить его с опытным значением $n_{оп}$. Опытное значение $n_{оп}$ есть отношение опытной глубины подтопления $h_{по\ нп}$ к полному напору $H_{0\ нп}$. Значения $h_{по\ нп}$, $H_{0\ нп}$ соответствуют началу подтопления водослива.

4. По результатам измерений с использованием формулы (15.2) определить опытное значение коэффициента расхода m неподтопленного водослива и сравнить со справочным значением, принимаемым по табл. 15.1.

5. Для подтопленных водосливов по опытным данным с использованием формулы (15.7), когда $h_{п}/H_0 < 0,94$, определить опытное значение коэффициента подтопления $\sigma_{п}$, а при $h_{п}/H_0 > 0,94$ определить опытное значение коэффициента скорости $\varphi_{п}$ с использованием формулы (15.5). Полученные опытные значения $\sigma_{п\ оп}$ и $\varphi_{п\ оп}$ сравнить со справочными значениями, принимаемыми по табл. 15.2 и 15.3. Справочное значение $\varphi_{п}$ можно определить по формуле (15.6).

6. Сравнить опытное значение перепада восстановления $Z_{вс\ оп}$ со значением перепада, определяемым по формуле (15.8). Но перед этим потребуются определить значения критической глубины h_k и относительного перепада восстановления $\xi_{вс}$. Критическая глубина определяется по формуле (15.9), а относительный перепад – по опытным данным с использованием графика на рис. 15.5 или вычисляется по формуле (15.10).

7. Сравнить опытные значения глубин h_c на пороге в сжатом сечении неподтопленного и подтопленного водосливов со значениями глубин, вычисленными по формуле (15.4) – для неподтопленного водослива и по формуле (15.5) – для подтопленного водослива. При

этом соответствующие значения коэффициентов скорости ϕ и ϕ_n принимаются по данным табл. 15.2.

8. Вычислить значения расходов воды по формулам (15.2), (15.5), (15.7) с использованием справочных значений коэффициентов расхода, подтопления, скорости и опытного напора в каждом из опытов и полученные значения расходов сопоставить с опытным расходом.

9. Сравнить экспериментальные значения всех исследуемых параметров истечения со справочными значениями или значениями, подсчитанными по формулам, путем нахождения процента отклонения по выражению

$$\left(\frac{\Pi_{\text{оп}}}{\Pi_{\text{выч}}} - 1 \right) \cdot 100 \%,$$

где Π – значение любого исследуемого параметра; индекс «оп» указывает на опытное значение, индекс «с» или «выч» указывает на значение параметра, вычисленного по соответствующей формуле, или взятое из справочной таблицы.

Результаты обработки опытных данных и вычисления значений исследуемых параметров истечения через водослив занести в табл. 15.5. Эти данные позволяют профессионально анализировать работу водослива с широким порогом в разных условиях.

Таблица 15.5

№	Наименование измеренных характеристик, их обозначение, размерность	Численные значения характеристик		
		водослив неподтопленный	водослив подтопленный	
			$h_n/H_0 < 0,94$	$h_n/H_0 > 0,94$
1	2	3	4	5
1	Высота водослива $P = \nabla_{\text{гр}} - \nabla_{\text{д}}$, см			
2	Геометрический напор на водосливе $H = \nabla_{\text{вб}} - \nabla_{\text{гр}}$, см			

Продолжение табл. 15.5

1	2	3	4	5
3	<p>Полный напор на водосливе</p> $H_0 = H + \frac{Q_{оп}^2}{2g[b(H+P)]^2}, \text{ см}$			
4	<p>Опытная глубина воды на водосливе в сжатом сечении $h_{с оп} = \nabla_{с} - \nabla_{гр}$, см</p>			
5	<p>Опытная глубина подтопления водослива $h_{п оп} = \nabla_{НБ} - \nabla_{гр}$, см</p>			
6	<p>Опытное значение перепада восстановления $Z_{вс оп} = \nabla_{НБ} - \nabla_{с}$, см</p>			
7	<p>Опытная глубина подтопления, соответствующая началу подтопления водослива: $h_{п оп НП} = \nabla_{НБ НП} - \nabla_{гр}$, см</p>			
8	<p>Критическая глубина $h_{к}$, определяемая по формуле (15.9)</p>			
9	<p>Опытное значение коэффициента расхода $m_{оп}$, определяемое для неподтопленного водослива по уравнению (15.2), решаемому относительно m, с подстановкой в него опытных значений расхода $Q_{оп}$ и напора H_0 — пункт 3 настоящей таблицы</p>			
10	<p>Опытная бытовая глубина в НБ $h_{б} = \nabla_{НБ} - \nabla_{д}$, см</p>			
11	<p>Справочное значение коэффициента расхода $m_{с}$ неподтопленного водослива, определяемое по табл. 15.1 в зависимости от относительной высоты водослива со стороны ВБ $P_{в}/H = \eta$</p>			
12	<p>Опытное значение $\eta_0 = P_{в}/H$ для неподтопленного водослива</p>			
13	<p>Процент отклонения опытного значения коэффициента расхода от справочного значения для неподтопленного водослива</p> $\left(\frac{m_{оп}}{m_{с}} - 1 \right) \cdot 100 \%$			

Продолжение табл. 15.5

1	2	3	4	5
14	Геометрический напор на водосливе, соответствующий началу подтопления: $H_{\text{нп}} = \nabla_{\text{ВБ нп}} - \nabla_{\text{гр}}$, см			
15	Полный напор на водосливе, соответствующий началу подтопления: $H_{\text{о нп}} = H_{\text{нп}} + \frac{Q_{\text{оп}}^2}{2g[b(H_{\text{нп}} + P_{\text{в}})]^2}$, см			
16	Бытовая глубина, соответствующая началу подтопления водослива: $h_{\text{б нп}} = \nabla_{\text{НБ нп}} - \nabla_{\text{д}}$, см			
17	Опытное значение критерия подтопления водослива $n_{\text{оп}} = h_{\text{оп нп}} / H_{\text{о нп}}$			
18	Справочное значение критерия подтопления водослива $n_{\text{с}}$, определяемое с помощью графика на рис. 15.6 по установленным значениям коэффициента расхода m (п. 9 настоящей таблицы) и отношению $h_{\text{по нп}}/h_{\text{б нп}} =$			
19	Процент отклонения опытного значения критерия подтопления от справочного значения $\left(\frac{n_{\text{оп}}}{n_{\text{с}}} - 1\right) \cdot 100\%$			
20	Опытное значение коэффициента подтопления $\sigma_{\text{по}}$ для подтопленного водослива, определяемое по формуле (15.7) при $h_{\text{п}}/H_0 < 0,94$ с подстановкой опытных значений расхода $Q_{\text{оп}}$ и полного напора H_0			
21	Справочное значение коэффициента подтопления $\sigma_{\text{пс}}$, устанавливаемое по табл. 15.3 в зависимости от относительной глубины подтопления $h_{\text{п}}/H_0 =$			
22	Процент отклонения опытного значения коэффициента подтопления от справочного значения $\left(\frac{\sigma_{\text{п оп}}}{\sigma_{\text{с}}} - 1\right) \cdot 100\%$			

1	2	3	4	5
23	Опытное значение коэффициента скорости $\varphi_{п\text{оп}}$ подтопленного водослива при $h_{п}/H_0 > 0,94$, определяемое по формуле (15.5) с подстановкой опытных значений расхода $Q_{оп}$ и полного напора H_0			
24	Справочное значение коэффициента скорости $\varphi_{пс}$ при $h_{п}/H_0 > 0,94$, определяемое по табл. 15.2 или по формуле (15.6)			
25	Процент отклонения опытного значения коэффициента скорости от справочного значения $(\varphi_{п\text{оп}}/\varphi_{пс} - 1) \cdot 100\%$			
26	Опытное значение перепада восстановления $Z_{вс\text{о}} = \nabla_{нб} - \nabla_{с}$, см			
27	Справочное значение относительного перепада восстановления $\xi_{вс}$, определяемое по графику (см. рис. 15.5) в зависимости от коэффициента $v_{н} = h_{п}/h_{б} =$ и от $\xi_{п} = h_{п}/h_{к} =$			
28	Справочное значение перепада восстановления $Z_{вс\text{с}} = \xi_{вс} \cdot h_{к}$			
29	Процент отклонения опытного значения перепада восстановления от справочного значения $\left(\frac{Z_{вс\text{оп}}}{Z_{вс\text{с}}} - 1\right) \cdot 100\%$			
30	Теоретические значения глубин воды на пороге водослива в сжатом сечении $h_{ст} = h_1$, вычисляемые по формулам (15.4), (15.5) при подстановке в них справочных значений φ и $\varphi_{п}$ и опытных значений H_0			
31	Процент отклонения опытных значений глубин воды на пороге водослива в сжатом сечении от теоретических значений $\left(\frac{h_{с\text{оп}}}{h_{с\text{т}}} - 1\right) \cdot 100\%$			

1	2	3	4	5
32	Теоретические значения расхода воды $Q_{\text{т}}$, вычисляемые по формулам (15.2), (15.5), (15.7) для неподтопленного и подтопленного водослива с подстановкой в формулы справочных значений $m_{\text{с}}$, $\sigma_{\text{пс}}$, $\varphi_{\text{пс}}$ и опытных значений полного напора H_0 и глубины $h_{\text{с оп}}$			
33	Процент отклонения опытного значения расхода воды от теоретических значений $\left(\frac{Q_{\text{оп}}}{Q_{\text{т}}} - 1 \right) \cdot 100 \%$			

10. По данным строк 5...10 табл. 15.4 в масштабе построить модели неподтопленного и подтопленного водосливов с представлением кривых свободной поверхности, с нанесением основных параметров, характеризующих истечение, и линии критической глубины.

Выполнение работы планируется за 4 часа аудиторных занятий. При недостатке учебного времени работа может выполняться в меньшем объеме – по усмотрению преподавателя.

Лабораторная работа № 16

СОПРЯЖЕНИЕ БЬЕФОВ ПРИ ПЕРЕЛИВЕ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПЛОТИНУ С УСТУПОМ

Цель работы

1. Наблюдение донного, поверхностного с незатопленной струей и поверхностного с затопленной струей режимов сопряжения бьефов при переливе воды через плотину с уступом.

2. Сопоставление опытных значений глубин потока в нижнем бьефе с вычисленными по эмпирическим формулам значениями предельных глубин, соответствующих указанным в п.1 режимам сопряжения.

Общие сведения

Плотины с вертикальным уступом устраивают в случае необходимости пропуска льда в нижний бьеф, для отброса струи от сооружения и удаления зоны размыва.

При пропуске одного и того же расхода воды через плотину с уступом высотой a в зависимости от глубины потока в нижнем бьефе h_6 (бытовая глубина) возможны следующие основные режимы (формы) сопряжения бьефов.

1-й режим: **донный** (рис.16.1).

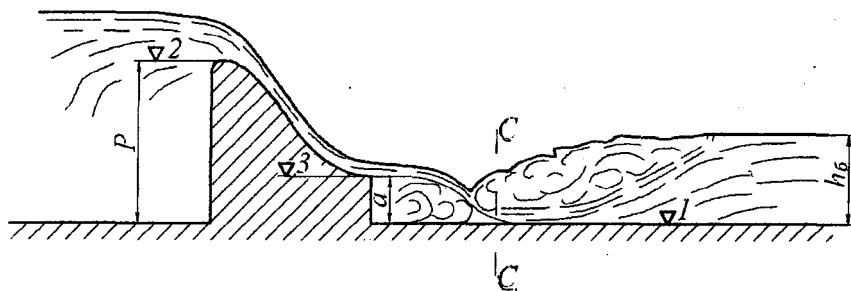


Рис. 16.1

При донном режиме струя, сходящая с уступа плотины, опускается вниз, при этом максимальные скорости движения воды наблюдаются у дна. В сечении $C-C$, где струя достигает дна, образуется сжатая глубина $h_c < h_{кр}$, где $h_{кр}$ – критическая глубина (см. лабораторную работу № 12). В зависимости от соотношения второй сопряженной h''_c и бытовой h_6 глубин возможно сопряжение в виде отогнанного прыжка ($h''_c > h_6$), прыжка в критическом положении ($h''_c = h_6$) и затопленного прыжка ($h''_c < h_6$). Донный режим имеет место при бытовой глубине

$$h_6 < h_{61}, \quad (16.1)$$

где h_{61} – первая предельная глубина нижнего бьефа.

2-й режим: **поверхностный с незатопленной струей** (рис.16.2).

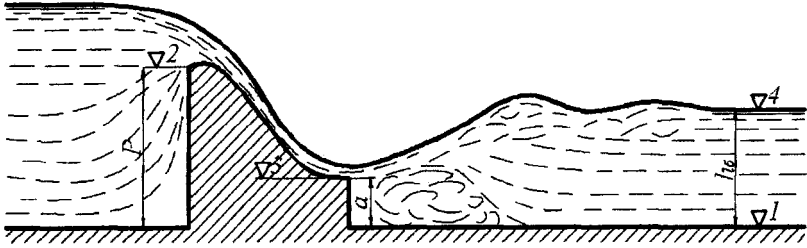


Рис. 16.2

При увеличении глубины в нижнем бьефе h_6 (по сравнению с глубиной h_{61} , при которой наблюдается донный режим) струя, сходя с уступа, отклоняется вверх, максимальные скорости имеют место вблизи свободной поверхности. Момент перехода от донного режима к поверхностному с незатопленной струей реализуется при $h_6 = h_{61}$. Донный режим возникает при бытовой глубине, отвечающей неравенству

$$h_{61} < h_6 < h_{62}, \quad (16.2)$$

где h_{62} – вторая предельная глубина нижнего бьефа.

3-й режим: **поверхностный с затопленной струей** (рис.16.3).

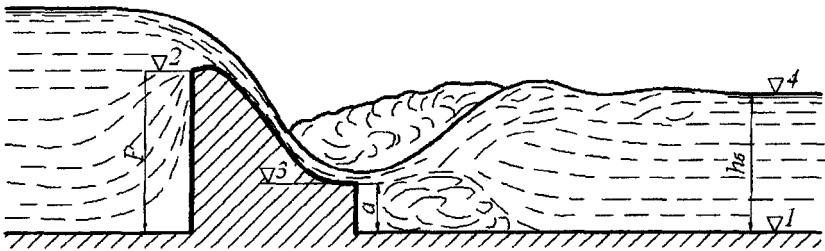


Рис. 16.3

При дальнейшем увеличении глубины h_6 на поверхности сходящей с уступа струи образуется поверхностный валец. Момент перехода от поверхностного режима с незатопленной струей к поверхностному с затопленной струей реализуется при $h_6 = h_{62}$. Затопление струи на уступе наступает при бытовой глубине

$$h_6 > h_{62}. \quad (16.3)$$

Наряду с указанными формами сопряжения могут быть и промежуточные.

Проектируя плотину с уступом, высоту уступа следует принимать такой, чтобы имел место 2-й режим сопряжения – поверхностный с незатопленной струей; в этом режиме лед, сбрасываемый через плотину, не ударяется о дно в нижнем бьефе, что имеет место при донном режиме, и не задерживается в поверхностном вальце, что возможно в поверхностном режиме с затопленной струей.

При установлении зоны, в которой может существовать тот или иной режим, при заданных расходе, высотах плотины и уступа, глубине потока в нижнем бьефе используются соотношения (16.1), (16.2) и (16.3). Первую и вторую предельные глубины нижнего бьефа можно определить по эмпирическим зависимостям Т.Н. Астафичевой:

$$h_{61} = 0,82a + (2,44 - 2,00 \frac{a}{p}) h_{кр}, \quad (16.4)$$

$$h_{62} = 1,22a + (2,50 - 2,55 \frac{a}{p}) h_{кр}, \quad (16.5)$$

где p – высота плотины со стороны нижнего бьефа. Зависимость (16.4) используется при $a/p > 0,2$, что обычно и имеет место в практике.

Задача гидравлического расчета необходимой высоты уступа a для пропуска «ледоходных расходов», которым соответствует диапазон глубин нижнего бьефа h_6 , решается методом подбора. Задаются рядом значений высоты уступа a и для каждой высоты уступа находят значения предельных глубин. Расчетной высотой будет такая высота уступа a , при которой выполняется соотношение $h_{61} < h_6 < h_{62}$.

Описание опытной установки

Работа по исследованию сопряжения бьефов при переливе воды через плотину с уступом проводится в зеркальном гидравлическом лотке, описание которого приводится в лабораторной работе № 10 (см. рис.10.3). Глубина потока в нижнем бьефе h_6 устанавливается при помощи затвора-жалюзи, находящегося в конце лотка. Измере-

ние отметок производится игольчатым уровнем, описание которого приведено в лабораторной работе № 2, (рис. 2.3).

Порядок выполнения работы

1. При выполнении лабораторной работы требуется выполнение правил техники безопасности и указаний руководителя занятий.

2. Игольчатым уровнем определить отметку дна в нижнем бьефе V_1 , отметку гребня водослива V_2 и верхнюю плоскость уступа V_3 .

По разности соответствующих отметок определить высоту плотины p и высоту уступа a .

3. Открытием регулирующей задвижки на трубопроводе установить необходимый расход Q в лотке. Величину расхода определить при помощи мерного водослива Томсона (см. лабораторную работу № 4). По величине расхода Q и ширине лотка b подсчитать критическую глубину $h_{кр}$ (см. лабораторную работу № 12).

Данные по определению расхода, значения $h_{кр}$, высоты плотины p и высоты уступа a занести в табл. 16.1 в графу опыта 1.

Таблица 16.1

Номер опыта	Отметка вершины угла водослива Томсона V_0	Отметка уровня воды перед водосливом Томсона V	Напор на мерном водосливе $H = V - V_0$	Расход Q	Ширина лотка b	Отметка дна лотка V_1	Отметка гребня плотины V_2	Отметка верхней плоскости уступа V_3	Высота плотины P	Высота уступа a
1										
2										

4. Произвести изучение донного режима в нижнем бьефе плотины в следующем порядке.

4.1. При помощи затвора-жалюзи сформировать такую глубину потока в нижнем бьефе h_6 , при которой будет наблюдаться сопряжение с отогнанным прыжком. После этого игольчатым уровнем измерить глубину h_c в сжатом сечении.

4.2. Прикрыть затвор-жалюзи и увеличить бытовую глубину h_6 , в связи с чем гидравлический прыжок перемещается вверх по течению и его начало устанавливается в сжатом сечении падающей с уступа струи. Таким образом устанавливается донный режим с прыжком в критическом положении. Игольчатым уровнем измерить глубину в нижнем бьефе $h_6 = h_c$.

4.3. Продолжая прикрывать затвор-жалюзи, довести глубину в нижнем бьефе до такой величины, при которой будет наблюдаться сопряжение в виде затопленного прыжка $h_6 > h_c$.

5. Изучить поверхностный режим в нижнем бьефе плотины.

5.1. При помощи затвора-жалюзи увеличить глубину в нижнем бьефе до момента перехода донного режима в поверхностный режим с незатопленной струей, т. е. когда глубина в нижнем бьефе h_6 становится равной так называемой первой предельной глубине h_1 , т. е. $h_6 = h_{61}$.

Измерение h_{61} произвести на достаточно большом отдалении от уступа.

5.2. Прикрывая затвор-жалюзи, еще больше увеличить глубину в нижнем бьефе, таким образом можно получить переход поверхностного режима с незатопленной струей в поверхностный режим с затопленной струей. В момент перехода измерить бытовую глубину h_6 , которая соответствует второй предельной глубине h_{62} .

Второй опыт произвести при несколько меньшем расходе.

Результаты измерений занести в табл. 16.2 .

Таблица 16.2

№ опыта	Донный режим (прыжок в критическом положении)		Поверхностный режим с незатоп- ленной струей	Поверхностный режим с затоп- ленной струей
	Уровень воды в сжатом сечении ∇_c	Уровень воды в нижнем бьефе за прыжком ∇_4	Уровень воды в нижнем бьефе, соответствующий первой предель- ной глубине ∇_4	Уровень воды в нижнем бьефе, соответствующий второй предель- ной глубине ∇_4
1				
2				

Обработка опытных данных

При обработке данных произвести следующие вычисления для двух опытов.

1. Определить удельный расход q и критическую глубину $h_{кр}$ для прямоугольного русла шириной b при расходе Q .

2. Найти расчетное значение второй сопряженной глубины $h''_{с\text{расч}}$:

$$h''_{с\text{расч}} = 0,5 \cdot h_c \left(\sqrt{1 + 8 \left(\frac{h_{кр}}{h_c} \right)^3} - 1 \right).$$

3. Вычислить расчетные значения первой и второй предельных глубин $h_{61\text{расч}}$ и $h_{62\text{расч}}$ по формулам (16.4) и (16.5).

4. По разностям соответствующих отметок определить опытные значения первой $h_{61\text{оп}}$ и второй $h_{62\text{оп}}$ предельных глубин, а также второй сопряженной глубины $h''_{с\text{оп}}$.

5. Окончательные результаты работы занести в табл. 16.3, в которой производится сравнение опытных и расчетных значений глубин h''_c , h_{61} и h_{62} по формулам

$$\left(\frac{h''_{с\text{оп}}}{h''_{с\text{расч}}} - 1 \right) \cdot 100 \%, \quad \left(\frac{h_{61\text{оп}}}{h_{61\text{расч}}} - 1 \right) \cdot 100 \%, \quad \left(\frac{h_{62\text{оп}}}{h_{62\text{расч}}} - 1 \right) \cdot 100 \%.$$

Таблица 16.3

№ опыта	Удельный расход q	Критическая глубина $h_{кр}$	Глубина в сжатом сечении h_c	Вторая сопряженная глубина h''_c		Первая предельная глубина h_{61}		Вторая предельная глубина h_{62}	
				$h''_{с\text{оп}}$	$h''_{с\text{расч}}$	$h_{61\text{оп}}$	$h_{61\text{расч}}$	$h_{62\text{оп}}$	$h_{62\text{расч}}$
1									
2									
3									

По данным опытных измерений для одного расхода Q в масштабе выполнить схему трех режимов сопряжения бьефов с указанием основных размеров модели и потока.

Лабораторная работа № 17

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ-ПОД ЗАТВОРА

Цель работы

1. Наблюдение за характером свободного и несвободного истечений из-под плоского вертикального затвора (щита).
2. Определение опытных значений коэффициентов расхода μ для всех случаев истечения, а для свободного истечения, кроме того, и коэффициентов сжатия ε и скорости φ .
3. Сопоставление опытных значений коэффициентов μ , ε , φ со справочными данными для случая свободного истечения.
4. Определение опытного значения глубины h_z при подтопленном истечении и сравнение его с подсчитанной теоретической.
5. Определение опытного значения перепада Z_0 при затопленном истечении и сравнение его с величиной $Z_{кр}$.

Общие сведения

Водопропускные отверстия гидротехнических сооружений и систем канализации, как правило, перекрываются затворами различных конструкций. При подъеме затвора на высоту a жидкость вытекает в образовавшееся отверстие, испытывая сжатие в вертикальной плоскости (здесь рассматривается плоская задача; при пространственной задаче, т. е. при разной ширине потока до и после затвора происходит сжатие вытекающей из-под затвора струи). Глубина потока в сжатом сечении (см. лабораторную работу № 12) определяется выражением

$$h_c = \varepsilon a, \quad (17.1)$$

где ε – коэффициент вертикального сжатия.

В случае отгона гидравлического прыжка от затвора или его критического положения (подробнее см. лабораторную работу № 12) имеет место свободное истечение жидкости (рис.17.1).

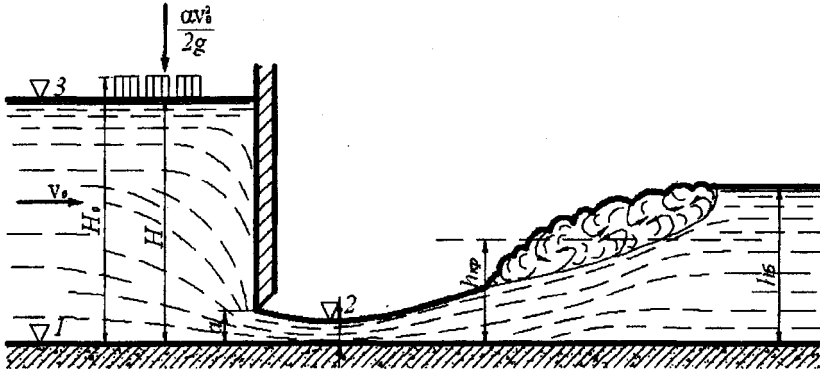


Рис. 17.1

В этом случае глубина в нижнем бьефе не оказывает влияния на условия движения жидкости через отверстие и расход ее определяется по формуле

$$Q = \mu b a \sqrt{2g(H_0 - h_c)}, \quad (17.2)$$

где b – ширина отверстия; H_0 – напор перед затвором с учетом скорости подхода (или полный напор):

$$H_0 = H + \frac{\alpha V_0^2}{2g};$$

μ – коэффициент расхода:

$$\mu = \varepsilon \varphi, \quad (17.3)$$

φ – коэффициент скорости.

О физическом смысле коэффициентов μ и φ см. в лабораторной работе № 9.

При надвинутом гидравлическом прыжке уровень в нижнем бьефе влияет на истечение жидкости из-под затвора, и оно будет несвободным.

Если при несвободном истечении глубина потока в нижнем бьефе за затвором $h_z < h_6$, где h_6 – бытовая глубина (рис. 17.2), истечение будет подтопленным и расход определяется формулой

$$Q = \mu b a \sqrt{2g(H_0 - h_z)}. \quad (17.4)$$

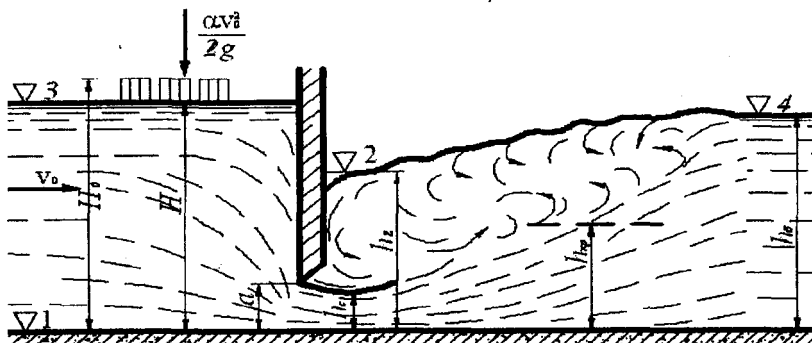


Рис. 17.2

Глубина h_z вычисляется по зависимости

$$h_z = \sqrt{h_6^2 - M \left(H_0 - \frac{M}{4} \right)} + \frac{M}{2}, \quad (17.5)$$

где

$$M = 4\mu^2 a^2 \frac{h_6 - h_c}{h_6 h_c}. \quad (17.6)$$

В случае если высота открытия затвора $a \geq h_{кр}$, где $h_{кр}$ – критическая глубина, и перепад уровней в верхнем и нижнем бьефах с учетом скорости подхода $Z_0 = H_0 - h_6$ будет меньше $Z_{кр} = 0,67h_{кр}$, истечение из-под затвора становится затопленным (рис. 17.3) и расход определяется по формуле

$$Q = \mu b a \sqrt{2g(H_0 - h_6)}. \quad (17.7)$$

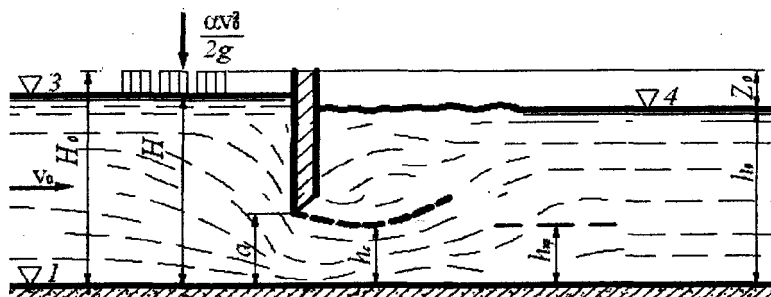


Рис. 17.3

При затопленном истечении гидравлический прыжок в нижнем бьефе отсутствует.

Согласно работе [31] коэффициент расхода μ практически остается одинаковым для данного открытия затвора (при $\frac{a}{H} < 0,8$) независимо от вида истечения.

Описание опытной установки

Работа проводится в гидравлическом лотке, описание которого приведено в лабораторной работе № 10. Вертикальный плоский щит (затвор) поднимается от дна лотка на высоту $a \cong 2-3$ см.

Порядок выполнения работы

1. Измерить высоту открытия затвора a и ширину гидравлического лотка b .

2. Игольчатым уровнем определить отметку дна лотка.

3. Открытием регулирующей задвижки на трубопроводе установить необходимый расход воды Q в лотке. Величину расхода определить при помощи мерного водослива Томсона. Подсчитать критическую глубину $h_{кр}$ (см. лабораторную работу № 12).

Данные по определению расхода, значения $h_{кр}$, высоты открытия затвора, ширины лотка и отметки дна лотка внести в табл. 17.1 в графу опыта 1.

Таблица 17.1

Номер опыта	Измерение расхода				Критическая глубина $h_{кр}$	Высота открытия затвора a	Ширина лотка b	Отметка дна лотка ∇_1
	Отметка вершины угла водослива Томсона ∇_0	Отметка уровня воды перед водосливом Томсона ∇	Напор на мерном водосливе $H' = \nabla - \nabla_0$	Расход Q				

4. При помощи затвора-жалюзи, установленного в конце лотка, сформировать глубину потока в нижнем бьефе, способствующую отгону гидравлического прыжка на некоторое расстояние от затвора (щита).

5. При установившемся движении и свободном истечении из-под затвора с помощью игольчатого уровнемера измерить отметки свободной поверхности воды перед затвором и в сжатом сечении нижнего бьефа, отстоящем от затвора на расстоянии, примерно равном высоте открытия a .

По разности отметок свободной поверхности и дна лотка определить напор перед затвором H и глубину в сжатом сечении h_c , данные измерений и вычислений занести в табл. 17.2.

6. Некоторым прикрытием затвора-жалюзи в конце лотка и соответствующим увеличением глубины в нижнем бьефе (при тех же значениях расхода Q и высоты поднятия затвора a) гидравлический прыжок надвигается на щит и достигается подтопленное истечение. При этом уровень в верхнем бьефе повышается.

7. При установившемся движении и подтопленном истечении из-под затвора измерить отметки свободной поверхности в верхнем и нижнем бьефах и непосредственно за затвором.

По разности отметок свободной поверхности и дна лотка определить напор перед затвором H , бытовую глубину h_b и глубину h_z , данные занести в табл. 17.2.

8. Для исследования затопленного истечения из-под затвора следует или изменить высоту открытия затвора, чтобы удовлетворялось условие $a \geq h_{кр}$ для данного расхода Q , или, оставив прежнее открытие затвора, уменьшить расход воды. Во втором случае затопленное истечение достигается при $a = h_{кр} = 2$ см пропуском удельного расхода $q \cong 900$ см²/с на погонной длине 1 см ширины гидравлического лотка, при $a = h_{кр} = 3$ см $q \cong 1600$ см²/с на погонной длине 1 см.

Данные по определению расхода, высоты открытия затвора и значение $h_{кр}$ для затопленного истечения занести в табл. 17.2 в графу опыта 2.

9. Измерениями в верхнем и нижнем бьефах, аналогично изложенным в пп. 5 и 7, определить напор в верхнем бьефе H и бытовую глубину h_b при затопленном истечении, данные занести в табл. 17.2.

Обработка опытных данных

1. Определить полный напор перед затвором H_0 для всех опытных случаев истечения из-под затвора. Скорость подхода жидкости к затвору подсчитать по зависимости $V_0 = \frac{Q}{bH}$, коэффициент Кориолиса $\alpha = 1,05$.

2. Подстановкой опытных данных по зависимостям (17.2), (17.4) и (17.7) определить коэффициент расхода μ для всех случаев истечения из-под затвора.

3. При опытной глубине потока в сжатом сечении h_c и высоте открытия затвора a по зависимости (17.1) вычислить коэффициент вертикального сжатия ϵ для случая свободного истечения.

4. По вычисленным в пп. 2 и 3 экспериментальным значениям μ и ϵ и зависимости (17.3) определить коэффициент скорости φ для свободного истечения.

5. При подстановке экспериментальных данных в формулу (17.5) с использованием зависимости (17.6) (глубина h_c принимается как для свободного истечения) определить глубину h_z за затвором при подтопленном истечении.

6. Для затопленного истечения определить перепад свободной поверхности Z_0 .

Результаты вычислений занести в табл. 17.2 для всех случаев истечений из-под затвора; в таблице для сравнения приводятся также соответствующие справочные значения величин.

По данным опытных измерений для каждого случая истечения из-под затвора в масштабе выполнить схему опыта с указанием всех основных размеров модели и потока.

Лабораторная работа № 18

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОДЫ НА БЫСТРОТОКЕ

Цель работы

1. Сравнение уклона модели быстроготока с критическим уклоном.
2. Построение по опытным данным кривой свободной поверхности на быстротоке и определение ее типа.

3. Сравнение глубины потока на входе быстротока с критической глубиной и глубины на выходе быстротока с нормальной глубиной.

4. Расчет по одному из методов теоретической кривой свободной поверхности воды на быстротоке, ее построение и сопоставление с построенной опытной кривой.

Общие сведения

Быстроток относится к сопрягающим сооружениям, которые обеспечивают сопряжение потоков, протекающих на разных уровнях в местах с резким изменением отметок поверхности земли. Он состоит из входной части, рис. 18.1, лотка или водоската с уклоном i , превышающим критический уклон i_k , и выходной части.

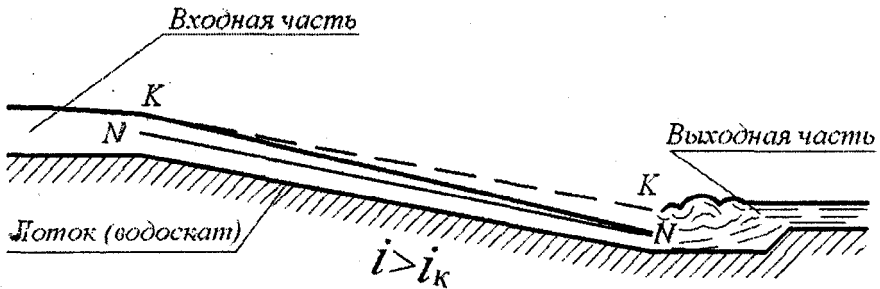


Рис. 18.1

Критическим уклоном называют такой уклон, при котором одинаковыми по значению будут критическая и нормальная глубины в водотоке с неизменным расходом воды. Критическая глубина h_k соответствует минимальной удельной энергии сечения (см. лабораторную работу № 12) и зависит только от расхода Q , а нормальная глубина h_0 является глубиной наполнения водотока при равномерном движении воды в нем и зависит от расхода Q и уклона водотока i .

Входная часть обеспечивает поступление воды на водоскат и выполняется по типу водослива или по типу сооружения, работающего по схеме истечения из-под затвора, и поэтому ее расчет ведется по формуле расхода водослива или по формуле при истечении из-под затвора (см. лабораторные работы № 15, 17).

Водоскат быстротока имеет призматическую форму. Движение воды на водоскате неравномерное. Основной задачей гидравличе-

ского расчета водоската является расчет и построение кривой свободной поверхности воды. В зависимости от соотношения начальной глубины, с которой начинается кривая свободной поверхности на транзитной части быстроготока, и нормальной глубины на водоскате могут быть различные формы кривой свободной поверхности — и кривые спада, и кривые подпора. Но в любом случае эти кривые асимптотически стремятся к линии нормальных глубин $N-N$, см. рис. 18.1.

Иногда на водоскатах для специальных целей устраивают искусственную повышенную шероховатость для уменьшения скорости движения и увеличения глубины потока, и тогда движение воды на таких быстроготоках возможно даже в спокойном состоянии, т. е. с глубиной, большей критической.

При определенных условиях происходит аэрация потока и волнообразование на быстроготоках, но эти условия в данной работе не рассматриваются.

Выходная часть быстроготока предназначена для гашения энергии бурного потока, сходящего с водоската, и сопряжения этого потока с потоком отводящего русла. Чаще всего она представляет собой расширяющуюся в плане воронку с водобойным уступом в конце.

Модель опытной установки

Модель быстроготока прямоугольного сечения шириной b устанавливается в гидравлическом лотке с углом между дном быстроготока и горизонтальным дном лотка $\beta \approx 10^\circ$, рис. 18.2.

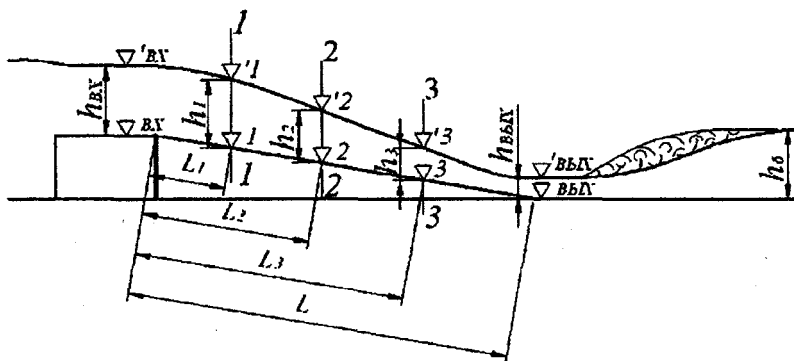


Рис. 18.2

Поступление воды с входной части на водоскат аналогично течению через свободный водослив с широким порогом.

Порядок выполнения работы

1. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открытием регулирующей задвижки на питающем трубопроводе установить необходимый расход воды в гидравлическом лотке.

2. С использованием измерительного водослива, установленного в мерном лотке, измерить расход воды (подробнее см. лабораторную работу № 4) и данные по измерению расхода занести в табл. 18.1.

Таблица 18.1

Отметка вершины треугольного измерительного водослива ∇_1 , см	Отметка свободной поверхности воды перед водосливом ∇_2 , см	Напор на водосливе $\nabla_2 - \nabla_1$, см	Измеренный расход воды Q , л/с

3. С помощью затвора-жалюзи, установленного в конце лотка в нижнем бьефе, установить глубину потока h_6 , необходимую для образования отогнанного совершенного гидравлического прыжка.

4. При установившемся движении воды на быстротоке игольчатым уровнемером зафиксировать отметки дна модели и свободной поверхности на входе, в сечениях 1-1, 2-2, 3-3 и на выходе с водоската. Одновременно измерить расстояния от входного сечения на водоскате до сечений 1-1, 2-2, 3-3 и выходного сечения. Расстояние L от входного до выходного сечения есть длина водоската.

По разности отметок определить глубины h в соответствующих сечениях и уклон дна быстротока i . Результаты измерений и подсчетов занести в табл. 18.2.

$$C_k = \frac{1}{n} R_k^{1/6} ;$$

n – коэффициент шероховатости водоската, значение которого устанавливаются по справочным данным [30, 35]; R_k – гидравлический радиус, определяемый по формуле при критической глубине

$$R_k = \frac{\omega_k}{\chi_k} ;$$

ω_k – площадь живого сечения, при критической глубине

$$\omega_k = h_k b ,$$

q – удельный расход, равный Q/b .

Результаты вычислений занести в табл. 18.3.

Таблица 18.3

Характеристика	Удельный расход q , $\text{м}^2/\text{с}$	Критическая глубина на сечения h_k , м	Площадь живого сечения ω_k , м^2	Смоченный периметр χ_k , м	Гидравлический радиус R_k , м	Коэффициент Шези C_k , $\text{м}^{0.5}/\text{с}$	Критический уклон i_k
Значения							

3. Определить значение нормальной глубины h_0 графическим способом, используя уравнение

$$Q = \omega C \sqrt{Ri} , \quad (18.1)$$

замеренные значения расхода воды Q , ширины быстротока b и уклона быстротока i . Для этого задаться произвольными значениями глубины h_0 , по которой вычислить параметры, входящие в формулу (18.1), и расход воды Q , добиваясь равенства вычисленного расхода измеренному расходу. Результаты вычислений занести в табл. 18.4.

Таблица 18.4

Глубина h , м	Площадь сечения ω , м ²	Смоченный периметр χ , м	Гидрав- лический радиус R , м	Кoeffи- циент Шези C , м ^{0.5} /с	Вычис- ленный расход Q , м ³ /с

По данным табл. 18.4 на миллиметровой бумаге строится график зависимости $Q = f(h)$, рис. 18.3.

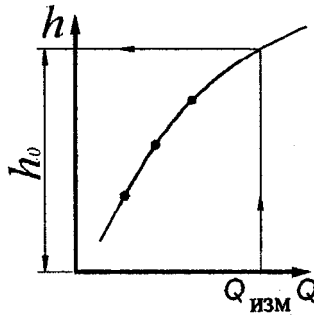


Рис. 18.3

По измеренному расходу $Q_{\text{изм}}$ снять с графика искомую нормальную глубину на водоскате h_0 .

4. Сравнить опытное и вычисленное значения уклонов дна модели быстротока i с критическим уклоном I_k ; глубины на входе быстротока $h_{\text{вх}}$ с критической глубиной h_k , так как на входной части быстротока спокойный поток переходит в бурный и это явление сопровождается переходом через критическую глубину; глубины на выходе быстротока $h_{\text{вых}}$ с нормальной глубиной h_0 , так как в пределе неравномерное движение воды вырождается в равномерное, которому свойственна нормальная глубина. Результаты внести в табл. 18.5.

Таблица 18.5

Номер опыта	Уклон дна быстротока i	Критический уклон i_k	Глубина воды на входе $h_{вх}$, м	Критическая глубина h_k , м	Глубина воды на выходе $h_{вых}$, м	Нормальная глубина h_0 , м

5. Определить глубины h_T теоретической кривой свободной поверхности в сечениях 1-1, 2-2, 3-3 и выходном по выражению

$$h_T = q / \varphi \sqrt{2g(Z + H_0)},$$

где Z – разность между отметками дна на гребне водослива и в рассматриваемом сечении на удалении l от входного сечения:

$Z = \nabla_{вх} - \nabla_{дн}$; H_0 – полный напор $H_0 = H + \frac{\alpha V_0^2}{2g}$; H – геометрический

напор на водосливе: $H = \nabla_{вод} - \nabla_{вх}$;

V_0 – средняя скорость в сечении потока на подходе к быстротоку (рис. 18.4):

$$V_0 = \frac{q}{P + H};$$

φ – коэффициент скорости, значение которого можно определять по уравнению

$$\varphi = 1,02 - (0,038 - 0,05i) \frac{Z}{h_k}.$$

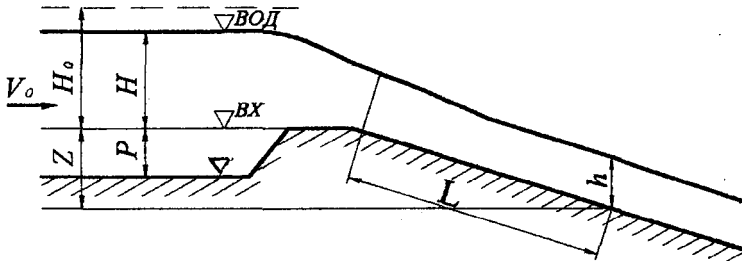


Рис. 18.4

Результаты расчета внести в таблицы 18.6 и 18.7.

Таблица 18.6

Отметки			$H = \nabla_{\text{вод}} - \nabla_{\text{вх}}$	$P = \nabla_{\text{вх}} - \nabla$	q	V_0	H_0
$\nabla_{\text{вод}}$	$\nabla_{\text{вх}}$	∇					

Таблица 18.7

Параметры	Сечения			
	1-1	2-2	3-3	вых.
$Z, \text{см}$				
φ				
$h_{\text{т}}, \text{см}$				

6. По опытным данным в масштабе на миллиметровой бумаге вычертить схему быстротока с линиями критической ($K-K$) и нормальной ($N-N$) глубин и по опытным и теоретическим глубинам в сечениях построить обе кривые свободной поверхности воды на водоскате (опытную и теоретическую). Определить тип кривой.

7. В целях сопоставления кривых вычислить в процентах отклонения ординат Δh теоретической кривой свободной поверхности воды от ординат опытной кривой и результаты внести в табл. 18.8:

$$\Delta h_{\%} = \frac{h_{\text{т}} - h}{h} \cdot 100 = \left(\frac{h_{\text{т}}}{h} - 1 \right) 100.$$

Таблица 18.8

Параметры	Сечения			
	1-1	2-2	3-3	вых.
$h_{\text{т}}, \text{см}$				
$h, \text{см}$				
$\Delta h_{\%}$				

Лабораторная работа № 19

ИЗУЧЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВОДЫ В ПРЕДЕЛАХ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПЕРЕПАДА КОЛОДЕЗНОГО ТИПА И ПРОВЕРКА УСЛОВИЙ СООТВЕТСТВИЯ МОДЕЛИ СООРУЖЕНИЯ ПРОПУСКАЕМОМУ РАСХОДУ ВОДНОГО ПОТОКА

Цель работы

1. Наблюдение движения потока на модели перепада при различных сбросных расходах, когда длина ступеней достаточна, и в случае, когда длина их недостаточна.
2. Подбор основных размеров модели перепада, в наибольшей мере соответствующих опытному расходу в условиях нормальной работы перепада.
3. Выполнение измерений, необходимых для построения продольного профиля свободной поверхности потока в пределах перепада при опытном расходе.
4. Проверка на основе гидравлического расчета основных размеров модели перепада при опытном расходе воды.

Общие сведения

Перепады устраиваются на каналах, пролегающих на местности, имеющей большой уклон. Благодаря устройству перепада можно уменьшить величину уклона дна канала и тем самым снизить в нем скорость движения воды. Иногда перепады входят в комплекс гидротехнических сооружений различного назначения. При сооружении автомобильных дорог перепады применяются в кюветах, на косогорах, на выходе потока из-под мостов и труб, при сбросе воды из водоотводных каналов в пониженные места и т. п. В зависимости от высоты падения местности перепады могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми, колодезного и бесколодезного типа. В местности лучше вписываются перепады колодезного типа.

Двухступенчатый перепад колодезного типа представлен на рис. 19.1.

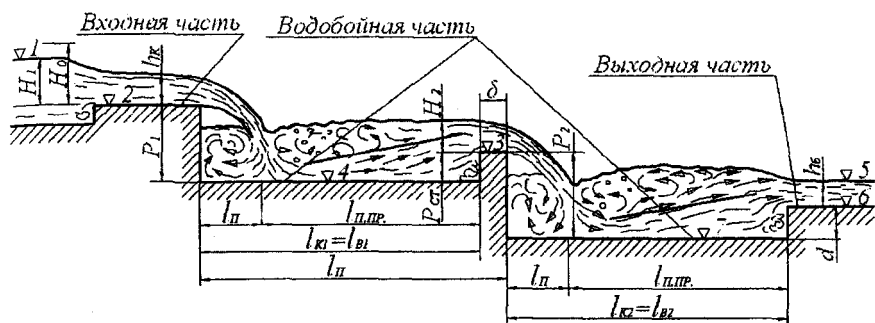


Рис. 19.1

Основными элементами такого перепада являются: а) входная часть, обычно представляющая собой водослив с широким порогом или водослив практического профиля; б) стенка падения p , которая может быть вертикальной, наклонной и криволинейной; её высота назначается равной $0,3 \dots 1,0$ м, а иногда и до 3 м и конкретно зависит от местных условий, т. е. от возможности вписать сооружение в местность; в) водобойная часть (водобой) проектируется горизонтальной, но может быть и с прямым уклоном; в конце водобоя устраивается водобойная стенка $p_{ср}$, которая чаще всего представляет собой водослив практического профиля; г) выходная часть представлена водобойным колодезем с уступом (или водобойной стенкой).

При проектировании многоступенчатых перепадов стремятся задавать одинаковую высоту ступеней с одинаковыми водосливами на промежуточных ступенях, чтобы условия движения воды на них были сходными.

Сопряжение уровней на перепаде осуществляется в результате движения потока по ступеням, поступление воды на каждый водобой аналогично истечению через соответствующий водослив. Надо отметить, что перепады колодезного типа всегда проектируются с таким расчетом, чтобы их водосливные узлы (образованные водобойными стенками или, в случае первой ступени, донным сливом) работали как неподтопленные водосливы, а под переливающеюся струи должен обеспечиваться свободный подвод воздуха. И поскольку одним из основных предназначений водобоев перепада является гашение избыточной кинетической энергии, накопленной при истечении через водосливы в сжатом сечении струи, то в пределах водобоев предусматривается создание условий для возникно-

вения затопленного гидравлического прыжка. В значительной мере этой цели способствует устройство водобойной стенки или уступа в конце водобоя, при этом же сокращается длина водобойной части.

Из вышесказанного становится ясным, что у многоступенчатых перепадов колодезного типа гидравлическому расчету надо подвергать только три ступени – первую, вторую и последнюю, так как условия протекания воды в пределах этих ступеней различные. Условия протекания на промежуточных ступенях такие же, как и на второй ступени. Поэтому промежуточные ступени не рассчитывают, а размеры их принимают такими, как и размеры второй ступени.

На водобоях перепадов колодезного типа предусматривается образование подпертых гидравлических прыжков, начало которых совпадает со сжатым сечением или с незначительным затоплением сечения. Степень затопления принято характеризовать коэффициентом запаса (или коэффициентом затопления) σ_3 , представляющим собой отношение затапливающей глубины $h_{\text{зат}}$ ко второй сопряженной глубине прыжка h'' , т. е. $\sigma_3 = h_{\text{зат}} / h''$. Значение σ_3 принимают $\sigma_3 = 1 \dots 1,1$.

Длину водобоя увязывают с длиной подпертого прыжка, а не с наличием водоворотных областей и их размерами – как в прошлые годы. Это означает, что водобой надо устраивать только там, где наблюдается бурное движение потока. Конец этого потока совпадает с сечением, в котором транзитная струя достигает минимума энергии, т. е. с местом, где начинается спокойное движение потока. Глубина транзитной струи в этом сечении равна критической глубине ($h_T = h_K$). Очевидно, что под подпертым прыжком надо понимать такой прыжок, в котором транзитная струя перед гасителем успевает расшириться до критической глубины при наличии достаточно развитого поверхностного водоворота.

Подпертые прыжки образуются в результате дополнительного воздействия на поток гасителей энергии. Это воздействие характеризуется: 1) совместным влиянием на поток гасителя энергии и давления воды в отводящем русле; 2) только реактивным действием гасителя; когда уровень воды в НБ не влияет на образование подпертого прыжка, последний называют самообразующимся (см. рис. 19.2).

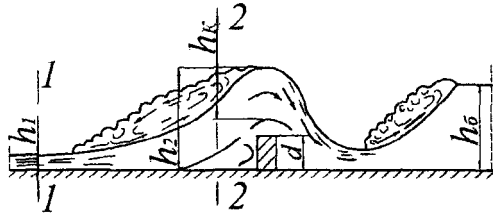


Рис. 19.2

На водобоях перепада предусматривают несамообразующиеся подпертые прыжки (рис. 19.3).

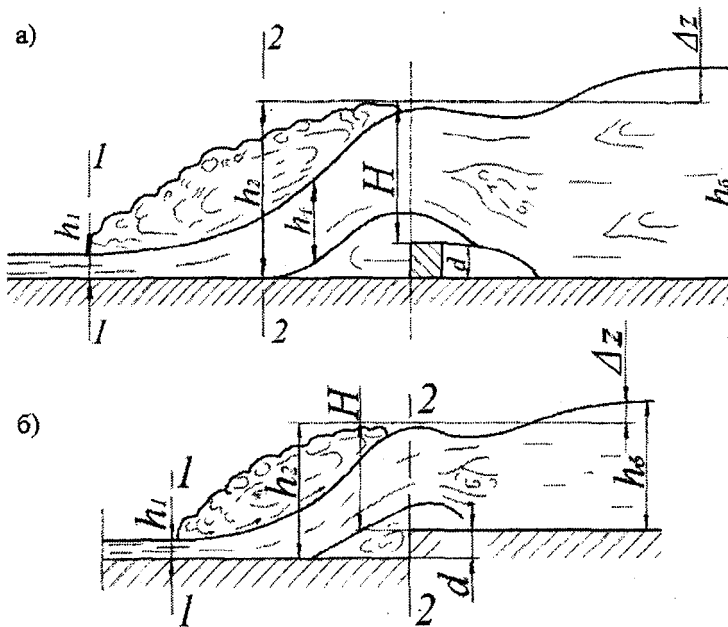


Рис. 19.3

Геометрические размеры элементов перепада колодезного типа, а именно – высоты водобойной стенки, глубины водобойного колодца, длины водобоев определяются гидравлическим расчетом по заданному или расчетному расходу воды. Если ориентироваться на общепризнанную схему подпертых прыжков (рис. 19.4), то гидравлический расчет надо выполнять при рассмотрении движения воды из водобойного колодца, аналогичного ее движению через водосливы за счет перепада уровней ΔZ перед гасителем и за ним.

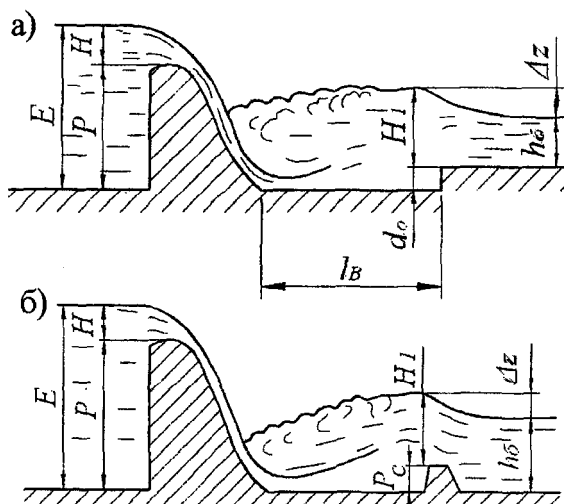


Рис. 19.4

Согласно же новейшим исследованиям нижнего бьефа движение воды за гасителем, когда прыжок находится в предельном положении (см. рис. 19.3), происходит не за счет превращения потенциальной энергии ΔE в кинетическую, а за счет кинетической энергии транзитной струи. Энергия струи частично диссипируется, а частично затрачивается на создание первоначального движения на послепрыжковом участке. Перепада ΔZ не наблюдается. Уровни воды на гасителе и за ним выше, чем перед гасителем.

Для сопряженных глубин подпертых прыжков записывают теорему количества движения, но в традиционное уравнение согласно новой модели прыжка надо дополнительно ввести члены, учитывающие:

- 1) реакцию гасителя;
- 2) центробежные силы инерции;
- 3) импульс турбулентных напряжений;
- 4) изменение количества движения в объеме прыжка в зависимости от изменения скоростей в точках по времени.

При учете реакции гасителя в уравнение войдет высота гасителя d — высота стенки P_0 или высота водобойного уступа колодца d_0 .

Преобразованное исходное уравнение, записываемое относительно второй сопряженной глубины непосредственно у гасителя, имеет вид

$$h'' = 0,167h_k + \sqrt{\frac{2h_k^3}{h'} + h' + 2,14h_k^2 - h_k d}, \quad (19.1)$$

где d – высота гасителя (высота водобойной стенки или высота водобойного уступа, т. е. глубина колодца); h' – первая сопряженная глубина, равная глубине потока в сжатом сечении h_c ; h_k – критическая глубина, вычисляемая по формуле

$$h_k = 3\sqrt{\frac{\alpha q^2}{g}}, \quad (19.2)$$

где q – удельный расход: $q = \frac{Q}{b}$; b – ширина потока; α – коэффициент: $\alpha = 1,05$.

Глубина в сжатом сечении h_c определяется из основного уравнения теории сопряжения бьефов, получаемого на основе уравнения Бернулли

$$E_0 = h_c + q^2 / 2g \varphi^2 h_c^2, \quad (19.3)$$

где E_0 – полная энергия в левой части уравнения Бернулли, значение E_0 будет определяться в разделе «Обработка опытных данных»; φ – коэффициент скорости, учитывающий потери напора между рассматриваемыми сечениями потока, которые связываются уравнением Бернулли.

Уравнение (19.3) можно решать методом последовательных приближений. Значение $h_{c(1)}$ в первом приближении вычисляется по выражению

$$h_{c(1)} = q / \varphi \sqrt{2gE_0}. \quad (19.4)$$

Значение $h_{c(2)}$ во втором приближении

$$h_{c(2)} = q / \varphi \sqrt{2g(E_0 - h_{c(1)})}. \quad (19.5)$$

Количество приближений должно быть таково, чтобы расхождение между значениями последующего и предшествующего вычислений не превышало 5 %.

По уравнению (19.1) можно определять высоту гасителя, если известна вторая сопряженная глубина подпертого прыжка на водобое h'' :

$$d = \frac{2h_k^2}{h'} + \frac{(h')^2}{h_k} - 2,17h_k - \frac{(h'')^2}{h_k} + 0,33h'' \quad (19.6)$$

Уравнение (19.1) содержит два параметра – вторую сопряженную глубину h'' и высоту гасителя d , значения которых надо определить.

Поскольку в разделе «Цель работы» указывается на необходимость подбора размеров элементов модели, то при выполнении расчетов по настоящей работе можно считать высоту водобойной стенки заданной и с учетом ее величины вычислять h'' по уравнению (19.1).

Можно предварительно вычислить значение второй сопряженной глубины на первом водобое h'' по уравнению гидравлического прыжка старой модели:

$$h'' = 0,5h_c \left[\sqrt{1 + 8 \left(\frac{h_k}{h_c} \right)^3} - 1 \right], \quad (19.7)$$

а затем, подставляя это значение в уравнение (19.6), определить требуемую высоту водобойной стенки.

При расчете глубины водобойного колодца на второй ступени перепада в качестве второй сопряженной глубины принимается сумма бытовой глубины h_6 и глубины колодца d_0 , т. е. $h'' = h_6 + d_0$. Тогда выражение для определения глубины колодца d_0 записывается

$$d_0 = \sqrt{\frac{2h_k^3}{h_c} + h_c^2 + h_6 h_k - 2,0h_k^2 - h_6 - 0,33h_k}, \quad (19.8)$$

где h_c – сжатая глубина на водобое второй ступени перепада, её значение определяется в разделе «Обработка опытных данных»; h_6 – бытовая глубина, известная по данным измерений.

Горизонтальные размеры сооружения представлены длиной водобоев. Из рис. 19.1 видно, что длина водобоя l_b складывается из длины подпертого прыжка $l_{п.пр}$ и дальности отлета струи l_n :

$$l_b = l_n + l_{п.пр} \quad (19.9)$$

Длина подпертого прыжка при истечении через водосливы определяется по формуле

$$l_{\text{н пр}} = 5,0\beta E_0 \sqrt{\frac{mH_0}{P}}, \quad (19.10)$$

где β – коэффициент, учитывающий влияние гасителя на длину прыжка, $\beta = 0,7 \dots 0,8$; m – коэффициент расхода водослива; для водобойной стенки прямоугольного очертания $m = 0,42$; для водослива с широким порогом значение m устанавливается по справочным данным, приводимым в лабораторной работе № 15; P – высота стенки падения; H_0 – полный напор на водосливе:

$$H_0 = H + \frac{\alpha V^2}{2g}, \quad (19.11)$$

где H – геометрический напор на водосливе; V – средняя скорость в сечении потока перед водосливом ($V = q/h$, $q = Q/b$; Q – опытный расход; b – ширина сечения потока).

Длина отлета струи $l_{\text{н}}$ зависит от условий истечения через водосливы.

При переливе струи через водослив с широким порогом (входная часть перепада)

$$l_{\text{н}} = 2\sqrt{h_{\text{к}}(P + 0,35h_{\text{к}})}. \quad (19.12)$$

Когда струя переливается через водослив со стенкой практического прямоугольного профиля (водобойная стенка):

$$l_{\text{н}} = 1,33\sqrt{H_0(P + 0,3H_0)}. \quad (19.13)$$

Описание опытной установки

Работа проводится в гидравлическом лотке (см. лабораторную работу № 10) на модели двухступенчатого перепада колодезного типа (см. рис. 19.1).

Размеры модели замеряются в процессе проведения работы. Предусматривается возможность изменения размеров модели.

Порядок выполнения работы

1. Включить центробежный насос, подающий воду в напорный бак, в котором поддерживается постоянный напор.

2. Открытием регулирующей задвижки на питающей трубе установить разные расходы воды в лотке. Наблюдаются сбросы этих расходов по перепаду без гасителей энергии и с гасителями (с водобойной стенкой и водобойным уступом). Необходимый уровень воды в нижнем бьефе поддерживать с помощью затвора-жалюзи, установленного в конце лотка.

3. Исходя из принятого в опыте расхода на модели сооружения подобрать высоту водобойной стенки и длину первого водобоя, длину и глубину водобойного колодца на второй ступени при условии нормальной работы перепада – на водобоях ступеней должны быть только подпертые несообразующиеся гидравлические прыжки.

Опытный расход определить с помощью водослива Томсона (см. лабораторную работу № 4).

4. Игльчатим уровнемером измерить отметки уровня воды в верхнем и нижнем бьефах, порога входной части перепада, водобойной стенки, водобоев, дна отводящего русла (НБ), отметки свободной поверхности воды в характерных сечениях перепада, необходимые для определения глубин и построения этой кривой в пределах сооружения. Линейкой измерить горизонтальные размеры перепада.

5. Результаты измерений занести в табл. 19.1.

Таблица 19.1

№ пп	Наименование измеренных характеристик, их обозначение, размерность	Численные значения характеристик
1	2	3
	Мерный водослив	
1	Отметка вершины угла треугольного измерительного водослива Δ_0 , см	
2	Отметка уровня воды перед водосливом Δ , см	

1	2	3
3	Напор на водосливе $H = \nabla - \nabla_0$, см	
4	Расход воды Q , л/с	
5	Удельный расход $q = Q/b$, см ² /с	
6	Ширина потока (перепада) b , см	
	Исследуемый перепад	
7	Отметка уровня воды в верхнем бьефе ∇_1 , см	
8	Отметка входной части перепада ∇_2 , см	
9	Отметка верха водобойной стенки ∇_3 , см	
10	Отметка дна первой ступени ∇_4 , см	
11	<p>Отметка свободной поверхности воды на пороге входной части:</p> <ul style="list-style-type: none"> - над входным ребром ∇_9, см - над выходным ребром ∇_{10}, см <p>На водобое первой ступени: на расстоянии l от стенки падения</p> <ul style="list-style-type: none"> l_1 — см ∇_{11}, см l_2 — см ∇_{12}, см l_3 — см ∇_{13}, см l_4 — см ∇_{14}, см <p>над входным ребром водобойной стенки ∇_{15}, см</p> <p>На водобое второй ступени: - над выходным ребром водобойной стенки ∇_{16}, см, на расстоянии l от стенки падения</p> <ul style="list-style-type: none"> l_5 — см ∇_{17}, см l_6 — см ∇_{18}, см l_7 — см ∇_{19}, см l_8 — см ∇_{20}, см l_9 — см ∇_{21}, см <p>в нижнем бьефе на расстоянии l от водобойного уступа</p> <ul style="list-style-type: none"> l_{10} — см ∇_{21}, см l_{11} — см ∇_{22}, см l_{12} — см ∇_{23}, см 	

1	2	3
12	Отметка уровня воды в нижнем бьефе ∇_5 , см	
13	Отметка дна в нижнем бьефе ∇_6 , см	
14	Отметка дна водобойного колодца ∇_7 , см	
15	Отметка дна лотка в ВБ ∇_8 , см	
16	Толщина водобойной стенки δ , см	
17	Длина первой ступени $l_{в1}$, см	
18	Длина второй ступени $l_{в2}$, см	

Ширина перепада b равна ширине лотка.

6. Зарисовать продольный разрез модели перепада с изображением свободной поверхности потока и обозначением всех необходимых в работе отметок, глубин и размеров модели.

Обработка опытных данных

По разности измеренных отметок подсчитать напор H_1 над порогом входной части перепада, высоту стенок падения P_1 и P_2 , высоту водобойной стенки P_c на первой ступени, глубину водобойного колодца d_0 (высота водобойного уступа выходной части перепада), бытовую глубину h_6 потока в нижнем бьефе, глубину потока h на модели в сечениях, указанных в табл. 19.1.

Результаты вычислений занести в табл. 19.2.

Таблица 19.2

№ пп	Наименование характеристик, размерность	Численные значения
1	2	3
	Первая ступень	
1	Напор H_1 над порогом входной части перепада $H_1 = \nabla_1 - \nabla_2$, см	
2	Высота стенки падения первой ступени $P_1 = \nabla_2 - \nabla_4$, см	
3	Высота водобойной стенки $P_c = \nabla_3 - \nabla_4$, см	

1	2	3
4	Глубина потока на пороге входной части : - над входным ребром $h = \nabla_9 - \nabla_2$, см - над выходным ребром $h = \nabla_{10} - \nabla_2$, см	
5	Глубина воды на водобое в сечениях, удаленных на расстояния l_i от первой стенки падения: $h_{11} = \nabla_{11} - \nabla_4$, см $h_{12} = \nabla_{12} - \nabla_4$, см $h_{13} = \nabla_{13} - \nabla_4$, см $h_{14} = \nabla_{14} - \nabla_4$, см	
6	Глубина воды над входным ребром водобойной стенки $h = \nabla_{15} - \nabla_3$, см	
Вторая ступень		
7	Высота стенки падения второй ступени $P_2 = \nabla_3 - \nabla_7$, см	
8	Глубина водобойного колодца $d_0 = \nabla_6 - \nabla_7$, см	
9	Бытовая глубина $h_6 = \nabla_5 - \nabla_6$, см	
10	Глубина потока на водобое в сечениях, удаленных на расстояние l_i от второй стенки падения: $h_{15} = \nabla_{17} - \nabla_7$, см $h_{16} = \nabla_{18} - \nabla_7$, см $h_{17} = \nabla_{19} - \nabla_7$, см $h_{18} = \nabla_{20} - \nabla_7$, см $h_{19} = \nabla_{21} - \nabla_7$, см	
11	Глубина потока в нижнем бьефе в сечениях на расстояниях l_i от водобойного уступа колодца: $h_{110} = \nabla_{21} - \nabla_6$, см $h_{111} = \nabla_{22} - \nabla_6$, см $h_{112} = \nabla_{23} - \nabla_6$, см	

В результате гидравлических расчетов по заданному расходу Q определить длину водобоев l_b на обеих ступенях, высоту водобойной стенки P_6 , глубину водобойного колодца d_0 , для чего потребуется вычислить глубины h_c в сжатых сечениях на водобоях и вторые со-

пряженные с ними глубины h'' , критическую глубину h_k , полную удельную энергию E_0 в сечениях перед входом в водосливы, т. е. в сечениях 1-1 и 2-2 (рис. 19.5), длины подпертых прыжков $l_{п пр}$ и отлета струи l_n от стенок падения при переливе струи через водосливы.

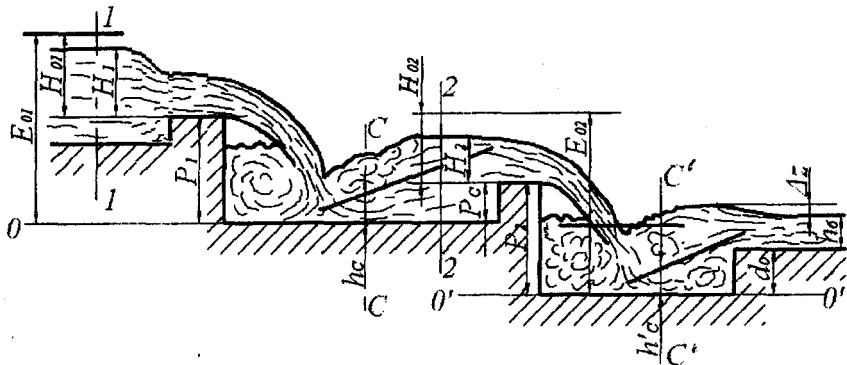


Рис. 19.5

Значение критической глубины h_k вычисляется по формуле (19.2).

Первая ступень

Полная удельная энергия E_{01} в сечении перед входом на перепад (сечение 1-1), отнесенная к горизонтальному водобою первой ступени (см. рис. 19.5), вычисляется по формуле

$$E_{01} = P_1 + H_1 + \frac{\alpha q^2}{2g[(P_1 + H_1)]^2}.$$

Значение глубины в сжатом сечении на первом водобое h_c (сечение C-C, см. рис. 19.5) определяется из уравнения (19.3) при подстановке в него E_{01} вместо E_0 ; уравнение (19.3) решается методом последовательных приближений – см. уравнения (19.4), (19.5). Требуемое значение коэффициента скорости φ при этом принимается по литературным источникам; $\varphi = 0,95-0,97$ [8]. Значение h''_c , сопряженной с вычисленной сжатой глубиной h_c , определяется по формуле (19.7). После этого вычисляется высота водобойной стенки по формуле (19.6), в которой вместо H' и h'' подставляются соответственно полученные h_c и h''_c , а высота гасителя d является искомой высотой водобойной стенки P_0 .

Длина подпертого прыжка на первом водобое определяется по формуле (19.10) при подстановке в нее E_{01} вместо E_0 , P_1 вместо P , H_{01} вместо H_0 . Значение полного напора H_{01} вычисляется по формуле (19.11) при подстановке в нее H_1 вместо H и $V = \frac{q}{P_1 + H_1}$. Значение

коэффициента расхода m водослива с широким порогом устанавливается, как указано выше, по справочным данным, приводимым в лабораторной работе № 15. Длина отлета струи l_n на первом водобое вычисляется по формуле (19.12) при подстановке в нее P_1 вместо P . Длина первого водобоя без учета толщины водобойной стенки δ определяется по формуле (19.9).

Вторая ступень

Определяется значение полной удельной энергии E_{02} в сечении перед водобойной стенкой (на первом водобое, сечение 2–2, рис. 19.5), в котором глубина потока уже известна – h_c'' :

$$E_{02} = P_2 + H_{02},$$

где H_{02} – полный напор на водосливе, представляющем собой водобойную стенку, он вычисляется по формуле

$$H_{02} = h_c'' + \frac{\alpha q^2}{2g(h_c'')^2} - P_c \quad \text{или} \quad H_{02} = \left(\frac{q}{m\sqrt{2g}} \right)^{2/3}.$$

Значение глубины h_{c1} в сжатом сечении на втором водобое (сечение С' – С' на рис. 19.5) определяется также по уравнениям (19.3), (19.4), (19.5) при подстановке в них E_{02} вместо E_0 . Коэффициент скорости можно принимать $\varphi = 0,95 - 0,97$.

Глубина водобойного колодца d_0 определяется по формуле (19.8) при подстановке в нее h_{c1} вместо h_c ; бытовая глубина h_b известна по данным измерений. Длина подпертого прыжка на втором водобое определяется по формуле (19.10) при подстановке в нее E_{02} вместо E_0 , P_2 вместо P , H_{02} вместо H_0 . Значение коэффициента расхода водобойной стенки $m = 0,42$. Длина отлета струи l_n на втором водобое, когда струя переливается через водобойную стенку, вычисляется по формуле (19.13) при подстановке в нее H_{02} вместо H_0 , P_2 вместо P .

Длина второго водобоя определяется по формуле (19.9) при подстановке в нее $l_{п}$ и $l_{п пр}$, вычисленных на втором водобое.

Вычисляется вторая сопряженная глубина $h''_{с1}$ на втором водобое по формуле (19.1) при подстановке в нее $h_{с1}$ вместо h' и d_0 вместо d – для сопоставления с опытной глубиной.

Затем экспериментальные значения основных размеров перепада сравниваются со значениями, подсчитанными по формулам, путем нахождения процента отклонения по выражению

$$\left(\frac{\Pi_{оп}}{\Pi_{выч}} - 1 \right) \cdot 100 \%,$$

где Π – значение любого исследуемого параметра; индекс «оп» указывает на опытное значение, индекс «выч» указывает на значение параметра, вычисленного по соответствующей формуле.

Результаты обработки экспериментальных данных и вычисления значений исследуемых параметров занести в табл. 19.3. Эти данные позволяют анализировать работу двухступенчатого перепада колодезного типа.

Таблица 19.3

№	Наименование характеристик, размерность	Численные значения характеристик	
		I ступень	II ступень
1	2	3	4
1	Удельная энергия E_0 , см		
2	Глубина в сжатом сечении $h_c, h_{с1}$, см		
3	Критическая глубина h_k , см		
4	Вторая сопряженная глубина на водобоях h''_c и $h''_{с1}$, см		
5	Высота водобойной стенки P_c , см		
6	Глубина водобойного колодца d_0 , см	-	-
7	Длина подпертого гидравлического прыжка $l_{п пр}$, см		
8	Длина отлета струи $l_{п}$, см		
9	Длина водобойного колодца l_k , см		

1	2	3	4
10	Процент отклонения опытного значения второй сопряженной глубины h'' от вычисленного значения $\left(\frac{h''_{\text{с оп}}}{h''_{\text{с выч}}} - 1\right) \cdot 100, \%$		
11	Процент отклонения опытного значения высоты водобойной стенки P_c от вычисленного значения $\left(\frac{P_{\text{с оп}}}{P_{\text{с выч}}} - 1\right) \cdot 100, \%$		
12	Процентное отклонение опытной глубины колодца от вычисленного значения $\left(\frac{d_{\text{о оп}}}{d_{\text{о выч}}} - 1\right) \cdot 100, \%$		
13	Процентное отклонение опытного значения длины водобоя от вычисленного значения $\left(\frac{l_{\text{в оп}}}{l_{\text{в выч}}} - 1\right) \cdot 100, \%$		

К протоколу работы прилагается рисунок модели перепада, выполненный в масштабе, с изображением свободной поверхности потока в пределах сооружения. На рисунке указываются все основные размеры модели. Свободная поверхность потока строится по измеренным отметкам или по вычисленным глубинам в сечениях.

Лабораторная работа № 20

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ФИЛЬТРАЦИИ ПЕСЧАНОГО ГРУНТА

Цель работы: определение экспериментальным путем коэффициента фильтрации песчаного грунта с помощью прибора Дарси.

Общие сведения

Движение жидкости или газа через пористую среду называется фильтрацией. Изучение вопросов фильтрации представляет большой практический интерес для решения широкого круга инженерных задач в различных областях техники: водоснабжении – для расчета притока воды к колодцам и дренам; гидротехническом и мелиоративном строительстве – для расчета расходов и уровней грунтовых вод при орошении и осушении почв, строительстве плотин, устройстве котлованов и т. д.

Если жидкость при фильтрации образует свободную поверхность в грунте (например, в плотине), то такую фильтрацию называют безнапорной.

Напорная фильтрация имеет место в напорных водоносных горизонтах, где движение жидкости происходит за счет разности давлений в пласте и скважине без образования свободной поверхности. Фильтрация может быть также ламинарной и турбулентной, установившейся и неуставившейся.

А. Дарси исследовал фильтрацию воды на опытной установке, представляющей собой вертикальный сосуд постоянного сечения, заполненный песком. Через песок пропускалась вода при постоянной разности напоров. Толщина слоя песка, его фракционный состав и разность напоров в разных опытах были различны.

Было экспериментально установлено, что зависимость расхода от потерь напора имеет следующий вид:

$$Q = \omega k J,$$

где k – коэффициент фильтрации жидкости; ω – «геометрическая» площадь поперечного сечения образца грунта, включающая площадь пор $\omega_{\text{пор}}$ и площадь частиц $\omega_{\text{част}}$ ($\omega = \omega_{\text{пор}} + \omega_{\text{част}}$); J – гидравлический уклон, представляющий собой отношение потерь напора $h_{\text{тр}}$ на пути фильтрации к длине этого пути l : $J = h_{\text{тр}}/l$.

Средняя скорость фильтрации V по закону Дарси

$$V = \frac{Q}{\omega} = kJ.$$

Это условная скорость фильтрации, так как в практических задачах принимается, что фильтрация происходит через все сечение грунта, включая твердые частицы.

Фильтрация жидкости в каждом сечении происходит только через площадь пор $\omega_{\text{пор}}$, поэтому истинная скорость фильтрации V_d равна

$$V_d = \frac{Q}{\omega_{\text{пор}}}.$$

Истинная скорость фильтрации V_d всегда больше скорости фильтрации V , и их взаимосвязь устанавливается зависимостью

$$V_d = V/m,$$

где m – коэффициент пористости, численно равный отношению объема пор в породе W_p ко всему объему W , т. е. $m = W_p/W$.

Коэффициент фильтрации k зависит от величины и формы зерен грунта, наличия глинистых частиц, плотности и вязкости фильтрующей жидкости и её температуры.

Закон Дарси справедлив для ламинарного движения, которое широко распространено в природных условиях.

При турбулентном режиме движения наблюдается отклонение от линейного закона. Здесь скорость фильтрации прямо пропорциональна гидравлическому уклону в степени $1/2$.

Смешанное ламинарно-турбулентное движение чаще всего выражается уравнением Прони [11, 24]

$$J = \alpha V + \beta V^2,$$

где α и β – параметры, зависящие от свойств пористой среды и фильтрующейся жидкости.

Скорость фильтрации, при которой происходит нарушение закона Дарси, называют критической скоростью и обозначают $V_{\text{кр}}$. Её значение можно определить экспериментально по графику $V = f(J)$ в точке его заметного отклонения от прямой линии [11]. Следовательно, опыты проводят до тех пор, пока прямая не перейдет в кривую.

Коэффициент фильтрации грунта может быть определен:

1) лабораторным путем с помощью приборов Дарси, Каменского, Тиме, Капецкого [11];

Все пьезометры выведены на щиток, нуль шкалы которого совпадает с плоскостью сравнения 0–0, расположенной ниже основания прибора. Расстояния между пьезометрами одинаковые и равны l .

В верхней части колонки впаяна трубка b для поддержания на постоянной высоте уровня воды в приборе.

Подвод воды осуществляется по трубке a . Профильтровавшаяся вода сливается по трубке c через краник k в мерный сосуд.

При проведении опытов кроме прибора Дарси необходимо иметь секундомер, термометр, мерный сосуд объемом 500 см^3 .

Порядок выполнения работы

1. По трубке a из системы водоснабжения подать воду в колонку с испытуемым грунтом. Провести проверку работы пьезометров. При закрытом кране k уровни воды во всех трех пьезометрах должны находиться на одной и той же отметке.

2. Подготовив прибор к работе, открыть кран k и после установления неизменного во времени положения уровня воды в пьезометрах при фильтрации воды через грунт произвести измерение расхода объемным способом при помощи мерного сосуда и секундомера.

3. Определить показания пьезометров, которые соответственно равны потенциальным напорам:

$$H_i = Z_i + \frac{P_i}{\rho g}.$$

4. Регулирующим краником последовательно установить несколько различных фильтрационных расходов и все измерения повторить заново.

5. В каждом опыте термометром определить температуру воды.

Обработка опытных данных

1. По объему W в мерном сосуде и времени t для каждого опыта подсчитать фильтрационный расход $Q = \frac{W}{t}$ и далее среднюю скорость фильтрации $v = \frac{Q}{\omega}$.

2. Записать показания пьезометров H_1, H_2, H_3 и определить потери напора на первом участке $h_{\text{тр}1} = H_1 - H_2$ и на втором — $h_{\text{тр}2} = H_2 - H_3$.

Затем определить среднюю потерю напора $h_{тр} = (h_{тр1} + h_{тр2})/2$, средний гидравлический уклон $J = h_{тр}/l$, где l – путь фильтрации.

3. Определить критическую скорость фильтрации $V_{кр}$, при которой происходит нарушение закона Дарси, для чего по данным опыта построить график $V = f(J)$, где по оси ординат отложить скорость V , а по оси абсцисс – гидравлический уклон J . Критическая скорость определяется по графику в точке заметного отклонения графика от прямой линии.

Действительная скорость V_d , соответствующая $V_{кр}$, определяется из формулы $V_d = \frac{V_{кр}}{m}$.

4. Коэффициент фильтрации k подсчитать по известным скоростям $V < V_{кр}$ и соответствующим им гидравлическим уклонам по формуле $k = \frac{V}{J}$.

5. Для приведения результатов опыта к постоянной температуре, например, к 10 °С или какой-либо другой, вычислить и учесть температурную поправку по формуле Пуазейля :

$$ТП = 1 + 0,0337T + 0,000221T^2.$$

Чтобы привести результаты опыта к необходимой температуре $ТП_{иск}$, используют зависимость

$$k_{иск} = \frac{k \cdot ТП_{иск}}{ТП_{факт}},$$

где $k_{иск}$ – коэффициент фильтрации, приведенный к искомой температуре $T_{иск}$; k – коэффициент фильтрации, найденный при фактической температуре $T_{факт}$; $ТП_{иск}$ и $ТП_{факт}$ – температурные поправки, вычисленные соответственно при искомой температуре $T_{иск}$ и фактической температуре $T_{факт}$ во время опыта.

6. Результаты измерений и вычислений внести в таблицу.

Подсчитанное среднее опытное значение коэффициента фильтрации сопоставить со справочным.

Определение коэффициента фильтрации песчаного грунта

№ опыта	Кол-во про-фильт-ровав-шейся воды W , см ³	Время t , с	Расход $Q = \frac{W}{t}$, см ³ /с	Показа-ния пьезо-метров, H , см			Потери напора, см			Гидрав-лический уклон $J = \frac{h_{тр\ ср}}{l}$	Скорость филь-трации $V = \frac{Q}{\omega}$, см/с	Кoeffи-циент филь-трации $k = \frac{V}{J}$, см/с	Температура T , °С	Температурная по-правка $\Pi\Pi$	Кoeffициент филь-трации при 10 °С $k_{10} = \frac{k \cdot \Pi\Pi_{10^{\circ}}}{\Pi\Pi_{T^{\circ}}}$ см/с
				1	2	3	$h_{тр1}$	$h_{тр2}$	$h_{тр\ ср}$						

Лабораторная работа № 21

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОЙ НАПОРНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ ПРИ ЛАМИНАРНОМ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ ПОД ОСНОВАНИЕМ ГИДРОТЕХНИЧЕСКОГО СООРУЖЕНИЯ МЕТОДОМ ЭГДА

Цель работы

1. Ознакомление с принципиальной схемой установки ЭГДА и приобретение практических навыков в использовании установки для построения гидродинамической сетки движения фильтрационного потока.
2. Построение на модели гидродинамической сетки движения (плоская задача) при напорной фильтрации под сооружением.
3. Определение выходных градиентов фильтрационного потока.
4. Построение эпюры скоростей фильтрации на выходе грунтового потока в нижнем бьефе.
5. Вычисление удельного расхода фильтрации под сооружением и построение его эпюры на выходе в нижний бьеф.
6. Построение эпюры вертикального давления (эпюры противодавления) и определение суммарного давления на основании сооружения со стороны фильтрационного потока.

Общие сведения

Фильтрационные задачи отличаются большой сложностью их решения. Существующие методы фильтрационных расчетов далеко не всегда позволяют достаточно точно определять параметры движения грунтовых вод в основании водоподпорных сооружений и в обход их береговых примыканий. Поэтому параметры фильтрационного потока для ответственных сооружений определяют моделированием. Предложенный Н.Н. Павловским экспериментальный метод электрогидродинамических аналогий (метод ЭГДА) является наиболее общим, простым и удобным из применяемых в настоящее время методов исследования стационарной фильтрации путем моделирования. Метод ЭГДА основан на математической и физической аналогии между ламинарной фильтрацией в пористой среде и движением электрического тока в проводящей среде.

Для наглядности в табл. 21.1 представлены элементы аналогии параметров фильтрационного потока и электрического тока в проводнике.

Таблица 21.1

Элементы аналогии

Фильтрационный поток	Электрический ток
Пьезометрический (потенциальный) напор H , м	Электрический потенциал U , В
Коэффициент фильтрации K , м/с	Удельная электропроводимость C , Ом ⁻¹ , м ⁻¹
Скорость фильтрации u , м/с	Плотность тока i , А/м ²
Закон Дарси $u = -K \frac{\partial H}{\partial l}$, где l – длина пути фильтрации (линия тока), м	Закон Ома $i = -C \frac{\partial U}{\partial l}$, где l – длина проводника электрического тока (линии тока), м
Фильтрационный расход Q , м ³ /с	Сила тока I , А
Уравнение поверхности (линии) равных напоров $H = \text{const}$	Уравнение поверхности линии равного электрического потенциала $U = \text{const}$
Водонепроницаемая поверхность (линия тока) $\frac{\partial H}{\partial n} = 0$, где n – нормаль к поверхности	Изоляционная поверхность (линия тока) $\frac{\partial U}{\partial n} = 0$, где n – нормаль к поверхности
Фильтрационное сопротивление участка модели, с/м ² , $\Phi = \frac{\Delta l}{K\omega}$, где ω – площадь сечения потока, м ²	Электрическое сопротивление проводника, Ом, $R = \frac{\Delta l}{C\omega}$, где ω – площадь сечения проводника, м ²
Уравнение Лапласа для напора $\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial z^2} = 0$	Уравнение Лапласа для электрического потенциала $\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} = 0$
Напорная функция (интеграл) уравнения Лапласа $H = f(x, y, z)$	Функция потенциала (интеграл) уравнения Лапласа $U = f(x, y, z)$

Из таблицы видно, что эквипотенциальным поверхностям электрического поля соответствуют поверхности равного напора фильтрационного потока и совпадают линии токов, а процесс движения электрического тока в электропроводящей среде и протекание ламинарного фильтрационного потока в пористой среде описываются уравнениями одного и того же вида. Это свидетельствует о принципиальной возможности решения задач фильтрации путем исследования соответствующего электрического поля в проводнике, представляющем собой модель области фильтрации с аналогичными граничными условиями. Параметры же исследуемого электрического поля на модели нетрудно получить с использованием установки ЭГДА, позволяющей построить сетку движения электрического тока. Эта сетка является графическим выражением уравнения Лапласа и состоит из линий равного потенциала, эквивалентного напору фильтрационного потока (эквипотенциалей), и линий тока. Сетка, характеризующая движение электрического тока, также представляет собой гидродинамическую сетку ламинарного установившегося движения плоского фильтрационного потока.

Эквипотенциальные линии и линии тока, являющиеся изолиниями сопряженных потенциальной функции ϕ и функции тока ψ , в неособых точках поля пересекаются под прямым углом, т. е. линии $\phi = \text{const}$ и $\psi = \text{const}$ образуют ортогональную сетку движения, рис. 21.1, в.

При электромоделировании можно строить лишь поле потенциальной функции ϕ , т. е. определять на токопроводящей модели точки равного потенциала (равного напора), по которым затем проводятся эквипотенциалы, рис. 21.1, б. В то же время метод ЭГДА позволяет получить и систему линий тока, если использовать свойство взаимозаменяемости линий равных потенциалов и линий тока. Для этого надо на модели изменить граничные условия, т. е. токоподводящие металлические шины и изоляционные поверхности поменять местами, рис. 21.1, а.

В этом случае решается обратная задача, в которой эквипотенциальные линии $\phi = \text{const}$ являются линиями тока $\psi = \text{const}$ исходной (прямой) задачи. Однако построение линий тока методом ЭГДА является с технической стороны задачей более сложной, чем построение линий равных напоров, в связи с тем, что понадобится из-

готовлять шины весьма сложного очертания, соответствующего очертанию водонепроницаемого контура области фильтрации. Ввиду этого на практике редко обращаются к построению линий тока методом ЭГДА, а строят их графическим способом после построения эквипотенциалей инструментальным путем.

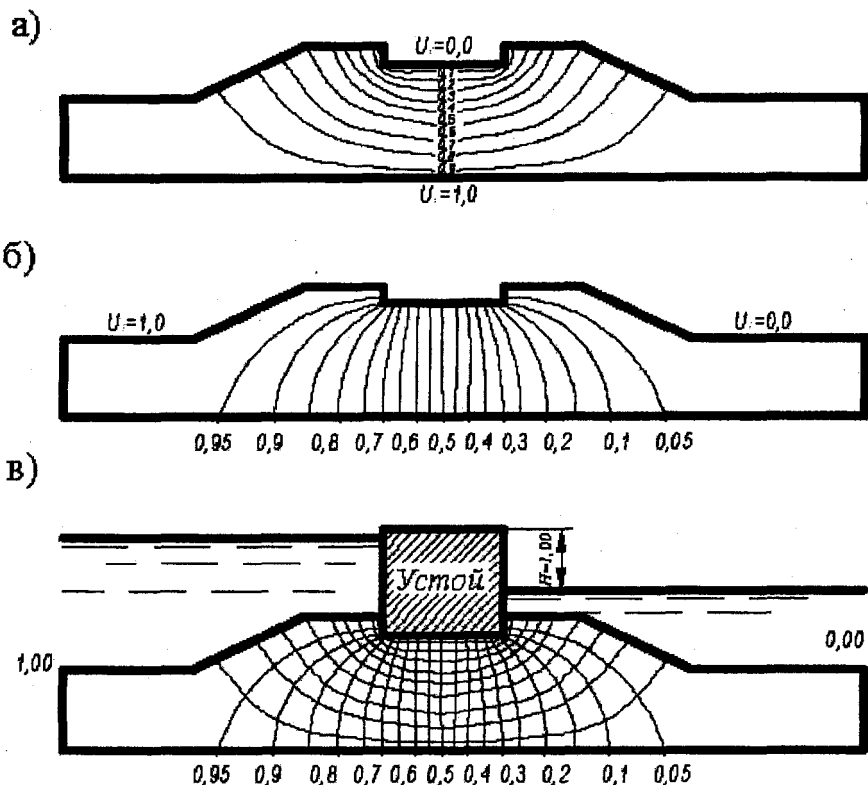


Рис. 21.1

При графическом построении линий тока имеют в виду, что в изотропных грунтах линии тока и линии равных напоров должны быть взаимно ортогональными; линии тока, расположенные ближе к подземному контуру сооружения, по своей форме приближаются к очертанию контура, а линии тока, расположенные у водоупора, имеют форму, близкую к очертанию водоупора. Желательно иметь окончательную сетку фильтрации с квадратными ячейками, т. е.

состоящую из криволинейных квадратов, см. рис. 21.1, в. Для соблюдения этого условия необходимо, чтобы средние линии в каждом квадрате были равны. Диагонали клеток сетки фильтрации должны давать ортогональную сетку. Касательные к линиям равных напоров, оканчивающихся в углах водонепроницаемого контура сооружения, являются биссектрисами этих углов.

Следует отметить, что при однородном грунте очертание гидродинамической сетки зависит только от конфигурации моделируемой области фильтрационного потока и не зависит от действующего напора и коэффициента фильтрации грунта.

Методом ЭГДА выполняются наиболее сложные исследования плоских, плановых и пространственных, напорных и безнапорных, установившихся и не установившихся фильтрационных потоков в однородных, неоднородных, изотропных и анизотропных грунтах. Производятся построения сеток течения и определения фильтрационных расходов, скоростей, градиентов, пьезометрических напоров, депрессионных поверхностей, величины противодавления фильтрационного потока на подземный контур гидросооружений и др. Отдельные из названных задач указаны в разделе «Цель работы» и находят свое решение по ходу её выполнения.

Принцип работы установки ЭГДА

В основу прибора ЭГДА положен мост сопротивления Уитстона, который показан на рис. 21.2, а, а принципиальная схема прибора — на рис. 21.2, б. Интегратор ЭГДА-9/60 (1) состоит из питающей цепи (источник тока, понижающий трансформатор, выпрямитель) и измерительной цепи (делитель напряжения 5 или градуированный потенциометр, индикатор-гальванометр 6, игла-щуп 7 и модель исследуемой области фильтрации 2, выполненная из электропроводной бумаги).

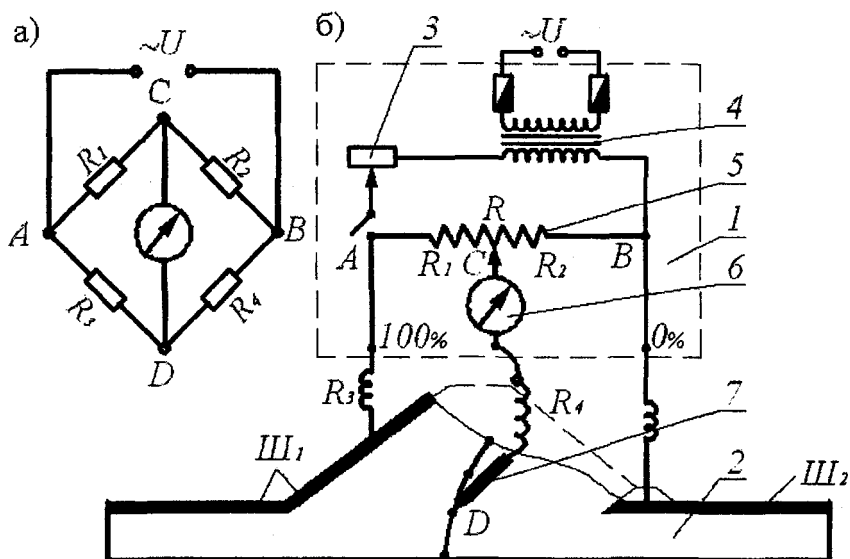


Рис. 21. 2

Для осуществления мостовой измерительной схемы к делителю напряжения 5 параллельно подсоединяют модель 2, а подвижной контакт *C* делителя напряжения через индикатор-гальванометр 6 и иглу-щуп 7 соединяют с моделью. В точке *A* моста сопротивлений электрический ток разделяется на две ветви, сходящиеся в точке *B*. Если иглу-щуп установить в точке *D* модели с потенциалом, равным потенциалу на подвижном контакте *C* делителя напряжения, то индикатор-гальванометр 6 покажет ноль. Зная сопротивления R_1 и R_2 на делителе, значение приведенного потенциала в точке *D* находят по формуле

$$U_r = R_1/R,$$

где R – полное сопротивление делителя: $R = R_1 + R_2$.

На входном и выходном участках модели фильтрационного потока, в сечениях которых напоры постоянны, устанавливают шины Ш_1 и Ш_2 для сообщения им электрических потенциалов U_1 и U_2 . Так как $U_1 \neq U_2$ ($U_1 > U_2$), то в электропроводящей модели возникает электрический ток, причем электрический потенциал в пределах модели падает от величины U_1 до величины U_2 .

Порядок проведения опытов

1. Изготовить электропроводящую модель исследуемой области фильтрации (водопроницаемого основания сооружения). При этом внешние границы природы и модели должны быть геометрически подобны и на границах области фильтрации природы напор и электрический потенциал модели должны быть аналогичными.

Длину моделируемой области плоского напорного фильтрационного потока при небольшой мощности t водопроницаемого пласта, рис. 21.3, а, б, назначить из условия

$$l = l_0 + (3...4)t,$$

где l_0 – длина горизонтальной проекции непроницаемой части подземного контура сооружения.

При большой мощности водопроницаемого пласта ($t \rightarrow \infty$) область фильтрации ограничивается полуокружностью, рис. 21.3, в, г, с центром в точке $0,5 l_0$. Радиус r должен быть не менее $1,5 l_0$ или $3S_0$ (S_0 – длина вертикальной проекции подземного контура, включая и шпунт).

Если необходимо моделировать область безнапорной фильтрации, рис. 21.4, а, б, то длина

$$L = b + 4t,$$

где b – ширина плотины по подошве до начала дренажа.

При глубоком залегании водоупора 1 область фильтрации снизу ограничивается линией, расположенной на глубине t :

$$t = 2,5b \text{ или } t = 5H;$$

в расчете принимается значение t , большее из вычисленных.

2. На листе электропроводной бумаги в заданном масштабе геометрического подобия вычертить, а затем вырезать исследуемую область фильтрации. При этом не следует изготавливать модель площадью менее 200 см^2 , так как на малых моделях результаты исследования будут характеризоваться большими погрешностями и к тому же усложняется реализация граничных условий.

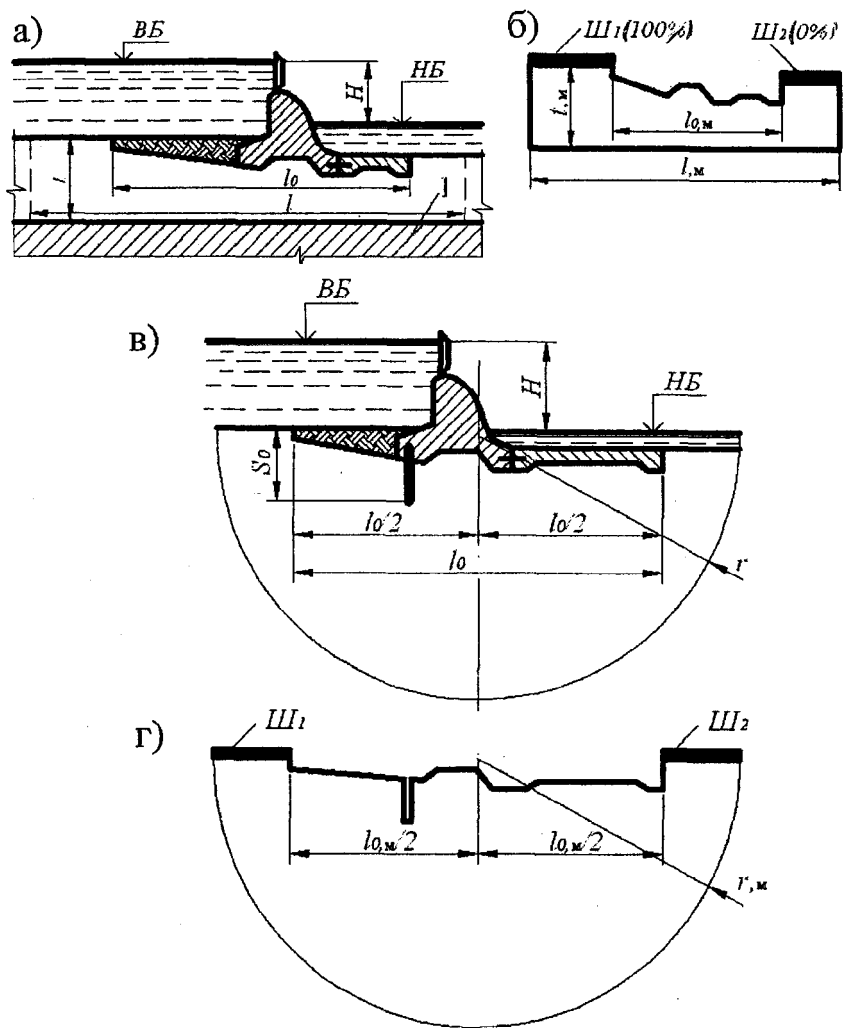


Рис. 21.3

По граничным линиям равного напора – по поверхности грунтов в верхнем и нижнем бьефах, где должны быть прикреплены соответствующие шины, необходимо оставить запас бумажного края шириной 3-4 мм для подключения шин. Шпунт моделируется в виде выреза соответствующей глубины шириной 1...1,5 мм.

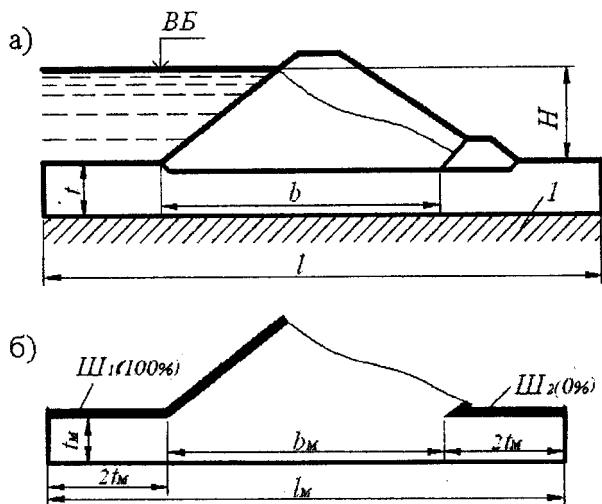


Рис. 21.4

Границы, на которых будут устанавливаться токоподводящие шины, вычертить черным графитным карандашом для улучшения контакта между шинами и электропроводной бумагой.

Для изготовления модели (однородной по проводимости) выбирают сорта бумаги со средним значением сопротивления на квадрат $R_{\square} = 400 \dots 20000$ Ом. Модель, изготовленная из низкоомной бумаги, может перегреваться.

3. Перед началом работы на установке ЭГДА-9/60 необходимо ознакомиться с техническим описанием прибора и инструкцией по его эксплуатации.

Готовую модель поместить в рабочей части стенда интегратора на листе картона несколько большего размера, чем сама модель. На нее наложить шины и плотно прижать зажимами. Зажимы не сразу зажать до конца, а постепенно, т. е. переходя от одного зажима к другому несколько раз вдоль данной шины. Далее с помощью коммутационных шнуров шину верхнего бьефа, соответствующую напряжению $H = 100\%$, и шину нижнего бьефа ($H = 0\%$) подсоединить к соответствующим гнездам прибора ЭГДА. Щуп подсоединить к гнезду «игла». Затем включить тумблер «сеть» и «гальванометр» и таким образом шинам Ш_1 и Ш_2 сообщить электрические потенциалы U_1 и U_2 .

Приступая к проведению опыта, предварительно проверить нулевые показания стрелки гальванометра при заданной разности потенциалов. Для этого шкалы декады и реохорда поставить в положение «0» при включении гальванометра в положение «низкая чувствительность гальванометра». Иглой-щупом слегка прикоснуться к шине Ш₂ с потенциалом «0 %» (НБ). Если стрелка гальванометра на измерительном устройстве при этом не отклоняется в сторону, то можно включить высокую чувствительность гальванометра. При отклонении стрелки от нуля надо скомпенсировать несоответствие потенциала нулю плавным вращением в одну или другую сторону ручки «Регулятор 0 %».

После проверки потенциала «0 %» приступить к проверке потенциала «100 %» на шине Ш₁ (ВБ). Для этого шкалу переключателя декад поставить на деление «9», а шкалу реохорда делением с цифрой «10» – против указателя. Гальванометр переключить на низкую чувствительность, иглой прикоснуться к шине Ш₁ – 100 %. Потенциал регулировать с помощью потенциометра «Регулятор 100 %». Затем перейти на высокую чувствительность гальванометра и установить потенциал более точно.

После установки потенциалов «0 %» и «100 %» на шинах модели произвести более точную подгонку промежуточных значений потенциалов на модели с помощью делителя напряжения в соответствии с «Инструкцией по эксплуатации установки ЭГДА-9/60».

После реализации и проверки граничных условий перейти к нахождению эквипотенциальных точек внутри поля моделируемой области фильтрации для проведения по ним соответствующих эквипотенциалей (линий равных напоров). Для отыскания с помощью иглы-щупа на модели точек, принадлежащих определенной эквипотенциали, надо установить шкалу переключателя декад на деление, соответствующее данному потенциалу, а шкалу реохорда – на деление «0». Обычно полное падение потенциала на модели принимают за 100 % или за 1 и в зависимости от необходимой точности решения задачи делят на 5, 10 или 20 частей. В настоящей работе разность потенциалов (напор) разделяется на 10 частей, и поэтому в процессе опыта на исследуемом листе электропроводной бумаги ставят точки, принадлежащие потенциалам 90, 80, ..., 10 %. Точки каждой эквипотенциали найти иглой при положении стрелки гальванометра, отвечающему нулевому отсчету. Поиск точек эквипо-

тенциали начинается на подземном контуре флюэтбета, для чего острием иглы проводят вдоль этого контура и следят за показанием гальванометра. Точка фиксируется на электропроводной бумаге легким нажатием иглы, затем закрепляется цветным карандашом. Вторую точку искомой линии находят вблизи первой и т. д. Последняя точка эквипотенциали лежит на границе модели. Каждую эквипотенциаль (равнонапорную линию) строят по 5-8 точкам. Соединяя эти точки плавной кривой, получают линию равного потенциала или линию приведенного напора $h_r = \text{const}$, рисуемую цветным карандашом. Граничные линии, отвечающие потенциалам 100 и 0 %, проводят по краям шин Ш₁ и Ш₂. Все построенные таким образом линии следует надписать соответствующими значениями приведенных напоров h_r ($h_{r1} = 1,0$, $h_{r2} = 0,9$, $h_{r3} = 0,8$, ... , $h_{rm} = 0$) или действительных напоров H , связанных с h_r зависимостью

$$H = Zh_r + h_2,$$

где $Z = h_1 - h_2$ – разность уровней воды в верхнем и нижнем бьефах; h_1 и h_2 – глубины в верхнем и нижнем бьефах, отсчитанные от плоскости сравнения, например, от линии дна.

В итоге модель исследуемой области фильтрации разделяется линиями равного напора на десять поясов. Падение действующего напора в пределах каждого пояса составит 0,1z.

Если подземный контур сооружения имеет точки перелома, то появляется надобность в определении потенциала в них. С этой целью острие иглы установить в рассматриваемой точке, но сначала переключатель декад поставить в положение, соответствующее ближайшей справа эквипотенциали, и, вращая ручку реохорда, добиться, чтобы стрелка гальванометра давала нулевой отсчет, а далее сделать отсчет по реохорду и найти искомый потенциал в указанной точке.

Модель исследуемой области фильтрации с закрепленными линиями равного напора с помощью копировальной бумаги переносится с электропроводной бумаги на миллиметровую.

Обработка опытных данных

Все вычисления значений параметров фильтрационного потока выполнить по исходным данным, приведенным в табл. 21.2.

2. Для определения выходных градиентов J пояс давления в зоне выхода потока в нижний бьеф разбивают на более мелкие пояса (пунктирная эквипотенциаль на рис. 21.5). Применительно к последнему мелкому поясу находят средние в ячейке сетки выходные градиенты по формуле

$$j_{\text{ср}} = \frac{\Delta H_{\text{ВЫХ}}}{\Delta l_{\text{ВЫХ}}},$$

где ΔH – падение напора в пределах рассматриваемой ячейки, снимаемое с гидродинамической сетки; Δl – среднее расстояние между эквипотенциалами в пределах ячейки, измеряемое по линии тока, проходящей через середину ячейки (пунктирные линии тока).

Результаты определения выходных градиентов на поверхности дна нижнего бьефа представлены в табл. 21.3.

Таблица 21.3

Выходные градиенты и скорости фильтрации

№ ленты	1	2	3	4	5	6	7	8
$\Delta l_{\text{ВЫХ}}, \text{ м}$								
$j_{\text{ср}} = \Delta H_{\text{ВЫХ}} / \Delta l_{\text{ВЫХ}}$								
$u_{\text{ср.л}} = KJ_{\text{ср}}, \text{ м/с}$								

После вычисления средних выходных градиентов во всех ячейках выходного пояса сетки по данным табл. 21.3 строят их эпюру с целью проверки местной фильтрационной прочности грунта на выходе фильтрационного потока. Выходные градиенты не должны превышать значение критического градиента, определяемого по СНиП. Для построения этой эпюры вычисленные выходные градиенты в выбранном масштабе откладываются по вертикалям, проходящим через соответствующие точки дна нижнего бьефа. Эти точки являются точками пересечения линии дна НБ с линиями тока, проходящими через середину выходных ячеек сетки (см. рис. 21.5). Эти

линии тока дополнительно надо провести от руки (на рис. 21.5 фрагменты их показаны пунктирными отрезками).

3. Вычисляются средние скорости фильтрации на выходе грунтового потока в нижний бьеф по формуле Дарси в тех же выходных ячейках сетки, которые использовались выше для определения градиентов:

$$u_{\text{ср}} = KJ_{\text{ср}},$$

где K – коэффициент фильтрации, его значение задается в работе.

Вычисленные значения средних выходных скоростей фильтрации на поверхности дна нижнего бьефа представлены в табл. 21.3. По этим данным строится эпюра выходных скоростей фильтрации, при этом вычисленные скорости в выбранном масштабе откладываются на тех же вертикалях, которые использовались для построения эпюры градиентов. Но масштабы на координатных осях скорости и градиента должны быть такими, чтобы эпюра скоростей размещалась выше эпюры выходных градиентов.

4. Определить удельный фильтрационный расход, т. е. расход на единицу ширины области фильтрации. Этот расход q есть сумма удельных расходов $q_{\text{л}}$, проходящих по каждой ленте. Удельный расход каждой ленты $q_{\text{л}}$ определяют графоаналитическим способом по выражению

$$q_{\text{л}} = u_{\text{ср.л}} \Delta S_{\text{л}} l,$$

где $u_{\text{ср.л}}$ – средняя скорость фильтрации на выходе грунтового потока в нижний бьеф по данной ленте; значения $u_{\text{ср.л}}$ приведены в табл. 21.3; их также можно брать с построенной эпюры выходных скоростей; $\Delta S_{\text{л}}$ – ширина ленты по дну нижнего бьефа, определяется по чертежу (см. рис. 21.5).

Результаты определения удельного фильтрационного расхода представлены в табл. 21.4.

Таблица 21.4

Расчет удельного фильтрационного расхода q

№ ленты	Средняя выходная скорость ленты $u_{ср,л}$	Ширина ленты на выходе грунтового потока, м	Удельный расход ленты $q_{л}$, $м^3/с \cdot м$
1			
2			
3			
4			
5			
			$q = \sum q_{л}$

Затем по данным табл. 21.4, откладывая в масштабе нарастающую сумму удельных расходов по лентам справа от соответствующей ленты, построить эпюру удельных расходов.

Полный фильтрационный расход под сооружением есть произведение удельного расхода q на длину всего сооружения. Произведение площади эпюры выходных скоростей на длину сооружения также дает полный фильтрационный расход под сооружением.

5. Для определения силы давления фильтрационного потока на флютбет сооружения строят эпюру вертикального давления (эпюру противодействия) потока на основание сооружения. В этих целях подземный контур сооружения проецируется на горизонтальную линию, на которой отмечают точки излома контура и точки пересечения линий равного напора с контуром. Во всех этих точках вычисляется вертикальное давление по формуле

$$p = \rho g(h_r Z + h_2 + y), \text{ Н/м}^2,$$

где ρ – плотность воды; h_r – приведенный напор или число, показывающее, какую часть действующего напора Z составляет линия равного напора, проходящая через данную точку; h_2 – глубина в нижнем бьефе; y – заглубление точки под дном нижнего бьефа.

Результаты расчета вертикального давления в точках флютбета представить в табл. 21.5.

Таблица 21.5

Значения вертикального давления фильтрационного потока в характерных точках флюбета

№ точек	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
Приведенный напор h_r																			
Заглубление точки y , м																			
Глубина в НБ, м																			
Давление p , Па																			
Расстояние между вертикалями, м																			
Площадь эпюры противодавления между вертикалями ΔW , Н/м																			
																			$\sum \Delta W = W =$

Вычисленные значения давления, отложенные в масштабе под соответствующими точками на проекции контура основания, позволяют построить эпюру вертикального давления фильтрационного потока на основание сооружения (на рис. 21.5 эпюра противодействия заштрихована). Эпюра противодействия характеризует суммарное давление, приходящееся на 1 м погонной длины сооружения. Площадь эпюры равна силе давления на площадь основания сооружения шириной 1 м. Эта сила проходит через центр тяжести эпюры противодействия.

Для определения результирующей силы P_B , действующей на основание сооружения, надо умножить площадь эпюры противодействия на длину сооружения b :

$$P_B = Wb, \text{ Н.}$$

Результаты определения площади эпюры противодействия представить в табл. 21.5.

Лабораторная работа № 22

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСЦИРКУЛЯЦИОННОГО ОБТЕКАНИЯ ТЕЛА ПЛОСКИМ ПОТЕНЦИАЛЬНЫМ ПОТОКОМ МЕТОДОМ ЭГДА

Цель работы

1. Построение гидродинамической сетки движения при бесциркуляционном обтекании заданного профиля с помощью интегратора ЭГДА-9/60.
2. Определение поля распределения скоростей и давлений при обтекании профиля путем подсчета коэффициентов скоростей и давлений в точках обтекаемого профиля, а также значений скоростей и давлений в них.
3. Построение графиков изменения коэффициентов давления C_{pi} по хорде обтекаемого крылового профиля или по развертке кругового профиля отдельно для верхней и нижней его половины.

4. Построение графиков изменения коэффициента скорости ξ , вдоль трех эквипотенциалей, проходящих в лобовой, срединной и кормовой частях обтекаемого профиля для верхней и нижней его половины.

Общие сведения

Плоское потенциальное течение

Значительное число технических задач можно решать, предполагая движение плоским, то есть таким, в котором все параметры течения одинаковы в сходственных точках параллельных между собой плоскостей и изменяются только в направлении двух осей координат.

Потенциальное течение – это безвихревое течение, при котором в потоке отсутствует вращение жидких частиц, а допускаются только их поступательное движение и деформация. Модель потенциального движения упрощает решение целого ряда прикладных задач гидромеханики. Например, при обтекании тел безграничным потоком течение приближенно принимается безвихревым повсюду, за исключением пограничного слоя и гидродинамического следа.

Пограничный слой – сравнительно узкая область течения жидкости или газа, прилегающая к поверхности обтекаемого тела, в пределах которой силы внутреннего трения соизмеримы с силами давления и инерции и скорость изменяется от нуля на поверхности тела (условие прилипания) до некоторого значения u_0 , характерного для внешней, относительно пограничного слоя, области течения.

Гидродинамический след – это также относительно небольшая область течения, наблюдаемая за кормовой частью обтекаемого тела вниз по потоку, где скорость подторможенного телом потока постепенно восстанавливается до значения u_0 внешней области течения.

При потенциальном или безвихревом течении угловая скорость вращения частиц жидкости относительно своих мгновенных осей $\Omega = 0$ и ее компоненты $\Omega_x = \Omega_y = \Omega_z = 0$. Если рассматривается плоское течение, характеризуемое системой координат X и Y , то в этом случае

$$\Omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} - \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) = 0$$

или

$$\frac{\partial u_y}{\partial x} - \frac{\partial u_x}{\partial y} = 0. \quad (22.1)$$

Выражение (22.1) является условием потенциального движения, описываемого скалярной функцией потенциала скорости $\varphi(x,y)$, частные производные которой определяют векторы компонентов скорости:

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \partial\varphi/\partial x; \\ u_y &= \partial\varphi/\partial y. \end{aligned} \right\} \quad (22.2)$$

Кроме того, для любого плоского течения несжимаемой жидкости должно выполняться дифференциальное уравнение неразрывности, имеющее вид

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0. \quad (22.3)$$

Уравнение (22.3) показывает, что существует некоторая скалярная функция тока $\psi(x,y)$, которая удовлетворяет условиям

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \frac{\partial\psi}{\partial y}; \\ u_y &= -\frac{\partial\psi}{\partial x}. \end{aligned} \right\} \quad (22.4)$$

Выражая компоненты скорости в уравнении (22.3) согласно равенству (22.4), получим уравнение Лапласа для функции потенциала скорости φ :

$$\partial^2\varphi/\partial x^2 + \partial^2\varphi/\partial y^2 = 0. \quad (22.5)$$

Уравнение Лапласа можно записать и для функции тока ψ . Подставляя (22.4) в (22.1), получим

$$\partial^2\psi/\partial x^2 + \partial^2\psi/\partial y^2 = 0. \quad (22.5)$$

Задача об обтекании тела плоским потенциальным потоком несжимаемой жидкости сводится к решению одного из уравнений, (22.5) или (22.6), при определенных граничных условиях. Решение уравнений Лапласа аналитическим способом при произвольных граничных условиях довольно сложно и не всегда выполнимо. Существуют более простые и достаточно точные для практических расчетов способы графических решений уравнения Лапласа в виде построения гидродинамических сеток.

Гидродинамическая сетка движения потока

Гидродинамическая сетка является графическим выражением уравнения Лапласа и представляет собой две системы ортогональных друг другу линий: линий равного потенциала скорости (эквипотенциальных линий) $\varphi = \text{const}$ и линий тока $\psi = \text{const}$ — линий, накладываемых на исследуемую область плоского потенциального течения жидкости. Гидродинамическая сетка заменяет векторное поле распределения параметров течения скалярным, которое более удобно при решении задач.

Теория потенциального движения доказывает ортогональность и квадратичность строения гидродинамической сетки. Это значит, что вектор скорости направлен по нормали к эквипотенциали, т. е. семейства линий $\varphi = \text{const}$ и $\psi = \text{const}$ ортогональны и ячейки сетки в общем случае представляют собой криволинейные квадраты (рис. 22.1).

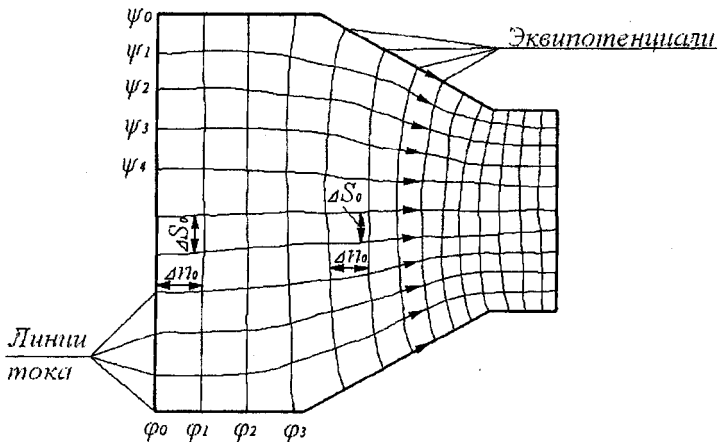


Рис. 22.1

Введем обозначения: Δn – расстояние между двумя соседними эквипотенциалами вдоль линии тока; Δs – расстояние между двумя соседними линиями тока вдоль эквипотенциали; $\Delta\varphi$ – разность значений потенциала скорости на соседних эквипотенциалах; $\Delta\psi$ – разность значений функций тока на соседних линиях тока. Тогда для каждой ячейки гидродинамической сетки справедливо соотношение

$$\Delta\varphi / \Delta n = \Delta\psi / \Delta s.$$

Необходимо отметить, что ни одна из линий сетки не начинается и не заканчивается внутри области течения, а может начинаться и заканчиваться либо на границе области течения, либо представлять собой замкнутую кривую. Одноименные линии сетки не могут пересекаться нигде, кроме особых и критических точек – точек, в которых скорость равна соответственно бесконечности или нулю. К свойствам гидродинамической сетки следует отнести ее обратимость, заключающуюся в том, что каждой сетке соответствуют два возможных течения, когда эквипотенциали одного течения служат линиями тока другого и наоборот.

Удельный расход между двумя линиями тока постоянен и может быть определен зависимостью

$$q = u_0 \cdot \Delta s_0 = u_i \cdot \Delta s_i.$$

Отсюда скорость u_i в любой точке i области течения

$$u_i = u_0 \frac{\Delta s_0}{\Delta s_i}, \quad (22.7)$$

где u_0 – обычно известная скорость потока «на бесконечности»; Δs_0 и Δs_i – расстояние по эквипотенциалам между выбранными линиями тока «на бесконечности» и в окрестности рассматриваемой точки i .

Зачастую больший практический интерес представляет определение не самой скорости u_i , а безразмерного коэффициента скорости ξ_i , который характеризуется отношением

$$\xi_i = \frac{u_i}{u_0} = \frac{\Delta s_0}{\Delta s_i}. \quad (22.8)$$

Зная величину давления «на бесконечности» p_0 , можно определить давление в интересующей нас точке i с помощью уравнения Бернулли*:

$$p_i = p_0 + \frac{\rho u_0^2}{2} - \frac{\rho u_i^2}{2} = p_0 + \frac{\rho u_0^2}{2} \left[1 - \left(\frac{\Delta s_0}{\Delta s_i} \right)^2 \right] = p_0 + \frac{\rho u_0^2}{2} (1 - \xi_i^2). \quad (22.9)$$

Распределение давления вдоль обтекаемого тела обычно характеризуется коэффициентом давления C_p , который определяется как отношение разности давлений в данной точке на поверхности тела в бесконечности к динамическому давлению невозмущенного потока:

$$C_{pi} = \frac{p_i - p_0}{\frac{\rho u_0^2}{2}}$$

или с учетом (22.9) коэффициент давления

$$C_p = 1 - \left(\frac{\Delta s_0}{\Delta s_i} \right)^2 = 1 - \xi_i^2. \quad (22.10)$$

Таким образом, гидродинамическая сетка позволяет определить поле распределения скоростей и давлений, следовательно, вычислить силы взаимодействия потока и тела и решить ряд других вопросов.

* Уравнение Бернулли написано без учета удельной энергии положения ввиду ее сравнительной малости; в уравнении энергия отнесена к единице объема.

Электрогидродинамическая аналогия (ЭГДА)

В данной работе рассматривается аналогия, существующая между плоским потенциальным течением несжимаемой жидкости и течением электрического тока в плоской проводящей среде (в электропроводной бумаге), основанная на уравнении Лапласа, которым описывается каждое из указанных физических явлений. Напишем уравнение Лапласа для электрического потенциала U в плоском проводнике:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = 0. \quad (22.11)$$

Сравнивая (22.11) с (22.5) и (22.6), видим, что существует аналогия между электрическим потенциалом, потенциалом скорости и функцией тока.

Следует подчеркнуть, что подобная аналогия явлений требует одинакового математического выражения граничных условий.

Таким образом, метод электрогидродинамической аналогии позволяет заменить исследуемую область плоского потенциального течения жидкости моделью с течением электрического тока в плоском проводнике, что значительно упрощает изготовление самой модели области течения и повышает точность измерения определяемых параметров.

Описание установки

Интегратор ЭГДА-9/60 состоит из трех блоков: питательного устройства ПУ, измерительного устройства ИУ и потенциометрических делителей напряжения ПДН.

Питательное устройство ПУ в основном состоит из понижающего трансформатора и из выпрямителей тока.

Измерительное устройство ИУ состоит из градуированного потенциометра, гальванометра – индикатора нулевого тока или равновесия моста, контактной иглы и модели исследуемой области течения, выполненной из электропроводной бумаги.

Потенциометрические делители напряжения ПДН необходимы для реализации граничных условий при решении отдельных технических задач.

На рис. 22.2 показана принципиальная электрическая схема интегратора, которая представляет собой четырехплечий мост (мостик Уитстона).

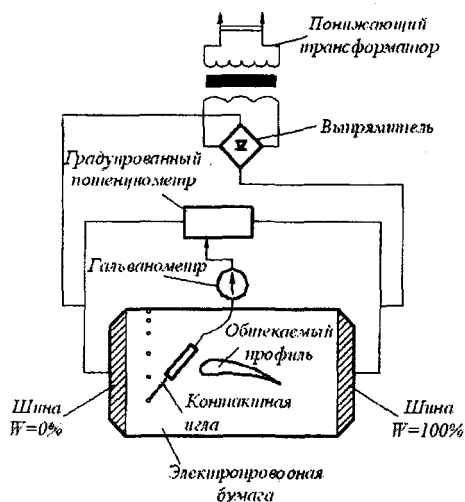


Рис. 22.2

Порядок проведения работы

Подготовительные работы

1. Выбрать масштаб модели (профиля) и назначить скорость u_0 и давление p_0 в невозмущенном потоке «на бесконечности», т. е. на границе моделируемой области течения.

2. Вырезать из электропроводной бумаги моделируемую область течения в виде прямоугольника при исследовании обтекания вытянутого крылового профиля или в виде квадрата при обтекании кругового профиля. Причем стороны прямоугольника равны примерно 10 и 5 хордам, а стороны квадрата – 10 диаметрам кругового профиля (хордой называется прямая, соединяющая две наиболее удаленные друг от друга точки профиля). Указанные размеры моделируемой области позволяют считать на ее границах поток невозмущенным, т. е. таким, каким он наблюдается «на бесконечности». Так как искривление линий тока при обтекании тела наблюдается в

его окрестностях, то на расстоянии, приблизительно равном четырем-пяти хордам, возмущающее влияние обтекаемого профиля перестает сказываться. Другими словами, противоположные стороны прямоугольника (квадрата) моделируемой области можно попарно принять за линии тока и эквипотенциали.

3. Вырезать из металлической фольги модель профиля в принятом масштабе (с соблюдением геометрического подобия) и наклеить электропроводным клеем* в центре моделируемой области течения так, чтобы его хорда образовала с направлением длинной стороны прямоугольника заданный угол атаки.

4. Перед началом работы на установке необходимо ознакомиться с техническим описанием и инструкцией для проведения исследований на интеграторе ЭГДА-9/60.

Реализация граничных условий

1. Построение гидродинамической сетки рекомендуется начинать с нанесения линий тока на область течения. При этом электрический потенциал U является аналогом функции тока ψ .

Для линий тока $\psi = \text{const}$, что на электрической модели равноценно $U = \text{const}$.

На рис. 22.3 показана исследуемая область течения, вырезанная в форме прямоугольника из электропроводной бумаги. Причем стороны прямоугольника 2-3 и 1-4 представляют собой линии тока «на бесконечности». Для реализации граничных условий $U = \text{const}$ необходимо на стороны 2-3 и 1-4 наложить металлические шины, проводимость которых значительно выше проводимости электропроводной бумаги, что позволяет не учитывать падение электрического потенциала вдоль шины, т. е. считать потенциал на ней $U = \text{const}$.

* Рецепт приготовления электропроводного клея: клей БФ-2 – 30 г (один тюбик), спирт-ректификат – 25 мл, сажа газовая – 3-4 г.

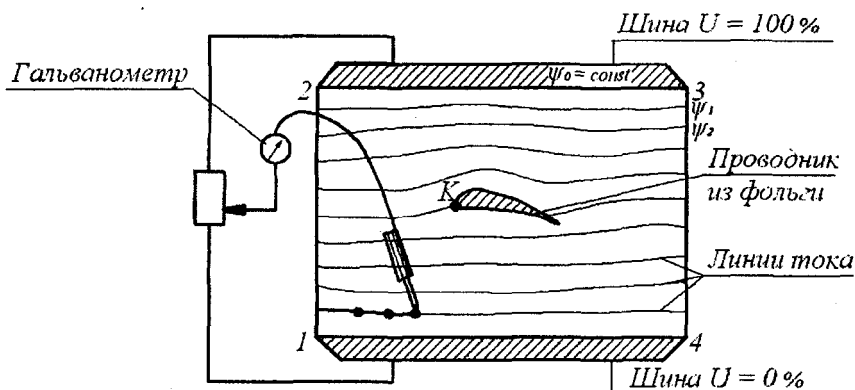


Рис. 22.3

Обтекаемый профиль также является одной из линий тока, поэтому он, как и шины, должен иметь высокую проводимость, что достигается наклейкой на электропроводную бумагу обтекаемого профиля, выполненного из металлической фольги. Тогда на нем электрический потенциал $U = \text{const}$, что и реализует граничные условия на контуре обтекаемого тока.

Стороны 1–2 и 3–4 при построении гидродинамической сетки представляют собой эквипотенциали «на бесконечности», для которых $\frac{\partial \psi}{\partial n} = 0$ или $\frac{\partial U}{\partial n} = 0$, что равносильно отсутствию нормальной составляющей тока на границах 1–2 и 3–4. Другими словами, линии 1–2 и 3–4 должны быть токонепроводимыми, что легко осуществляется обрезкой электропроводной бумаги вдоль указанных линий.

2. При построении с помощью интегратора ЭГДА системы эквипотенциальных линий электрический потенциал U является аналогом функции потенциала скоростей φ . Следовательно, для эквипотенциали $\varphi = \text{const}$ или $U = \text{const}$. Последнее реализуется накладкой шин на стороны прямоугольной области течения 1–2 и 3–4 (рис. 22.4).

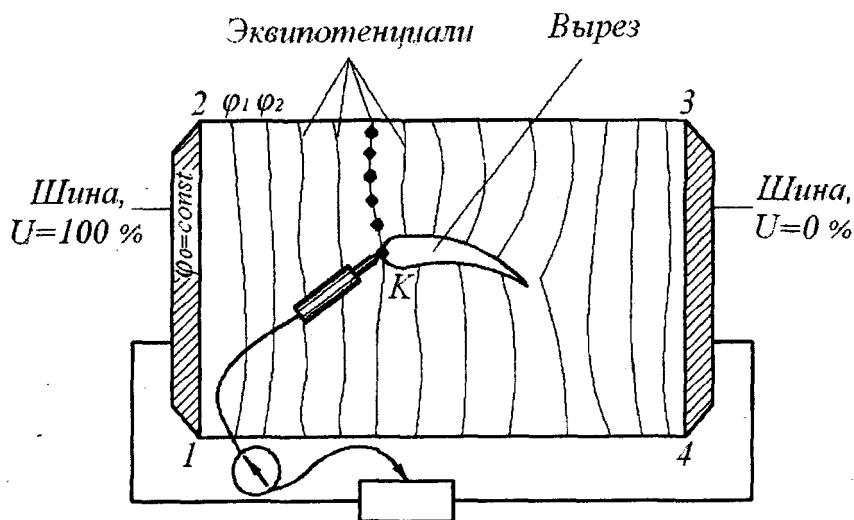


Рис. 22.4

Для сторон 2-3 и 1-4 граничные условия $\partial\phi/\partial S = 0$ или $\partial U/\partial S = 0$, что достигается обрезкой электропроводной бумаги по этим линиям. Кроме того, обтекаемый профиль для эквипотенциалей является диэлектриком, поэтому профиль на электропроводной бумаге необходимо аккуратно вырезать.

Построение гидродинамической сетки движения потока

1. Как уже отмечалось, построение сетки рекомендуется начинать с нанесения линий тока, для чего электрическая модель исследуемой области потока собирается по схеме, приведенной на рис. 22.3. К шинам подводятся потенциалы, равные 0 и 100 %. При этом на обтекаемом профиле устанавливается некоторое значение электрического потенциала U_k , характеризующего линию тока, проходящую через критическую точку K (см. рис. 22.3). Для измерения значения этого потенциала коснуться контактной иглой профиля и, изменяя сопротивление на градуированном потенциометре (реохорде), добиться отсутствия тока в цепи гальванометра. Контактной иглой отыскать на электропроводной бумаге точки с таким же по-

тенциалом, которые позволяют построить линию тока, проходящую через критическую точку K . Выбрав шаг в 5 или 10 %, для изменения электрического потенциала в обе стороны от потенциала U_k контактной иглой отыскивать точки остальных линий тока.

2. Для построения эквипотенциальных линий собрать электрическую модель по схеме, изображённой на рис. 22.4. Сначала контактной иглой отыскивать точки эквипотенциали, проходящей через критическую точку K . С этой целью, касаясь иглой точки K , измерить значения потенциала в ней, затем отыскивать точки других эквипотенциалей с тем же шагом, что и для линий тока.

Обработка опытных данных

Расчет распределения скоростей и давлений

1. По построенной гидродинамической сетке произвести расчет коэффициентов скоростей и давлений по формулам (22.8) и (22.10).

2. Зная значение параметров невозмущенного потока u_0 , p_0 , ρ_0 , рассчитать скорости и давления в точках обтекаемого профиля по формулам (22.7) и (22.9).

3. На хорде обтекаемого крылового профиля или на развертке круглого профиля построить графики изменения коэффициента давления C_{pi} отдельно для верхней и нижней половины профиля.

4. Для оценки возмущений, вносимых профилем в поток, построить графики изменения коэффициентов скорости ξ_i вдоль трех эквипотенциалей, проходящих через или вблизи критической и особой точек соответственно в лобовой и кормовой частях и через точку в срединной части профиля для верхней и нижней половины.

Результаты расчета занести в табл. 22.1 и 22.2.

Таблица 22.1

Номер точек на профиле	Расстояние между линиями тока		Коэффициенты		Скорость в точке профиля u_i м/с	Давление в точке профиля p_i , кПа	Параметры невозмущенного потока
	«на бесконечности» s_0 , см	от точки профиля до ближайшей линии тока Δs_j , см	скорости ξ_j	давления C_{pi}			
							$u_0 = \dots$ м/с $p_0 = \dots$ кПа $\rho = \dots$ кг/м ³

Таблица 22.2

Номер эквипотенциали i	Номер линии тока j	Расстояние между линиями тока		Коэффициенты скорости $\xi = \frac{\Delta s_0}{\Delta s_j - (j+1)}$
		«на бесконечности» Δs_0 , см	соседними $\Delta s_j - (j+1)$	

Лабораторная работа № 23

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ТЕЛА ПРИ НАЛИЧИИ ЦИРКУЛЯЦИИ ПЛОСКИМ ПОТЕНЦИАЛЬНЫМ ПОТОКОМ МЕТОДОМ ЭГДА

Цель работы

1. Построение гидродинамической сетки движения при обтекании крылового профиля плоским потенциальным потоком с наличием циркуляции с помощью интегратора ЭГДА-9/60.
2. Определение коэффициента подъемной силы по формуле Н.Е. Жуковского и по распределению давлений на поверхности профиля.

Общие сведения

При обтекании тел потенциальным потоком сила сопротивления, согласно парадоксу Эйлера–Д'Аламбера, получается равной нулю. Поэтому для определения силового взаимодействия потока с обтекаемым телом на потенциальное течение вокруг рассматриваемого тела нужно наложить циркуляционный поток от точечных вихрей, расположенных внутри или по поверхности тела, а саму его поверхность рассматривать как замкнутую линию тока $\varphi = \text{const}$, внутри которой существует течение жидкости.

Потенциальность течения (отсутствие вращения частиц) в области вне контура тела при этом не будет нарушаться, и согласно принципу суперпозиции такие плоские потоки можно накладывать друг на друга.

При обтекании с наличием циркуляции крылового профиля (цилиндрического тела с закругленной передней и заостренной задней кромками) главный вектор сил давления будет направлен перпендикулярно скорости набегающего потока (скорости «на бесконечность») u_0 , то есть при таком подходе лобовое сопротивление P_x остается равным нулю, а подъемная сила P_y определяется по формуле Н.Е. Жуковского:

$$P_y = \rho u_0 \Gamma,$$

где P_y – подъемная сила, действующая на единицу длины крылового профиля при обтекании плоским потенциальным потоком несжимаемой жидкости; ρ – плотность жидкости; Γ – циркуляция вектора скорости по контуру, охватывающему профиль. Циркуляцией Γ вектора скорости u по некоторому контуру S называется контурный интеграл

$$\Gamma = \oint_S u_s ds = \oint_S (u_x dx + u_y dy + u_z dz).$$

Из формулы Н.Е. Жуковского следует, что причиной появления подъемной силы являются вихри, мерой интенсивности которых является циркуляция скорости. При назначении величины циркуляции скорости, дающей значение подъемной силы, достаточно хорошо совпадающее с реальным для данного профиля, исходят из постулата Жуковского–Чаплыгина, согласно которому истинной величиной циркуляции является та, при которой скорость в точке заострения обтекаемого профиля имеет конечное значение. При потенциальном обтекании крылового профиля без циркуляции, даже при малых углах атаки, точка схода не совпадает с острой кромкой профиля. При этом поток огибает заднюю кромку профиля и скорость в точке заострения теоретически равна бесконечности, что физически нереально. При построении гидродинамической сетки течения для случая обтекания тела с циркуляцией точка схода потока должна располагаться на острой кромке профиля, при этом скорость в точке заострения будет иметь конечное значение.

При построении гидродинамической сетки течения следует иметь в виду, что при потенциальном движении потенциал скорости ϕ является однозначной функцией, при обтекании с циркуляцией потенциал скорости многозначен и изменяется на величину циркуляции Γ после каждого обхода контура. Поэтому необходимо многосвязную область движения жидкости привести к односвязной модели области течения на приборе ЭГДА, проводя разрез по эквипотенциали, начинающейся на обтекаемом контуре, при этом значения потенциала по разные стороны разреза будут отличаться на величину циркуляции.

Построение гидродинамической сетки течения

Обтекаемый профиль изготавливается из фольги и приклеивается к электропроводной бумаге электропроводным клеем. К профилю припаивается проводник со штепсельной вилкой, подключаемый к одному из потенциометрических делителей напряжения. Область течения вырезается из электропроводной бумаги и подключается для построения линии тока $\psi = \text{const}$ к интегратору ЭГДА (рис. 23.1) аналогично случаю бесциркуляционного обтекания.

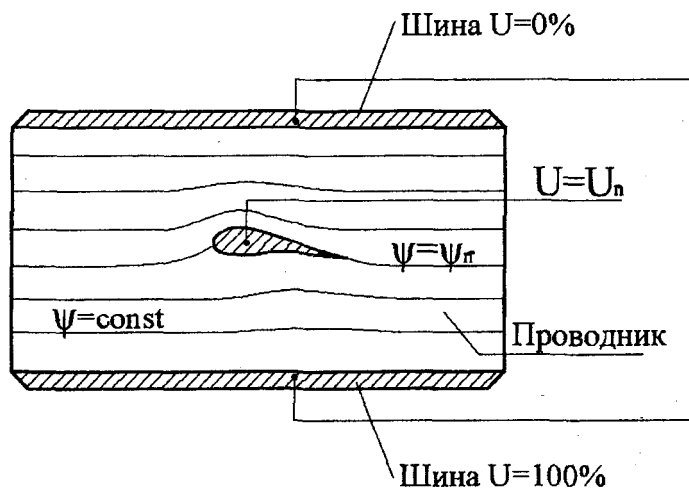


Рис. 23.1

Циркуляция на модели осуществляется подачей на контур некоторого значения U_n потенциала от делителя напряжения. Согласно постулату Жуковского–Чаплыгина величина циркуляции должна быть такой, чтобы поток сходил с профиля в точке заострения по касательной к контуру. Поэтому прежде чем начать построение линии тока, нужно подобрать значение потенциала U_n на профиле следующим образом. При данном U_n строят небольшой (3–5 см) участок линии тока, приближаясь к профилю. Если линия $\psi = \psi_n$ выйдет на контур не в точке заострения, то изменяют значение U_n и повторяют построение. За нулевое приближение можно брать значение U_n при бесциркуляционном обтекании, то есть то значение,

которое автоматически установится на контуре, когда на него не подано дополнительное напряжение. Подобрав U_n , строят всю линию тока $\psi = \psi_n$, после чего остальные линии тока с выбранным шагом 5 или 10 % строятся так же, как в лабораторной работе № 22 при бесциркуляционном обтекании.

При построении эквипотенциалей $\phi = \text{const}$ для случая обтекания с циркуляцией необходимо учитывать неоднозначность потенциала ϕ . Наиболее удобным способом построения эквипотенциалей является примененный в работе Е.И. Пятигорской и А.И. Смоляк «Исследование методом ЭГДА обтекания тел плоским потенциальным потоком». МЭИ, 1975.

По найденной линии тока $\psi = \psi_n$ модель разрезается и профиль вместе с приклеенной фольгой вырезается. Обе полученные области независимо подключаются к интегратору ЭГДА для построения эквипотенциалей $\phi = \text{const}$ (рис. 23.2) аналогично случаю бесциркуляционного обтекания.

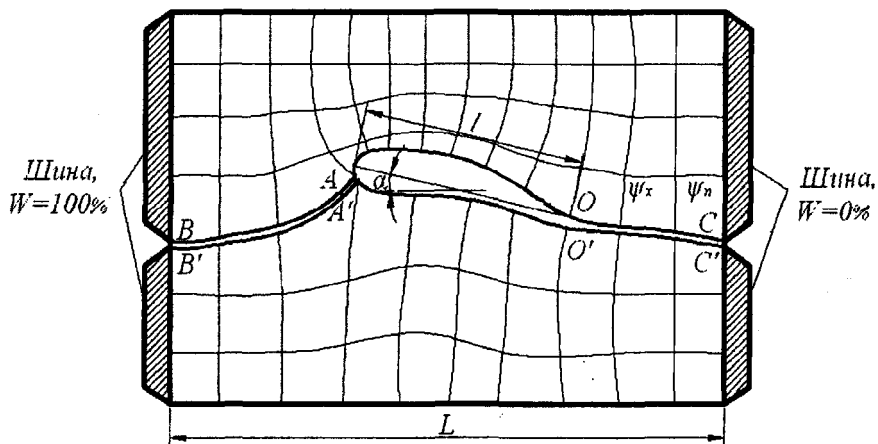


Рис. 23.2

Вначале строятся эквипотенциали для верхней области таким образом, чтобы они проходили через точки A и O . Расположив между точками A и O целое число шагов, получим величину шага для верхней области:

$$\Delta U_B = \frac{U_A - U_O}{n},$$

где n – целое число, выбранное так, чтобы ΔU_B получилось близким к шагу, с которым построены линии тока (5 или 10 %). Построение эквипотенциалей начинается с точек А или О и затем в обе стороны с шагом ΔU_B .

В нижней области на участках вне профиля $B'A'$ и $O'C'$ эквипотенциали должны являться продолжением эквипотенциалей верхней области. Тогда, приравнивая число шагов на участках BA и $B'A'$, получим величину шага для нижней части области течения:

$$\Delta U_n = \frac{U'_0}{U_0} \Delta U_B = \frac{100 - U'_A}{100 - U_A} \Delta U_B.$$

С этим шагом строят эквипотенциали влево от точки A' и вправо от точки O' . На участке $A'O'$ при построении с шагом ΔU_n в общем случае может уложиться нецелое число шагов.

Расчёт подъёмной силы

Подъемная сила обычно выражается в виде

$$P_y = C_y \cdot S \cdot \rho \frac{u_0^2}{2},$$

где C_y – коэффициент подъемной силы; S – характерная площадь, которая для плоской задачи, будучи отнесена к единице ширины, выразится в виде $S = l$, где l – хорда профиля.

Выражая величину подъемной силы по формуле Н.Е. Жуковского, получим формулу для коэффициента подъемной силы:

$$C_y = \frac{P_y}{l \rho \frac{u_0^2}{2}} = \frac{2\Gamma}{lu_0}.$$

На электрической модели области течения аналогом циркуляции будет скачок электрического потенциала U при таком же обходе

контура профиля, который происходит при переходе через эквипотенциаль, проведенную через точку A' . Следует иметь в виду, что значения электрических потенциалов на одной эквипотенциали в верхней и нижней областях будут отличаться. Циркуляция скорости, равная скачку электрического потенциала, выразится в виде

$$\Gamma = \frac{\Gamma_0 L}{100} \left(U_A - U_{A'} \frac{U_O}{U_{O'}} \right).$$

Коэффициент подъемной силы определяется так:

$$C_y = \frac{L}{50 \cdot l} \left(U_A - U_{A'} \frac{U_O}{U_{O'}} \right).$$

Видно, что для определения коэффициента подъемной силы можно не строить всю сетку, а достаточно построить линию тока $\psi = \psi_n$, вдоль нее выполнить разрез области на две части и, подключив их к прибору, измерить электрические потенциалы в точках A , A' и O , O' .

Для сопоставления можно определить C_y по распределению давлений на контуре:

$$C_y = \frac{\int (p_i - p_0) \cos(n, y) dL}{l \rho \frac{u_0^2}{2}} = \frac{1}{l} \int_L C_p dx,$$

то есть C_y будет равно площади графика в координатах $C_p, \frac{x}{l}$. Коэффициент давления C_p находится по гидродинамической сетке течения так же, как и при бесциркуляционном обтекании.

Для математической обработки экспериментальных данных предлагается табличная форма записей.

Таблица 23.1

№ точек на профиле	Относительное расстояние $\frac{x}{l}$	Расстояние между линиями тока		Коэффициент давления $C_{pi} = 1 - \left(\frac{\Delta s_0}{\Delta s_i}\right)^2$	Примечание
		«на бесконечности» ΔS_0 , см	от точки профиля до ближайшей линии тока ΔS_b , см		
					Длина модели $L = \dots$ Длина хорды профиля $L = \dots$ Значение электрического потенциала в характерных точках: $U_A = \dots$ $U_A = \dots$ $U_O = \dots$ $U_O = \dots$

Лабораторная работа № 2 4

ПОСТРОЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕНИ ЗДАНИЯ

Цель работы

1. Изучение распределения давления (аэродинамического коэффициента) по поверхности здания.
2. Построение эпюры горизонтальной составляющей скорости ветрового потока, обтекающего здание, для трех вертикальных сечений.
3. Построение аэродинамической тени здания.

Общие сведения

При проектировании зданий и сооружений для решения задач аэрации жилой застройки и промышленных зданий необходимо учитывать действие ветра на элементы застройки.

Особенно значительным ветровым воздействиям подвержены высокие здания и сооружения. Из-за ветрового воздействия возникает инфильтрация воздуха в помещении, что зимой приводит к увеличению теплопотерь. За зданием вследствие отрыва потока образуется застойная область 0-0 (рис.24.1) с вихревым движением, называемая аэродинамической тенью. Турбулентный обмен в этой области с внешней средой оказывается недостаточным, поэтому в пределах аэродинамической тени выброс загрязненного воздуха недопустим.

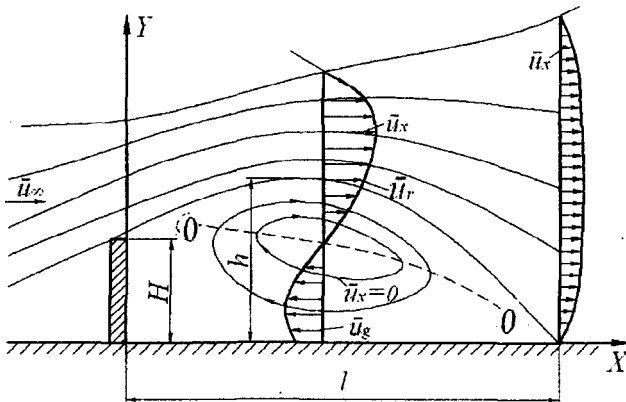


Рис. 24.1

Удельное давление ветра на единицу площади сооружения выражается через динамическое давление свободного ветрового потока:

$$p = k \rho \left(\frac{u_{\infty}^2}{2} \right), \quad (24.1)$$

где k – аэродинамический коэффициент; u_{∞} – скорость ветра на высоте; ρ – плотность воздуха.

Для здания, имеющего форму параллелепипеда, расположенного нормально к потоку, на лобовой (навстречной) стороне $k = 0,7 \dots 0,8$, на тыльной стороне $k = 0,2 \dots 0,3$. Положительное значение аэродинамического коэффициента откладывается внутри контура сооружения, а отрицательное значение – снаружи контура (рис. 24.2).

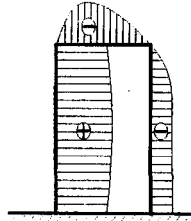


Рис. 24.2

Механизм образования аэродинамической тени следующий.

Считается, что точка отрыва пограничного слоя от стенки здания является началом отрывного течения, где по мере удаления от здания скорости убывают. Можно выделить линию нулевых скоростей $O-O$ (см. рис.24.1), вокруг которой происходит циркуляция частиц. Это течение носит неустойчивый характер. Образовавшиеся вихри относятся вниз по течению, на их месте возникают новые. Массовый обмен с внешним потоком здесь невелик. Основной поток, обтекающий область аэродинамической тени, можно рассматривать как потенциальное обтекание некоторого тела овальной формы.

Зная скорость на границе аэродинамической тени здания

$$u_x = u_r \quad \text{при} \quad y = h,$$

где h – высота аэродинамической тени (см. рис.24.1), можно вычислить распределение скоростей в центральной части тени по формуле

$$u_x = u_r \left(\frac{3}{2} \left(\frac{y}{h} \right)^2 - \frac{1}{3} \right). \quad (24.2)$$

Обратная скорость у основания может быть получена из формулы (24.2):

$$\text{при } y = 0 \quad u_g = -1/3 u_r,$$

а линия нулевых скоростей $O-O$ (см. рис. 24.1) при $u_x = 0$ располагается на высоте

$$y_0 = 0,58h.$$

При обтекании здания шириной

$$x < 2,5 H_{зд} \quad (24.3)$$

аэродинамическая тень распространяется от заветренной стороны здания на расстояние

$$l = 6 H_{зд},$$

а высота тени составляет $y = (1,8 \dots 2) H_{зд}$ от поверхности земли.

Описание опытной установки

Опытная установка состоит из осевого вентилятора, создающего поток воздуха, модели здания, в теле которой выполнены каналы, выведенные в нижний ее торец и соединенные резиновыми шлангами со штуцерами. К штуцерам подсоединяется микроанометр.

Для измерения скоростей используется скоростная трубка, закрепленная на подвижном штативе, обеспечивающем ее перемещение в горизонтальной и вертикальной плоскостях и определение координат точки, в которой измеряется скорость. Для измерения скорости потока конструкция штатива позволяет вместо скоростной трубки использовать также и термоанемометр, шкала регистрирующего прибора которого предварительно тарируется и позволяет определить величину скорости без какого-либо пересчета или регистрировать ее на диаграммной ленте.

Порядок выполнения работы

1. Включить осевой вентилятор.
2. С помощью микроманометра, поочередно подключаемого к каждому из штуцеров, определить распределение давления по контуру здания.
3. С помощью скоростной трубки или термоанемометра определить скорость подхода и скорости в 4–5 точках каждой из трех вертикальных плоскостей (над зданием, в средней и конечной частях аэродинамической тени). Для этого скоростную трубку при помощи подвижного штатива перемещают в нужную точку пространства и фиксируют ее координаты и показания микроманометра.

Обработка опытных данных

1. По замеренным показаниям микроманометра h , мм, спиртового столба вычислить давление p во всех точках контура здания:

$$p = \rho_{\text{сп}} g h',$$

где $\rho_{\text{сп}}$ – плотность спирта; h' – приведенное показание микроманометра, равное nh ; n – поправочный коэффициент микроманометра.

2. По формуле (24.1) вычислить распределение аэродинамического коэффициента k по контуру здания.

3. По показаниям микроманометра вычислить осредненную скорость в заданных точках воздушного потока по формуле

$$\bar{u} = \sqrt{2gh \frac{\rho_{\text{сп}}}{\rho}},$$

где ρ – плотность воздуха.

4. С учетом формулы (24.3) определить максимальную высоту и длину аэродинамической тени.

Опытные данные и результаты вычислений свести в таблицу.

Давление по контуру здания					Скорость в точках на вертикали				
№ точки	h , мм сп. ст.	h' , м сп. ст.	p , Па	К	Координаты точки		Показания микроманометра		
					X , см	Y , см	h , мм сп. ст.	h , м сп. ст.	\bar{u} , м/с

По результатам вычислений в принятом масштабе построить эпюры распределения давления по контуру здания (рис. 24.2) и эпюры скоростей (см. рис. 24.1), нанести линию 0–0 нулевых скоростей и границы аэродинамической тени и растекания воздушного потока (см. рис. 24.1).

Лабораторная работа № 25

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОПРОВОДЕ

Цель работы

1. Опытное определение потерь давления в газопроводе.
2. Определение коэффициента гидравлического трения λ и построение зависимости $\lambda = f(\text{Re})$.

Общие сведения

Подача газа по трубам (природный и искусственный газ, воздух, пар) широко распространена в современной технике. По сравнению с капельными жидкостями движение газов по трубам имеет свои особенности из-за различия в физических свойствах. В первую очередь эти отличия вызваны легкой сжимаемостью газа при незначительных изменениях давления, тогда как капельные жидкости в большом диапазоне давлений практически несжимаемы. Строительными нормами, например для городских систем газоснабжения, установлены следующие категории давления газа: низкого – не более $5 \cdot 10^3$ Па; среднего – от $5 \cdot 10^3$ Па до 0,3 МПа и высокого – от 0,3 МПа до 1,2 МПа. При этом жилые и общественные здания, учреждения, мелкие промышленные потребители подключают к распределитель-

ным газопроводам низкого давления, газом высокого давления питают промышленные предприятия. Распределительные газопроводы низкого давления представляют собой замкнутую многокольцевую сеть, охватывающую всю территорию района, снабжаемого газом. Так как потребление газа отличается неравномерностью, то газопроводы систем распределения рассчитывают на максимальный часовой расход, определенный по совмещенному суточному графику разбора газа потребителями, или при его отсутствии – на расчетный часовой расход, определяемый различными методами.

Расчётные зависимости для изотермического движения газа в трубе

При движении сжимаемого газа уравнение неразрывности $\rho V \omega = \text{const}$ для газопровода постоянного сечения $\omega = \text{const}$ принимает вид условия постоянства массовой скорости $\rho V = \text{const}$. Но давление p по длине газопровода уменьшается, а значит, уменьшается и плотность газа ρ . Следовательно, скорость движения газа V возрастает. Таким образом, в трубе постоянного сечения движение несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) будет равномерным, а сжимаемой жидкости (газа) ($\rho \neq \text{const}$) – ускоренным.

При изотермическом движении, $T = \text{const}$, динамический коэффициент вязкости μ остается практически постоянным по длине трубы, а следовательно, не меняется и число Рейнольдса $Re = \frac{\rho V d}{\mu}$.

Таким образом, при изотермическом движении сжимаемого газа коэффициент гидравлического трения $\lambda = f(Re, \frac{\Delta z}{d})$ остается постоянным, несмотря на изменение вдоль газопровода средней скорости движения V и его плотности ρ . Величина коэффициента гидравлического трения λ определяется из тех же соображений, что и при движении несжимаемой жидкости (см. лабораторную работу № 6).

Формула Дарси–Вейсбаха справедлива только для элементарного участка dl газопровода, в пределах которого изменением плотности газа и скорости его движения можно пренебречь:

$$-dp = \lambda \frac{dl}{d} \rho \frac{V^2}{2}. \quad (25.1)$$

Интегрируя (25.1) с учетом постоянства массовой скорости $\rho V = \rho_1 V_1$ и уравнения Клапейрона

$$RT = \frac{p}{\rho}, \quad (25.2)$$

где R – универсальная газовая постоянная, для воздуха $R = 287$ (Дж/кг)·К; T – температура газа в градусах Кельвина; p – абсолютное давление; ρ – плотность газа, получим зависимость для квадратичного перепада давлений

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_1} = \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{V_1^2}{2}, \quad (25.3)$$

которую можно преобразовать к виду

$$p_1 - p_2 = \frac{2}{2 - \frac{\Delta p}{p_1}} \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{V_1^2}{2}. \quad (25.4)$$

Анализ формулы (25.4) показывает, что она отличается от формулы Дарси–Вейсбаха множителем, связанным с перепадом давления, которым при малых $\Delta p/p_1$ можно пренебречь.

Таким образом, при гидравлическом расчете газопроводов различают два случая: малых относительных перепадов давления ($\Delta p/p_{\text{ср}} < 5\%$) и больших перепадов давления ($\Delta p/p_{\text{ср}} > 5\%$). Здесь имеется в виду перепад Δp между давлениями в начальном p_1 и конечном p_2 сечениях, отнесенный к среднему давлению $p_{\text{ср}} = 0,5(p_1 + p_2)$.

При малых относительных перепадах давления (обычно газопроводы низкого и среднего давления) пренебрегают сжимаемостью газа и расчет принципиально не отличается от расчетов для несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$. Следует учитывать, что обычно здесь рассматривают не напоры, а давления, поэтому уравнение Д. Бернулли записывается в следующем виде:

$$\rho g z_1 + p_1 + \rho \left(\frac{V_1^2}{2} \right) = \rho g z_2 + p_2 + \rho \left(\frac{V_2^2}{2} \right) + \Delta p,$$

а формула Дарси–Вейсбаха

$$\Delta p = \rho g h = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{V^2}{2}. \quad (25.5)$$

При больших перепадах давления (обычно газопроводы высокого давления) расчеты производят с учетом сжимаемости газа, используя формулу (25.3) и уравнение Д. Бернулли для изотермического процесса:

$$g z_1 + R T \ln P_1 + \frac{V_1^2}{2} = g z_2 + R T \ln P_2 + \frac{V_2^2}{2} + g h.$$

Потери в местных сопротивлениях учитывают с помощью эквивалентной длины l_3 , т. е. местное сопротивление условно заменяется участком трубопровода с такими же потерями, $l_3 = (\zeta/\lambda) d$; тогда расчетная длина возрастает:

$$l_p = l + \Sigma l_3.$$

Следует иметь в виду, что при расчете газопроводов зачастую вводится понятие удельного сопротивления трения $R_l = \Delta p/l$, т. е. сопротивление 1 м погонной длины газопровода.

Описание опытной установки

Многоступенчатый компрессор 1 (рис. 25.1) через ресивер 3 подает газ в газопровод 4, в начале которого имеется устройство 2 для отвода части газа, а в конце газопровода установлен ротаметр 5. На ресивере 3 и по концам опытного участка газопровода 4 имеются штуцеры для подключения датчиков давления.

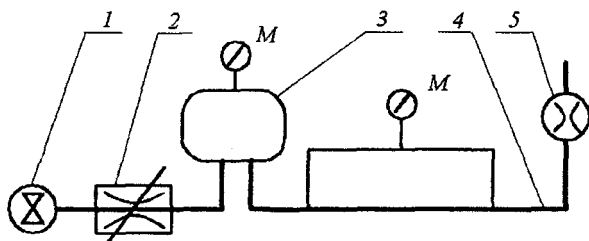


Рис. 25.1

Порядок проведения работы

1. Включить компрессор 1 (см. рис. 25.1) и с помощью дросселирующего устройства 2 установить определенный расход воздуха.
 2. Измерить давление и температуру в ресивере 3 с помощью U-образного водяного пьезометра и термометра.
 3. С помощью наклонного спиртового микроманометра измерить потери давления на опытном участке газопровода 4.
 4. С помощью ротаметра 5 определить расход воздуха.
- При различных расходах произвести 5-6 опытов.

Обработка опытных данных

1. По замеренным в ресивере 3 давлению p и температуре T из уравнения состояния (25.2) (уравнения Клапейрона) определить плотность воздуха ρ .
2. Найти потери давления $\Delta p_{\text{оп}}$ в опытном газопроводе.
3. Вычислить число Рейнольдса Re и коэффициент гидравлического трения λ .
4. Вычислить число Рейнольдса $Re = \frac{Vd}{\nu}$ и коэффициент гидравлического трения $\lambda_{\text{выч}}$ по формуле Блазиуса:

$$\lambda_{\text{выч}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

5. С учетом относительного перепада давления $\Delta p/p$ вычислить потери давления $\Delta p_{\text{выч}}$ и сравнить с опытными $\Delta p_{\text{оп}}$. При этом если $\Delta p/p > 0,05$, то $\Delta p_{\text{выч}}$ определяют по формуле (25.4), а если $\Delta p/p < 0,05$, то $\Delta p_{\text{выч}}$ по формуле (25.5).

Значения плотности воды и спирта, кинематического коэффициента вязкости ν воздуха принять по справочнику, атмосферное давление определить по барометру.

Результаты измерений и вычислений занести в таблицу.

Величины	Опыты				
	1	2	3	4	5
1. Исходные параметры: - температура, К - показания пьезометра h_b , м вод. ст. - давление p , Па - плотность воздуха ρ , кг/м ³					
2. Потери давления - $l_{сп}$, м сп. ст. - $k \cdot l_{сп}$, м сп. ст. - $\Delta p_{оп}$, Па					
3. Определение расхода - Z - Q , м ³ /час - V – скорость, м/с - Re – число Рейнольдса - $\lambda_{оп}$ - $\lambda_{выч}$ - $\Delta p_{выч}$					

Лабораторная работа № 26

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: построение характеристик и определение оптимальных значений подачи, напора и мощности центробежного насоса.

Общие сведения

Графическая зависимость напора H , мощности N и КПД насоса η от его подачи Q при постоянной частоте вращения, плотности и вязкости жидкой среды называется характеристикой насоса. При этом зависимость $H = f(Q)$ называется напорной, а $N = f(Q)$ и

$\eta = f(Q)$ – энергетической характеристикой насоса. Испытания по установлению характера зависимостей $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ называются параметрическими. Обычно они проводятся в заводских либо лабораторных условиях на специально оборудованных стендах в соответствии с ГОСТ 6134-87 «Насосы динамические. Методы испытаний». Характеристики(а) насоса используются для согласования его работы с сетью, а также для подбора оборудования и установления условий его монтажа и эксплуатации.

В качестве примера на рис. 26.1 приведены характеристики (напорная и энергетическая) центробежного насоса марки К 90/20 (насос консольного типа с подачей $Q = 90 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $H = 20 \text{ м}$) при $n = 2900 \text{ об/мин}$ [2].

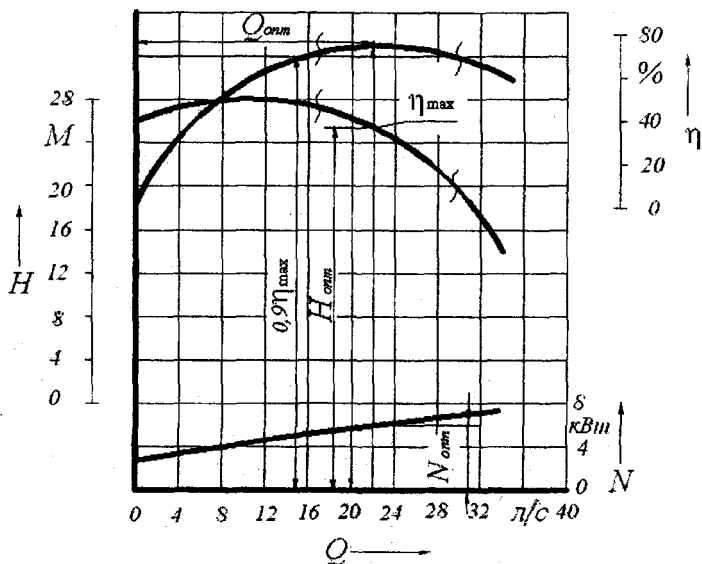


Рис. 26.1

Подачей (объемной) насоса Q ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{час}$) называется отношение объема подаваемой жидкой среды ко времени.

Напором насоса H называется разность удельных энергий на выходе (сечение «Н», рис. 26.2) и входе (сечение «В» там же) в насос, выраженная высотой столба подаваемой жидкости.

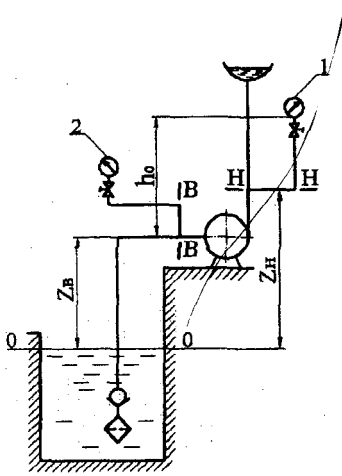


Рис. 26.2

В соответствии с ГОСТ17398-72 напор H определяется по зависимости

$$H = P/\rho g, \quad (26.1)$$

где P – давление насоса; ρ – плотность жидкой среды; g – ускорение свободного падения.

Для определения давления насоса используется выражение

$$P = p_H - p_B + \rho \frac{V_H^2 - V_B^2}{2} + \rho g(Z_H - Z_B), \quad (26.2)$$

где p_H и p_B – соответственно давления на выходе (сечение «H», см. рис. 26.2) и входе (сечение «B» там же) в насос (давления нагнетания и всасывания); V_H и V_B – скорости жидкой среды на выходе и входе в насос; Z_H и Z_B – высоты центров тяжести сечений выхода и входа в насос.

Так как давления p_H и p_B измеряются соответственно манометром 1 и вакууметром 2 (применение вакууметра предусматривается для случая создания вакуума на входе в насос) и вакуум является отрицательным избыточным давлением, выражение (26.1) с учетом (26.2) после несложных преобразований принимает вид

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + h_0 + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2g}, \quad (26.3)$$

где $h_{\text{ман}}$ и $h_{\text{вак}}$ – соответственно показания манометра 1 и вакуумметра 2, выраженные в метрах столба перекачиваемой жидкости; $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{в}}$ имеют те же значения, что и в выражении (26.2); h_0 – расстояние по вертикали между отметкой положения манометра и точкой подключения вакуумметра (см. рис. 26.2).

Выражение (26.3) при условии равенства диаметров всасывающей и нагнетательной линий ($d_{\text{н}} = d_{\text{в}}$) или при незначительной (по сравнению с напором H) разности скоростных напоров ($V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2$)/ $2g$ можно записать в следующем виде:

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + h_0. \quad (26.4)$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде:

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H = p Q / 1000, \text{ кВт}, \quad (26.5)$$

где p – давление, Н/м²; Q – подача, м³/с.

Мощностью насоса N называется мощность, потребляемая насосом:

$$N = M \omega,$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м; ω – угловая скорость вращения вала, с⁻¹.

ГОСТ 6134-87 допускает определение мощности насоса N путем измерения мощности приводящего электродвигателя (ЭД) с последующим учетом его КПД при работе на заданном режиме. В этом случае выражение для расчета N имеет вид

$$N = \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot W_{\text{эл}}, \text{ кВт}, \quad (26.6)$$

где $\eta_{\text{дв}}$ – КПД электродвигателя, определяемый по графику его зависимости от нагрузки ЭД; $\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи; при непосредственном соединении насоса с ЭД $\eta_{\text{п}} = 1$; $W_{\text{эл}}$ – мощность, потребляемая ЭД из сети, кВт.

Отношение мощностей $N_{\text{п}}$ и N называется КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_p}{N} \quad (26.7)$$

Характеристики насоса, полученные для определенной частоты вращения вала n , могут быть пересчитаны на любую другую частоту вращения n_1 по формулам теории подобия:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (26.8)$$

Описание опытной установки

Экспериментальная установка (рис. 26.3) включает следующие основные элементы: насос, электродвигатель, всасывающую и нагнетательную линии, напорный бак, измерительную аппаратуру.

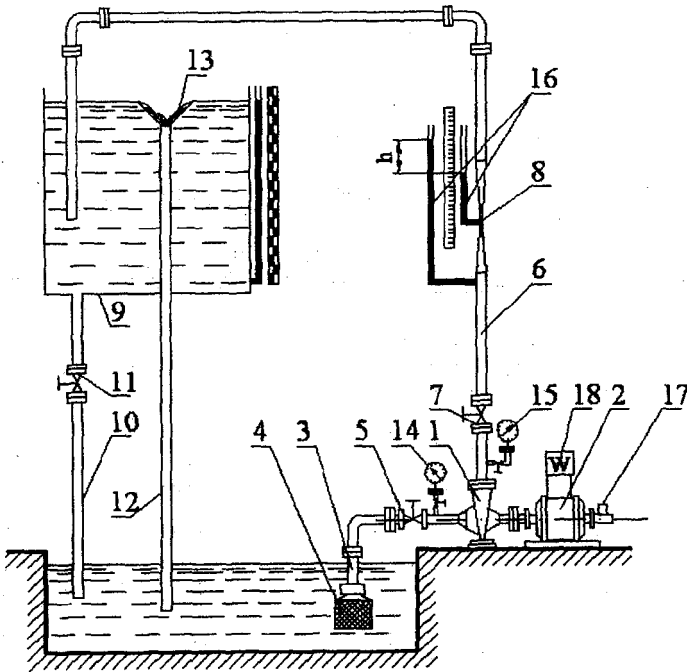


Рис. 26.3

Насос 1 соединен с электродвигателем 2 при помощи упругой муфты. На всасывающей линии 3 насоса смонтировано приемное устройство 4, состоящее из обратного клапана и предохранительной сетки. Кроме того, на всасывающей линии установлена регулирующая задвижка 5. На нагнетательной линии 6 установлены регулирующая задвижка 7 и расходомер (труба Вентури) 8. Напорный бак 9, используемый для приема воды, опорожняется при помощи сливной трубы 10, снабженной задвижкой 11.

Для поддержания постоянного напора и предупреждения переполнения в баке имеется холостой сброс, состоящий из трубы 12 и конической воронки 13.

Измерительная аппаратура включает вакуумметр 14, манометр 15, дифференциальный манометр 16, присоединенный к расходомеру 8. Измерение частоты вращения вала рабочего колеса осуществляется с помощью электронного тахометра 17. Определение мощности насоса N производится косвенным путем – по подведенной мощности электрического тока к обмоткам электродвигателя. Для измерения этой мощности используется трехфазный ваттметр 18.

Порядок выполнения работы

1. Перед запуском стенда в работу открыть задвижку 7 на нагнетательной линии 6 и произвести заполнение насоса 1 водой.
2. Включить насос. Для исключения перегрузки электродвигателя перед пуском насоса произвести закрытие задвижки 7.
3. При закрытой задвижке 7 снять показания вакуумметра 14, манометра 15, дифманометра 16, тахометра 17, ваттметра 18.
4. Путем последовательного открытия задвижки 7 установить 7...9 других режимов работы насоса и для каждого из них произвести те же замеры, что были перечислены в п.3.
5. Для получения надежных результатов рекомендуется повторить опыты последовательно в обратном порядке (до полного закрытия задвижки 7). Все результаты измерений внести в таблицу (табл. 26.1). В приведенном виде таблица предусматривает определение напора насоса по выражению (26.4).

Таблица 26.1

№ опыта	Определение подачи насоса		Определение напора насоса					Полезная мощность насоса N_n	Определение мощности насоса		КПД насоса
	Показания дифманометра h	Подача насоса Q	Показания вакуумметра		Показания манометра		Напор H		Показания ваттметра $W_{эл}$	Мощность насоса N	
			$h_{вак}$	м вод. ст.	p	$h_{ман}$					
Размерность	м вод.ст.	л/с	мм рт. ст.	м вод. ст.	кгс/см ²	м вод. ст.	м	кВт	кВт	кВт	%
1											
2											
3											
4											
5											
6											

Примечания: Марка насоса –

Диаметр всасывающей линии $d_B =$

Диаметр нагнетательной линии $d_n =$

Вертикальное расстояние между отметкой положения манометра и точкой подключения вакуумметра $h_0 =$

КПД электродвигателя $\eta_{дв} =$

6. После проведения испытаний произвести отключение насоса 1 и ваттметра 18.

Обработка опытных данных

1. По разности h показаний дифференциального манометра, подключенного к расходомеру Вентури, и по тарировочному графику $Q = f(h)$ определить подачу насоса Q (л/с).

2. По формуле (26.4) рассчитать напор H , развиваемый насосом (м).

3. По формуле (26.5) определить полезную мощность насоса N_n (кВт).

4. По формуле (26.6) с использованием графической зависимости КПД электродвигателя от подведенной к нему мощности определить мощность насоса N (кВт).

5. По формуле (26.7) определить полный КПД насоса η . Все результаты расчета внести в табл. 26.1.

6. На основании результатов вычислений, полученных для заданной частоты вращения n рабочего колеса, построить напорную ($H = f(Q)$) и энергетическую ($N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$) характеристики насоса. При построении графиков характеристик следует ориентироваться на образец, приведенный на рис. 26.1.

7. На графиках установить оптимальные значения параметров напора ($H_{\text{опт}}$), подачи ($Q_{\text{опт}}$), мощности ($N_{\text{опт}}$) насоса, соответствующие режиму работы с максимальным КПД (η_{max}). Здесь же показать рабочий интервал эксплуатации насоса, в рамках которого величина максимального КПД (η_{max}) снижается не более чем на 10 %.

8. При необходимости построения характеристик насоса для другой частоты вращения n произвести пересчет параметров Q , H , N по формулам подобия (26.8).

Лабораторная работа № 27

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы

1. Демонстрация на лабораторном стенде внешних признаков возникновения кавитации при работе центробежного насоса.
2. Построение кавитационной характеристики и определение допустимых значений кавитационного запаса и высоты всасывания насоса.

Общие сведения

Кавитацией называется явление вскипания жидкости при понижении давления до давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости. Вскипание жидкости сопровождается образованием каверн (паровых и газовых пузырей), которые увлекаются потоком в область повышенного давления, где происходит их конденсация. При конденсации имеет место движение частиц жидкости к центру каверны с возрастающей скоростью. При достижении центра каверны происходит соударение частиц, сопровождаемое резким повышением давления (гидравлический удар). Под действием гидравлических ударов, протекающих с высокой частотой, происходит местное разрушение (эрозия) рабочей поверхности насосного колеса, что является наиболее опасным следствием кавитации.

Правильная установка насоса относительно уровня рабочей жидкости в баке, выбор размеров и параметров потока во всасывающем трубопроводе должны обеспечивать работу насоса в бескавитационном режиме.

Для исключения кавитации необходимо, чтобы абсолютное давление на входе в насос $p_{вх}$ было выше давления насыщенных паров $p_{н.п.}$ перекачиваемой жидкости.

На основании уравнения Д. Бернулли зависимость для определения давления $p_{вх}$ имеет вид

$$p_{вх} / \rho g = p_0 / \rho g - H_B - V_B^2 / 2g - h_{тр.вс}, \quad (27.1)$$

где p_0 – абсолютное давление в приемном резервуаре (чаще всего равно атмосферному давлению); H_b – высота всасывания; V_b – скорость жидкости на входе в насос; $h_{тр.вс}$ – потери напора во всасывающей линии.

Из уравнения (27.1) видно, что повышение высоты всасывания H_b и потерь напора $h_{тр.вс}$ приводит к снижению давления $p_{вх}$ на входе в насос. При достаточно больших значениях высоты всасывания и сопротивления всасывающей линии давление на входе в насос становится настолько малым, что становится равным давлению насыщенных паров $p_{н.п.}$, при котором возникает кавитация.

С.С. Рудневым для определения нормальных условий работы насоса было предложено использовать понятие допускаемого кавитационного запаса (ДКЗ) Δh . Под ДКЗ Δh понимают превышение полного напора жидкости на входе в насос над напором, который соответствует давлению насыщенного пара $p_{н.п.}$ перекачиваемой жидкости при рабочей температуре:

$$\Delta h = p_{вх} / \rho g + V_b^2 / \rho g - p_{н.п.} / \rho g. \quad (27.2)$$

В практике эксплуатации лопастных гидромашин наряду с Δh используется и такой параметр, как критический кавитационный запас $\Delta h_{кр.}$, соответствующий моменту начала кавитации в потоке жидкости. Для определения кавитационных качеств насоса проводят его испытания, по результатам которых получают кавитационную характеристику (рис. 27.1).

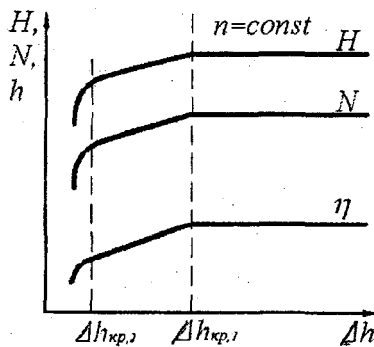


Рис. 27.1

Она представляет собой зависимости напора H , мощности N , КПД η от ДКЗ Δh при постоянных значениях подачи насоса Q и частоты вращения n рабочего колеса. При достаточно больших значениях ДКЗ Δh показатели насоса (H , N , η) сохраняются постоянными. Однако при достижении критического значения ДКЗ ($\Delta h_{кр}$) эти показатели уменьшаются. На кавитационной характеристике обычно различают два критических режима кавитации – первый и второй при значениях $\Delta h_{кр1}$ и $\Delta h_{кр2}$ соответственно. Первый критический режим соответствует моменту начала кавитации в насосе и определяется по началу снижения напора, мощности и КПД. Второй режим (при $\Delta h_{кр2}$) соответствует моменту срыва работы насоса и характеризуется началом резкого падения напора, мощности, КПД и подачи. Если при эксплуатации насоса необходимо исключить кавитационный режим, то в этом случае за наименьший кавитационный запас принимается значение $\Delta h_{кр1}$.

Критический кавитационный запас может быть рассчитан по формуле С.С. Руднева:

$$\Delta h_{кр} = 10(n\sqrt{Q}/C)^{4/3}, \quad (27.3)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} ; Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; C – кавитационный коэффициент быстроходности ($C = 800, \dots, 1000$ для $\Delta h_{кр1}$ и $C = 1300, \dots, 1500$ для $\Delta h_{кр2}$).

На практике, ввиду сложности учета всех факторов, назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим. Обычно это превышение принимается равным

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \dots 1,3)\Delta h_{кр}. \quad (27.4)$$

Таким образом, для обеспечения нормальной работы насоса необходимо, чтобы

$$\Delta h \geq \Delta h_{\text{доп}}. \quad (27.5)$$

С учётом условия (27.5) из выражения (27.2) следует

$$p_{\text{вх}}/(\rho g) + V_{\text{в}}^2/(2g) \geq p_{\text{н.п}}/(\rho g) + \Delta h. \quad (27.6)$$

Проведя преобразование зависимости (27.1) с учетом выражения (27.6), получим формулу для расчета допустимой высоты всасывания $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$, при которой обеспечивается условие бескавитационной работы насоса. Для случая забора жидкости из открытого резервуара

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = (p_{\text{а}} - p_{\text{н.п}}) / (\rho g) - h_{\text{тр.вс}} - \Delta h_{\text{доп}} \quad (27.7)$$

Из зависимости (27.7) видно, что высота $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$ зависит от давления в питательном резервуаре, температуры жидкости (температура жидкости однозначно влияет на давление насыщенных паров $p_{\text{н.п}}$ (табл. 27.1), допустимого кавитационного запаса и потерь напора во всасывающем трубопроводе).

Таблица 27.1

Влияние температуры на давление $p_{\text{н.п}}$ насыщенного пара воды

$t, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{н.п}}, \text{Па}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{н.п}}, \text{Па}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{н.п}}, \text{Па}$
0	600	30	4300	80	48200
5	900	40	7500	90	71400
10	1208	50	12600	100	100330
20	2337	60	20200	125	237000
25	3200	70	31700	150	48500

Описание опытной установки

Опыты проводятся на экспериментальной установке (см. рис. 26.3), описание которой приведено в лабораторной работе № 26. Абсолютное давление на входе в насос изменяется с помощью регулирующей задвижки 5, установленной на всасывающей линии.

Порядок выполнения работы

1. Подготовку, пуск и проверку работы лабораторного стенда (см. рис. 26.3) выполнить при полностью открытой задвижке 5 в соответствии с правилами, приведенными в лабораторной работе № 26.

2. По расходомеру Вентури 8 и дифференциальному манометру 16 определить подачу Q , при которой проводятся кавитационные испытания насоса. При этом снять показания вакуумметра 14, манометра 15, тахометра 17, ваттметра 18.

3. При помощи задвижки 5 установить вакуумметрическое давление на входе в насос, например, равное 35 кПа. Путем прикрытия (открытия) задвижки 7 восстановить исходную подачу насоса (кавитационная характеристика строится при $Q = \text{const}$) и произвести повторный отсчет показаний приборов, указанных в п.2.

4. Устанавливая возрастающие значения вакуумметрического давления (40, 50, 65, 70, 75 кПа), аналогичным образом провести последующие опыты. При приближении к кавитационному режиму и при начавшейся кавитации следует дополнительно снять несколько точек с меньшими интервалами.

5. Измерить температуру жидкости и величину атмосферного давления.

Обработка опытных данных

1. Напор H , подачу Q , мощности N и $N_{\text{в}}$, КПД насоса η определить таким же образом, как это делалось в лабораторной работе № 26.

2. По формуле (27.2) для каждого опыта вычислить кавитационный запас Δh . Необходимые для расчета Δh значения давления $p_{\text{н.п}}$ берутся из табл. 27.1. Все результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 26.1 (см. лабораторную работу № 26).

3. По полученным результатам вычислений построить кавитационную характеристику насоса $H = f(\Delta h)$; $N = f(\Delta h)$; $\eta = f(\Delta h)$. При построении кавитационной характеристики за образец принять графики, приведенные на рис. 27.1.

4. По кавитационной характеристике определить первый ($\Delta h_{\text{кр1}}$) и второй ($\Delta h_{\text{кр2}}$) критические кавитационные запасы с последующим сравнением их значений с величиной, вычисленной по формуле (27.3).

5. По формулам (27.4) и (27.7) рассчитать соответственно допустимые кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ и высоту всасывания $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$.

Лабораторная работа № 28

ИЗУЧЕНИЕ ЯВЛЕНИЯ КАВИТАЦИИ В ГИДРОСИСТЕМАХ

Цель работы

1. Визуальное наблюдение явления кавитации в местном сопротивлении.
2. Определение типа, формы и стадии кавитации.
3. Визуальное наблюдение акустической кавитации.
4. Определение числа кавитации и сравнение его значения с критическим.

Общие сведения

Кавитация может возникнуть в жидкостях, находящихся как в состоянии покоя, так и в движении. Различают кавитацию динамического и акустического происхождения. Если понижение давления, вызывающее кавитацию, происходит в результате больших местных скоростей в потоке движущейся капельной жидкости, то кавитация – гидродинамическая, а при акустических волнах – акустическая. В этом случае ее вызывают ультразвуковые колебания.

Критическое с точки зрения возникновения кавитации давление определяется физическими свойствами жидкости и, в зависимости от ее состояния, может изменяться в довольно значительных пределах. В практических расчетах, связанных с кавитационными режимами работы гидравлических машин и систем, в качестве критического давления обычно принимают давление $p_{н.п.}$ насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Кавитация сопровождается разрушением поверхности, на которой возникают и некоторое время существуют кавитационные пузыри. Это разрушение является одним из самых опасных последствий кавитации и называется кавитационной эрозией, вызываемой схлопыванием кавитационных каверн с образованием кумулятивных микроструй.

Явление кавитации в гидравлических системах и устройствах возникает прежде всего в тех местах, где поток претерпевает местное сужение с последующим расширением, например, в регули-

рующих органах, диафрагмах, коленах, рабочих колесах центробежных насосов и др.

В сложных гидравлических системах большой протяженности процесс образования и разрушения кавитационных зон приводит к возникновению гидравлического удара. Кавитация неблагоприятно отражается на работе оборудования, приводит к вибрации и шумам, эрозионному разрушению, увеличению гидравлических сопротивлений, уменьшению подачи, напора, мощности и КПД лопастных насосов.

Типы кавитации:

профильная кавитация наблюдается на хорошо обтекаемых поверхностях, возникает из ядер кавитации, находящихся на твердых стенках. Возникает обычно в трубах, водомерных устройствах типа трубы Вентури, каналах гидравлических машин;

срывная кавитация возникает в вихрях за плохообтекаемыми элементами гидравлических устройств, может иметь место на границе затопленной струи, вытекающей из отверстия с большой скоростью.

Формы кавитации:

пузырьковая форма характеризуется ростом, сокращением и схлопыванием почти сферических каверн, проносящихся по различным траекториям через зону пониженного давления;

пленочная форма представляет собой стационарную каверну, как бы прилипшую в виде тонкого слоя по периметру сжатого сечения в каком-либо элементе местного сопротивления, например, трубы Вентури. Поверхность каверны прозрачна, хвостовая часть пульсирует, периодически отрывается и уносится потоком;

эшелонная форма характеризуется тем, что близко идущие друг за другом, взрывающиеся и схлопывающиеся почти сферические каверны расположены на одной траектории, начинающейся в некоторой неподвижной точке;

вихревая форма представляет собой дискретно следующие с потоком вихри, на осях которых возникают и развиваются кавитационные каверны, не прилегающие к поверхности обтекаемого элемента.

Стадии развития кавитации:

I – соответствует началу появления отдельных пузырьков, которые образуют неустойчивую кавитационную зону. Характеризуется слабым увеличением шума;

II – характеризуется изменением гидравлических характеристик потока, образованием устойчивых кавитационных зон определенных размеров, которые стесняют живое сечение потока, увеличивают потери энергии, ухудшают характеристики машин, усиливают шум;

III – определяется прекращением прироста расхода при увеличении перепада давлений, при этом происходит «срыв» работы гидравлической машины или системы. Внешние характеристики становятся совершенно неприемлемыми.

Для характеристики местных гидравлических сопротивлений в отношении кавитации применяется безразмерный критерий, называемый числом кавитации:

$$\alpha = \frac{p_1 - p_{н.п.}}{\rho V^2 / 2},$$

где p_1 и V – соответственно давление и скорость в характерном сечении (например, в сечении за местным сопротивлением); $p_{н.п.}$ – давление насыщенных паров жидкости.

Значение α , при котором в местном сопротивлении начинается кавитация, называется критическим числом кавитации $\alpha_{кр}$. По своему смыслу число кавитации представляет собой удвоенное значение

числа Эйлера: $\alpha_u = \frac{p_m}{\rho_m V_m^2}$, оно используется при гидродинамическом моделировании как критерий подобия течения с кавитацией.

Описание опытной установки

Кавитационная установка (рис. 28.1) состоит из поршневого насоса 1 с регулируемой подачей, местного сопротивления 2, дросселей 3 и 4, бака 5, предохранительного клапана 6, гидроаккумулятора 7, манометров 8 и 9, вакуумметра 10, расходомера 11 и соединительных трубопроводов.

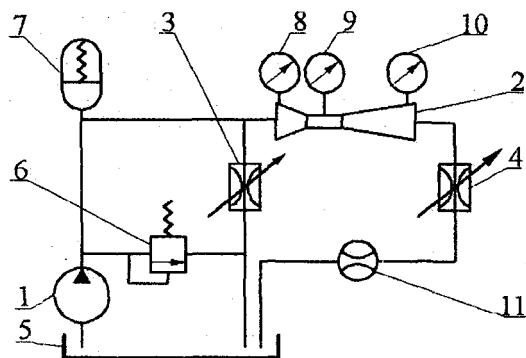


Рис. 28.1

Местное сопротивление 2 представляет собой сменный прозрачный элемент, изготовленный из органического стекла, внутренняя полость которого выполнена в виде трубы Вентури или канала какого-либо иного сечения (внезапное расширение, внезапное сужение и т. д.). Дроссели 3 и 4 позволяют изменять перепад давлений на местном сопротивлении, гидроаккумулятор 7 обеспечивает сглаживание пульсаций подачи насоса, а клапан 6 предохраняет его от перегрузки.

Акустическая кавитация осуществляется в прозрачном сосуде с водой при помощи ультразвукового диспергатора.

Порядок выполнения работы

1. Включить насос.
2. Зафиксировать показания манометров, вакуумметра и расходомера при минимальной подаче насоса.
3. Увеличивая подачу насоса до появления кавитационных пузырьков, визуально определить тип, форму и стадию кавитации, зафиксировать показания приборов.
4. При помощи дросселей изменить перепад давления на местном сопротивлении и зафиксировать показания приборов при 3–4 различных расходах и перепадах давления.
5. Визуально наблюдать акустическую кавитацию в сосуде диспергатора на различных частотах и мощности.

Обработка опытных данных

1. По показаниям манометра вычислить перепад давления на местном сопротивлении.
2. По показаниям расходомера вычислить скорость жидкости в горловине трубы Вентури.
3. Вычислить число кавитации по формуле

$$\alpha = \frac{p_1 - p_{сж}}{\rho V^2 / 2},$$

где ρ – плотность воды; p_1 – давление на входе в трубу Вентури; $p_{сж}$ – давление в узком сечении трубы Вентури; V – скорость на входе в трубу Вентури или на выходе.

4. Вычисляют критическое число кавитации $\alpha_{кр}$:

$$\alpha_{кр} = \frac{p_1 - p_{н.п}}{\rho V^2 / 2},$$

где $p_{н.п}$ – давление насыщенных паров.

Для трубы Вентури

$$\alpha_{кр} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{V_1^2} = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1,$$

где S_1 – площадь сечения перед входом в трубу Вентури; S_2 – площадь сечения в узкой части трубы Вентури.

Опытные данные и результаты вычислений свести в таблицу.

№ п/п	Показания приборов					Вычисленные величины				
	Давление на входе p_1 , МПа	Давление на выходе p_2 , МПа	Давление в сжимаемом сечении $p_{сж}$, МПа	Расход Q , м ³ /с	Перепад давлений $p_1 - p_2$, МПа	Скорость V , м/с	Число кавитации α	Критическое число кавитации $\alpha_{кр}$	Визуальные наблюдения	

Лабораторная работа № 29

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА

Цель работы: ознакомление с работой водоструйного насоса и определение коэффициента его полезного действия.

Общие сведения

Струйный насос – это насос трения, в котором жидкость (газ) перемещается, увлекаемая потоком (струей) жидкой или газообразной среды. В зависимости от вида среды различают жидкоструйные (например, водоструйные), газо- и пароструйные насосы.

Струйные насосы для нагнетания газа или жидкости в резервуары иногда называют инжекторами, для отсасывания – эжекторами, для транспортирования некоторых гидросмесей – гидроэлеваторами. Струйные насосы не содержат движущихся частей и просты в изготовлении, имеют хорошие кавитационные качества, КПД достигает 40 %.

В струйных насосах энергия потока рабочей жидкости передаётся потоку перекачиваемой жидкости без каких-либо промежуточных механизмов, в связи с чем эти насосы по характеру рабочего процесса принципиально отличаются от насосов всех других видов. По общим конструктивным признакам их необходимо отнести к динамическим насосам, так как в процессе работы объём рабочей камеры насоса не изменяется и она постоянно сообщается с всасывающим и нагнетательным патрубками насоса.

Достоинствами струйных насосов являются простота конструкции, надёжность в работе, небольшие размеры и невысокая стоимость. Благодаря этому струйные насосы широко применяются во многих отраслях народного хозяйства, в частности, в системах теплогасоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, системах подачи топлива летательных аппаратов, в сварочных горелках и т. д.

В теплофикационных установках струйные аппараты используют в качестве смесителей на отопительных абонентских вводах (водоструйные элеваторы); в вентиляционных установках – для созда-

ния непрерывного потока воздуха через каналы и помещения (эжекторы); в холодильной технике – в качестве агрегатов холодильных установок. Струйные аппараты применяют также в водопроводных установках для подъёма воды из глубоких колодцев и скважин, в канализационных установках с их помощью удаляют осадок из песколовков.

Рабочий процесс в струйном насосе осуществляется следующим образом. Рабочая жидкость по трубопроводу подачи рабочей жидкости 1 под давлением подаётся в сопло 2 струйного насоса (рис. 29.1), откуда с большой скоростью поступает в камеру смешения 4. Вследствие значительного увеличения скорости на выходе из сопла 2 давление в камере смешения 4 может стать меньше атмосферного, т. е. при определённой скорости истечения жидкости из сопла 2 во всасывающей камере 3 струйного насоса возникает вакуум.

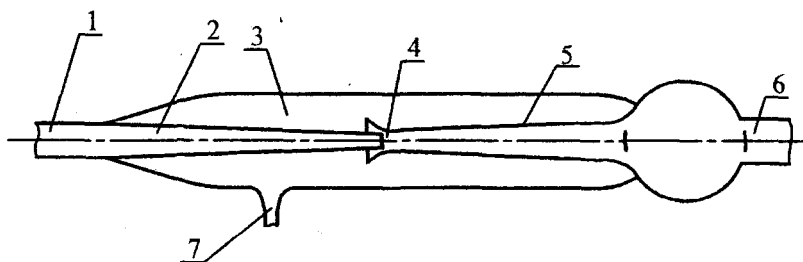


Рис. 29.1. Схема водоструйного насоса:

- 1 – трубопровод подачи рабочей жидкости; 2 – сопло; 3 – всасывающая камера;
- 4 – камера смешения; 5 – диффузор; 6 – напорный трубопровод;
- 7 – всасывающий трубопровод

Под действием вакуума жидкость из всасывающего трубопровода 7 поступает во всасывающую камеру 3 и далее в камеру смешения 4. В камере смешения 4 рабочая и перекачиваемая жидкости смешиваются и обмениваются энергиями, при этом рабочая жидкость, поступающая по трубопроводу 1, отдаёт часть своей энергии жидкости, поступающей из всасывающего трубопровода 7.

Процесс смешения можно условно разделить на два этапа – начальный и основной. Течение на начальном участке камеры смешения можно рассматривать как турбулентную струю, движущуюся в спутном потоке. Под действием поперечных пульсаций скорости, свойственных турбулентному движению, потоки внедряются друг в

друга, образуя постепенно расширяющуюся зону смешения – пограничный слой струи.

К концу начального участка пограничный слой струи заполняет всё сечение камеры смешения, и далее на основном участке смешения продолжается выравнивание скоростей по сечению потока. В конечном сечении камеры смешения, отстоящем на 4...6 её диаметров от начального сечения, образуется достаточно однородная смесь смешиваемых жидкостей.

При прохождении образовавшейся смеси двух жидкостей через диффузор 5 в напорный трубопровод 6 происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную, причём скорость потока постепенно уменьшается, а статический напор увеличивается. Таким образом, давление смешанного потока на выходе из диффузора оказывается выше давления эжектируемого потока, поступающего по всасывающему трубопроводу.

Работа струйных насосов основана на передаче энергии от одной среды (рабочей), движущейся с большой скоростью, к другой среде (подсасываемой), обладающей значительно меньшим запасом энергии. Передача энергии происходит в процессе смешения обеих сред, причём кинетическая энергия рабочей среды частично сообщается подсасываемой среде, часть же теряется вследствие значительного вихреобразования. Энергия образовавшейся смеси используется для её подъёма или транспортирования по трубам.

Если обозначить Q_1 – расход рабочей жидкости, подаваемой в сопло струйного насоса, Q_2 – расход подсасываемой жидкости, то очевидно, что общий расход жидкости, проходящей через камеру смешения, или подача струйного насоса

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (29.1)$$

Отношение подачи струйного насоса к расходу рабочей жидкости называется коэффициентом эжекции:

$$\alpha = Q / Q_1. \quad (29.2)$$

Отношение высоты подъёма перекачиваемой жидкости H_0 к рабочему напору H_1 называется коэффициентом напора струйного насоса β :

$$\beta = H_0 / H_1, \quad (29.3)$$

где

$$H_0 = H_2 + h_b. \quad (29.4)$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса определяется отношением полезной мощности N_{π} к потребляемой мощности N :

$$\eta = N_{\pi} / N. \quad (29.5)$$

Полезная мощность насоса при равенстве скоростей во всасывающем (V_b) и напорном (V_n) трубопроводах определяется выражением

$$N_{\pi} = \rho g Q_2 (H_2 + h_b). \quad (29.6)$$

Если пренебречь величиной $V_1^2 / 2g$ (V_1 – скорость рабочей жидкости в трубопроводе 1), то потребляемая насосом мощность определяется выражением

$$N = \rho_p g Q_1 H_1. \quad (29.7)$$

В формулах (29.1) и (29.2) приняты обозначения: ρ_p и ρ – плотности рабочей и всасываемой по трубопроводу 7 жидкостей; Q_1 и H_1 – соответственно расход и напор рабочей жидкости в трубопроводе 1 перед насосом; Q_2 и h_b – расход жидкости и высота всасывания во всасывающем трубопроводе 7; H_2 – напор жидкости на выходе из насоса.

Если плотности рабочей и всасываемой жидкостей одинаковы, то КПД насоса определяется выражением

$$\eta = [Q_2 (H_2 + h_b)] / (Q_1 H_1). \quad (29.8)$$

Описание опытной установки

Экспериментальная установка (рис. 29.2) включает следующие основные элементы: водоструйный насос 6, рабочий 1, напорный 8 и всасывающий 9 трубопроводы, резервуар 10, регулирующую и измерительную аппаратуру.

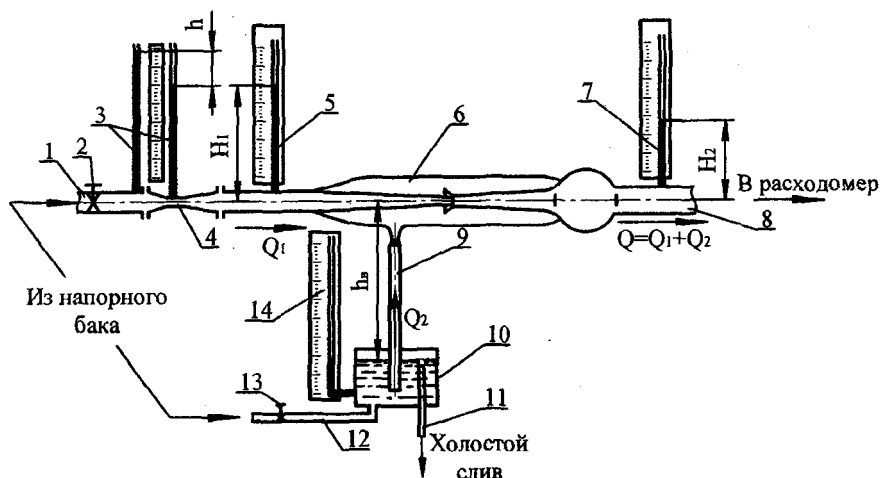


Рис. 29.2. Схема лабораторной установки:

- 1 – трубопровод подачи рабочей жидкости; 2 – вентиль; 3 – дифференциальный манометр; 4 – расходомер Вентури; 5 – пьезометр; 6 – водоструйный насос; 7 – пьезометр; 8 – напорный трубопровод; 9 – всасывающий трубопровод; 10 – приемный резервуар; 11 – холостой слив; 12 – трубопровод питания приемного резервуара; 13 – вентиль; 14 – пьезометр

Вода из напорного бака (на рисунке не показан) при открытии вентиля 2 поступает в водоструйный насос 6 по трубопроводу 1; расход воды в нем определяется с помощью расходомера Вентури 4 (см. лабораторную работу № 5) по показаниям дифференциального манометра 3; напор воды в трубопроводе перед насосом определяется по пьезометру 5. Вода всасывается в насос по трубопроводу 9 из резервуара 10, в который по трубопроводу 12 поступает из напорного бака при открытии вентиля 13. В резервуаре 10 имеется холостой слив 11, обеспечивающий в нём постоянный уровень воды в течение опыта. Фиксация уровня в резервуаре производится с помощью пьезометра 14, нулевое деление шкалы которого совпадает с осевой линией трубопровода 1. Поскольку разметка шкалы пьезометра 14 идет сверху вниз, отсчет по шкале пьезометра непосредственно определяет высоту всасывания h_s . Высотное положение холостого слива можно изменять, также можно изменять от опыта к опыту и высоту всасывания.

Вода из диффузора насоса 6 поступает в напорный трубопровод 8, в начале которого установлен пьезометр 7, позволяющий определять

напор H_2 при выходе из насоса (нулевые деления шкал пьезометров 5 и 7 должны совпадать с осевой линией трубопроводов 1 и 8).

Из напорного трубопровода 8 вода поступает в мерный лоток (на рис. 29.2 не показан), в котором установлен треугольный водослив Томсона (см. лабораторную работу № 4), с помощью последнего определяется общий расход воды $Q = Q_1 + Q_2$.

Порядок выполнения работы

1. Включить центробежный насос, подающий воду из водооборотного бассейна в напорный бак до его заполнения.

2. Открыть вентиль 13 и приёмный резервуар 10 заполнить водой до начала её сброса через холостой слив 11.

3. Открытием вентиля 2 включить в работу водоструйный насос; степенью открытия вентиля 2 регулировать расход рабочей жидкости Q_1 , а тем самым и расход всасываемой жидкости Q_2 . Работу проводить при нескольких различных значениях расхода Q_1 , а также различных высотах всасывания h_s .

4. Для каждого опыта зафиксировать показания дифференциального манометра 3, пьезометров 5, 7 и 14, а с помощью игольчатого уровнемера – отметки уровня воды в лотке перед водосливом ∇ и гребня водослива ∇_0 Томсона (подробнее см. лабораторную работу № 4).

Обработка опытных данных

1. По показаниям дифференциального манометра с помощью тарировочной кривой определить расход воды Q_1 в подающем трубопроводе.

2. По разности отметок горизонта воды в лотке перед водосливом Томсона ∇ и отметки вершины угла самого водослива ∇_0 определить напор на водосливе H^1 ($H^1 = \nabla - \nabla_0$), а по нему с помощью тарировочной кривой – расход воды Q , поступающей из напорного трубопровода.

Разность расходов в напорном трубопроводе и трубопроводе подачи рабочей жидкости позволяет определить расход всасываемой жидкости $Q_2 = Q - Q_1$.

3. По результатам измерений для каждого опыта с помощью формул (29.1)–(29.8) подсчитать основные параметры насоса и их средние значения.

Все экспериментальные данные и результаты расчетов внести в таблицу.

Номер опыта	Показания дифференциального манометра h	Расход рабочей жидкости Q_1	Отчеты по пьезометрам			Определение расхода сбрасываемой жидкости				Расход всасываемой жидкости Q_2 , см ³ /с	КПД насоса η
			H_1	H_2	h_b	Отметка вершины угла V_0 , см	Отметка уровня воды перед водосливом V , см	Напор на водосливе $H = V - V_0$, см	Расход Q , см ³ /с		

Лабораторная работа № 30

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Цель работы

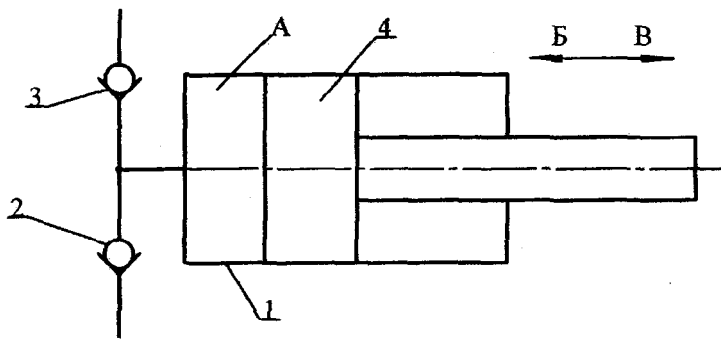
1. Определение основных технических показателей насоса.
2. Построение характеристики насоса.
3. Анализ работы насоса по виду снятой индикаторной диаграммы.

Общие сведения

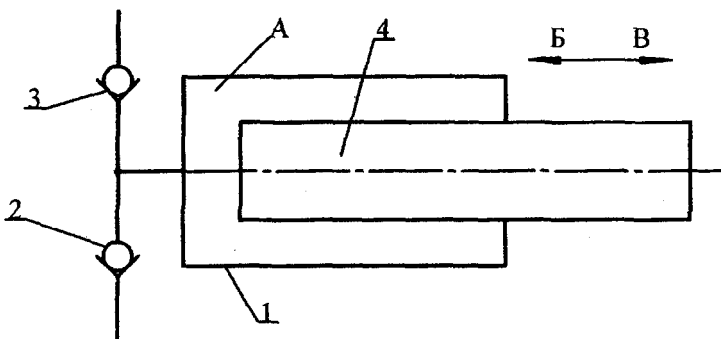
В возвратно-поступательных поршневых насосах, широко применяемых в различных областях современной техники и являющихся объёмными, имеется один или несколько цилиндров, расположение которых может быть линейным, радиальным или аксиальным. Привод вытеснителей – прямодействующий (нажимной), кривошипно-шатунный или кулачковый (эксцентриковый). В качестве вытеснителей могут использоваться поршни или плунжеры. У поршне-

вых (плунжерных) насосов обязательно должны быть нагнетательный и всасывающий клапаны.

На рис. 30.1 представлены принципиальные схемы поршневого (а) и плунжерного (б) насосов.



а)



б)

Рис. 30.1. Принципиальная схема насоса:

а – поршневой; б – плунжерный;

1 – цилиндр; 2 – всасывающий клапан; 3 – нагнетательный клапан;

4 – поршень (плунжер)

На рис. 30.2 представлена схема одноцилиндрового поршневого насоса с кривошипно-шатунным приводом, а на рис. 30.3 – диаграмма подачи такого насоса.

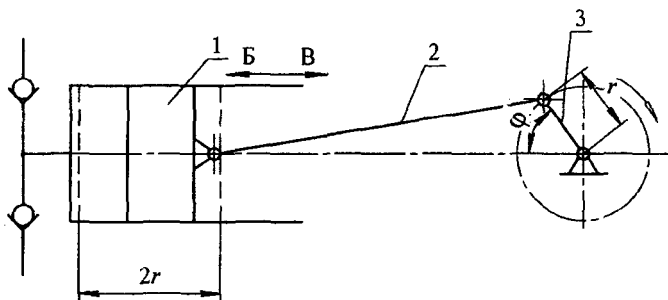


Рис. 30.2. Схема насоса с кривошипно-шатунным приводом:
1 – поршень; 2 – шатун; 3 – кривошип

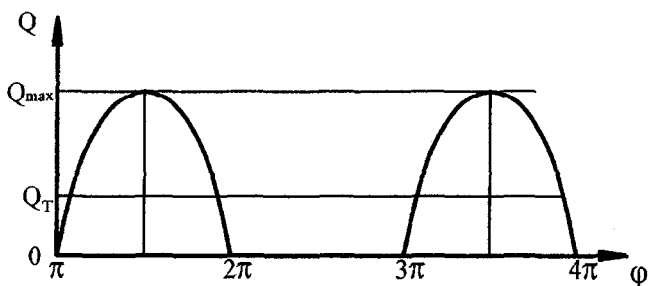


Рис. 30.3. Диаграмма подачи одноцилиндрового поршневого насоса

На рис. 30.4 представлена схема плунжерного насоса с радиальным кулачковым приводом, а на рис. 30.5 – схема трёхплунжерного радиально-кулачкового насоса.

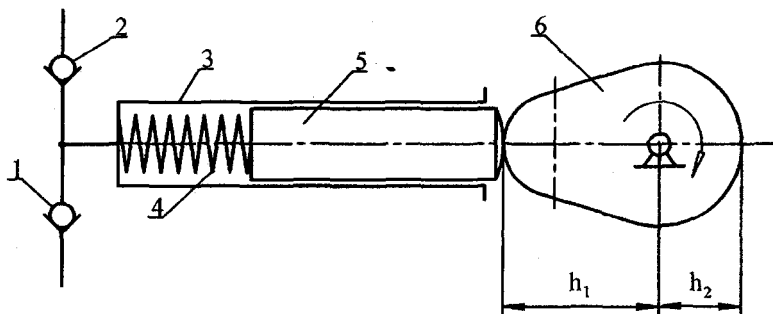


Рис. 30.4. Схема плунжерного насоса с радиальным кулачковым приводом:
1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан; 3 – цилиндр;
4 – возвратная пружина; 5 – плунжер; 6 – кулачок

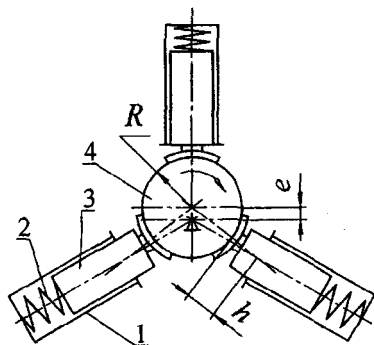


Рис. 30.5. Схема трехплунжерного радиально-кулачкового насоса:
1 – цилиндр; 2 – пружина; 3 – плунжер; 4 – кулачок

На рис. 30.6 представлен плунжерный дозировочный насос, широко применяемый в химической технологии для дозирования самых разнообразных жидких компонентов.

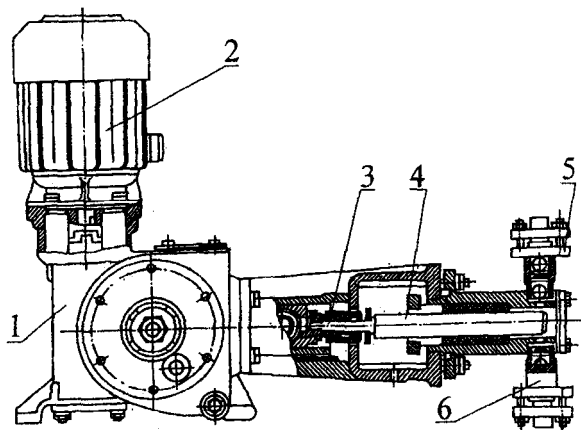


Рис. 30.6. Плунжерный дозировочный насос:
1 – корпус; 2 – электродвигатель; 3 – кривошипно-плунжерный механизм;
4 – плунжер; 5 – нагнетательный клапан; 6 – всасывающий клапан

Параметрические испытания поршневого насоса заключаются в проведении серии опытов, по результатам которых может быть построена характеристика насоса, т. е. графическая зависимость основных технических показателей (подачи – Q , мощности – N ,

КПД – η) от давления насоса при постоянных числах двойных ходов поршня, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

На рис.30.7 в качестве примера приведена характеристика поршневого насоса марки Т-15/20 (Т – трехплунжерный; 15 – подача насоса, м³/час; 20 – давление нагнетания, кг/см²) при работе на воде с температурой 30 °С, частотой вращения $n = 75$ об/мин и давлением нагнетания $p = 0,2 - 2,0$ МПа [22].

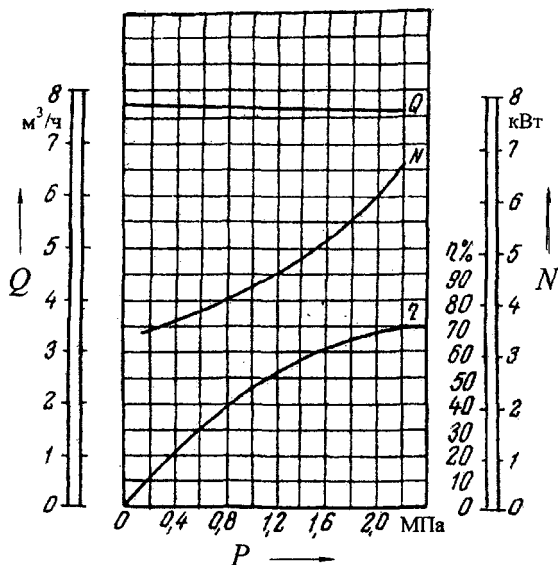


Рис. 30.7. Характеристика трехплунжерного насоса Т-15/20

Осредненная во времени секундная подача насоса

$$Q = \eta_0 Q_t \quad (30.1)$$

где Q_t – теоретическая (геометрическая) секундная подача; η_0 – объемный КПД, представляющий собой отношение действительной подачи насоса к его теоретической подаче, учитывающий объемные утечки жидкости из рабочей камеры насоса и зависящий от его конструкции, размеров, частоты хода и давления; ориентировочные значения η_0 находятся в пределах 0,85 – 0,99.

Теоретическая секундная подача однопоршневого насоса одностороннего действия (см. рис. 30.1) определяется выражением

$$Q_{\tau} = (\pi D^2/4) l (n/60), \quad (30.2)$$

однопоршневого насоса двустороннего действия

$$Q_{\tau} = (\pi(D^2 - d^2)/4) l (n/60), \quad (30.3)$$

где D и d – соответственно диаметры поршня и штока; l – ход поршня; n – число двойных ходов поршня в минуту.

При числе поршней i теоретическая секундная подача насоса, определяемая выражениями (30.2) и (30.3), увеличивается в i раз.

Давление насоса определяется выражением

$$p = p_{\text{вак}} + p_{\text{ман}} + \rho (V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2)/2 + \rho g z_0,$$

где $p_{\text{вак}}$ и $p_{\text{ман}}$ – соответственно показания вакуумметра и манометра, присоединенных к насосу; $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{в}}$ – средние скорости жидкости в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса (в местах контроля давлений); z_0 – вертикальное расстояние между центрами тяжести сечений, где подключены измерительные приборы.

В большинстве поршневых насосов диаметры всасывающего (подводящего) и нагнетательного (отводящего) патрубков одинаковы, а значит, одинаковы и средние скорости движения жидкости в них, поэтому $(V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2) / 2 = 0$; зачастую и $z_0 = 0$. Если же эти величины и не равны нулю, ими можно пренебречь, поскольку они малы по сравнению с величиной $(p_{\text{вак}} + p_{\text{ман}})$.

Исходя из сказанного давление насоса обычно определяют выражением

$$p = p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}$$

или

$$p = p_{\text{вак}} + p_{\text{ман}} + z_0. \quad (30.4)$$

Полезная мощность насоса определяется формулой

$$N_{\text{п}} = pQ / 1000, \text{ кВт}, \quad (30.5)$$

где p – давление насоса, Н/м² (Па); Q – подача насоса, м³ /с.

В связи с наличием потерь давления $p_{\text{тр}}$ при движении жидкости через насос (главным образом через клапанные отверстия) поршень должен подвести к жидкости, находящейся в рабочей камере насо-

са, индикаторную мощность $N_{и}$ несколько большую, чем полезная мощность $N_{п}$, сообщаемая насосом подаваемой жидкости и определяемая зависимостью (30.5).

Индикаторная мощность определяется выражением

$$N_{и} = p_{и} Q_{т} / 1000, \text{ кВт}, \quad (30.6)$$

где $Q_{т}$ – теоретическая подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$, определяемая в зависимости от типа насоса выражением (30.2) или (30.3); $p_{и}$ – среднее индикаторное давление, Па, определяемое по средней высоте $h_{и}$ индикаторной диаграммы, снятой с помощью индикатора давления:

$$p_{и} = k h_{и}; \quad (30.7)$$

k – тарировочный коэффициент индикатора, соответствующий характеристике пружины индикатора.

Нормальная индикаторная диаграмма поршневого насоса, снабженного воздушными колпаками, приведена на рис. 30.8.

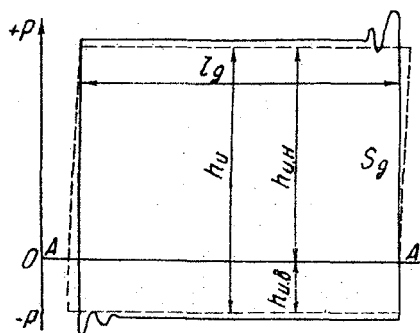


Рис. 30.8. Индикаторная диаграмма

Отдельные, наиболее характерные искажения индикаторных диаграмм, вызванные разными причинами, приведены в некоторых учебных и справочных пособиях [9, 19, 21].

Средняя высота индикаторной диаграммы $h_{и}$ определяется по формуле

$$h_{и} = S_{д} / l_{д}, \quad (30.8)$$

где S_d – площадь индикаторной диаграммы;

l_d – ее длина.

Средняя высота индикаторной диаграммы может быть найдена и путем деления ее на ряд вертикальных полосок с последующим определением высоты каждой из них [15].

Отношение полезной мощности насоса к индикаторной определяет индикаторный КПД:

$$\eta_{и} = N_{п} / N_{и} \quad (30.9)$$

На основании выражений (30.5) и (30.6) равенство (30.9) принимает вид

$$\eta_{и} = \eta_{г} \eta_{0}, \quad (30.10)$$

где $\eta_{г}$ – гидравлический КПД насоса:

$$\eta_{г} = p / p_{и}. \quad (30.11)$$

Ориентировочные значения $\eta_{г}$ находятся в пределах 0,70...0,90.

Из (30.10) следует, что индикаторный КПД учитывает как гидравлические потери, так и объемные утечки жидкости в насосе.

В свою очередь индикаторная мощность $N_{и}$ меньше мощности N , потребляемой собственно насосом, т. е. подводимой к валу насоса, вследствие механических потерь $N_{мех}$, затрачиваемых на преодоление сил трения между деталями механизма насоса (в подшипниках, сальниках и др.), а также трения поршня о внутреннюю поверхность цилиндра:

$$N - N_{и} = N_{мех}.$$

Эти потери учитываются механическим КПД насоса

$$\eta_{м} = N_{и} / N.$$

Численные значения $\eta_{м}$ находятся в пределах 0,85...0,90.

Прочие механические потери в передаточном механизме (в редукторе, клиноременной передаче и др.) учитываются КПД передачи $\eta_{пер}$, численное значение которого можно принять равным 0,90 [5].

Если вал двигателя и вал насоса (кривошип) соединены с помощью редуктора непосредственно (без клиноременной передачи), $\eta_{\text{пер}} = 0,90 - 0,95$. Тогда общий механический КПД насосного агрегата

$$\eta_{\text{м.общ}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пер}}$$

В свою очередь КПД передачи может быть определен из следующего соотношения:

$$\eta_{\text{пер}} = N / N_{\text{в}}$$

где $N_{\text{в}}$ – мощность на валу электродвигателя. Наиболее часто $N_{\text{в}}$ определяется с помощью мотор-весов, а иногда с помощью электроизмерительных приборов, которые измеряют мощность электрического тока, питающего электродвигатель.

Таким образом, мощность, потребляемая собственно насосом, или мощность на валу насоса может быть определена по формуле

$$N = \eta_{\text{пер}} N_{\text{в}} \quad (30.13)$$

Отношение полезной мощности насоса $N_{\text{п}}$ к мощности, подводимой к валу насоса N , определяет КПД насоса:

$$\eta = N_{\text{п}} / N \quad (30.14)$$

КПД насоса может быть выражен иначе:

$$\eta = \eta_0 \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}} \quad (30.15)$$

При построении характеристики насосного агрегата его КПД определяется по формуле

$$\eta_{\text{а}} = N_{\text{п}} / N_{\text{с}} \quad (30.16)$$

где $N_{\text{с}}$ – мощность, потребляемая агрегатом из сети и определяемая по показаниям ваттметра, включенного в сеть питания.

Описание опытной установки

Опытная установка (рис. 30.9) включает следующие основные элементы: насос 1 с электродвигателем и механической передачей, всасывающий 17, напорный 7 и сливной 11 трубопроводы, питающий 19 и приемный 4 резервуары, измерительную аппаратуру.

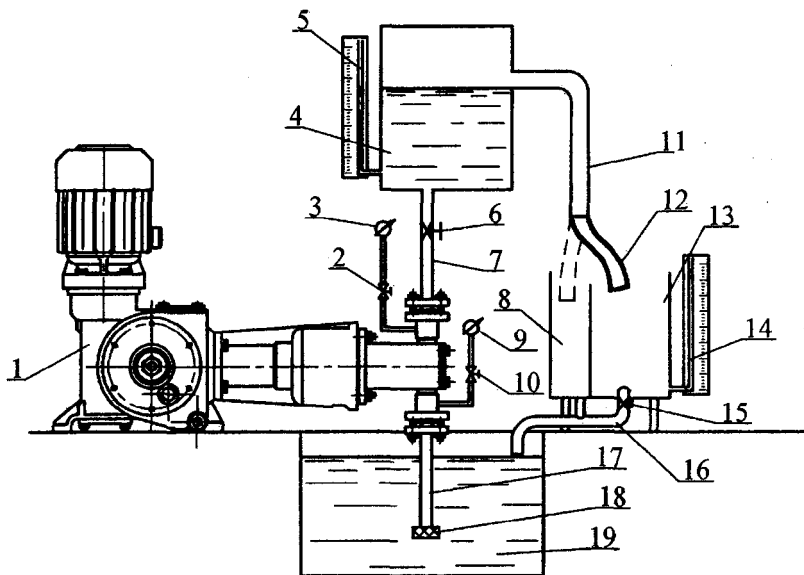


Рис. 30.9. Схема экспериментальной установки:

1 – насос; 2, 10 – трехходовые краны; 3 – манометр; 4 – приемный резервуар; 5, 14 – пьезометры; 6 – вентиль; 7 – напорный трубопровод; 8 – холостой сброс; 9 – вакуумметр; 11 – сливной трубопровод; 12 – гибкий шланг; 13 – мерный отсек сливного резервуара; 15 – кран; 16 – слив сливного резервуара; 17 – всасывающий трубопровод; 18 – приемное устройство; 19 – питающий резервуар

Насос 1 – это одноплунжерный дозировочный насос со всасывающим и напорным клапанами. Всасывающий трубопровод 17 снабжен приемным устройством 18, включающим предохранительную сетку и обратный клапан; по трубопроводу 17 вода из питающего резервуара 19 поступает в насос 1.

По напорному трубопроводу 7, снабженному вентилем 6, вода поступает в приемный резервуар 4. Сливной трубопровод 11 снабжен гибким шлангом 12, при помощи которого вода может направ-

ляться либо в мерный отсек сливного резервуара 13, либо в холостой сброс 8.

Измерительная аппаратура включает: пружинный вакуумметр 9, присоединенный к всасывающему патрубку насоса 1, пружинный манометр 3, присоединенный к напорному патрубку насоса 1 (на соединительных трубках установлены трехходовые краны 2 и 10, служащие для продувки и проливки приборов), ваттметр, тахометр и секундомер (на рисунке не показаны).

Для снятия индикаторной диаграммы к рабочей камере насоса подключается индикатор давления (см. лабораторную работу № 9, рис. 9.2). Определение площади S_d индикаторной диаграммы производится планиметром или палеткой.

Порядок выполнения работы

При полностью открытом вентиле 6 на напорном трубопроводе 7 включить насос 1, который должен проработать не менее 5-6 минут до начала первого измерения, для того, чтобы режим работы насоса стал установившимся, а показания приборов стабильными. После того как вода из приемного резервуара 4 начнет сливаться по сливной трубе 11, приступить к определению подачи насоса, для этого надо определить объем воды V , поступившей в мерный отсек сливного резервуара 13, и секундомером определить длительность его заполнения.

Частоту вращения n (об/мин) коленчатого вала (или число двойных ходов поршня) определить либо тахометром, либо визуально.

Зарегистрировать показания манометра $p_{\text{ман}}$, вакуумметра $p_{\text{вак}}$ и электроизмерительных приборов. Этим завершается проведение опыта, соответствующего начальному режиму работы насоса.

Установление второго и последующего режимов работы насоса достигается увеличением гидравлического сопротивления в сети путем постепенного прикрытия вентиля 6 на напорном трубопроводе 7.

Общее количество опытов должно быть не менее 8-10.

При каждом режиме работы насоса производятся все перечисленные выше измерения.

При работе насоса в одном из режимов снимается индикаторная диаграмма. Для этого на барабан индикатора наматывается специальная бумага. Прижимая рычажок с карандашом к барабану, по-

следний медленно поворачивают вокруг его оси. Так как цилиндр индикатора не соединен пока еще с рабочим цилиндром насоса и находится под атмосферным давлением, линия, прочерченная на бумаге, соответствует атмосферному давлению.

После этого шнур индикатора с помощью специального крючка соединяют со штоком поршня, открывают трехходовой краник на штуцере индикатора и тем самым соединяют его цилиндр с рабочей полостью насоса. Рычажок с карандашом снова прижимается к барабану, и после одного оборота вала насоса, что соответствует двойному ходу поршня, краник поворачивается, индикатор отключается. Затем бумага с нанесенной на ней индикаторной диаграммой снимается с барабана.

В насосах двух-, трех- и многопоршневых (многоплунжерных) индикаторная диаграмма снимается для каждой рабочей камеры.

Обработка опытных данных

1. По количеству воды V , поступившей в мерный отсек бака, и длительности опыта t определить подачу насоса $Q = V / t$.

2. По измеренной частоте вращения вала насоса (числу двойных ходов) n и по заданным значениям диаметров поршня и штока, а также хода поршня с помощью формулы (30.3) подсчитать теоретическую подачу насоса Q_T .

3. По формуле (30.1) подсчитать объемный КПД насоса $\eta_o = Q / Q_T$.

4. По показаниям вакуумметра и манометра с помощью выражения (30.4) определить давление насоса p .

5. С помощью выражения (30.5) подсчитать полезную мощность насоса $N_{п.}$

6. По формуле (30.13) подсчитать мощность, потребляемую собственно насосом, или мощность на валу насоса N , при этом мощность на валу электродвигателя N_e определяется по потребляемой им электрической мощности, фиксируемой ваттметром.

Численные значения $\eta_{пер}$ в зависимости от типа передачи приведены выше, в общих сведениях.

7. С помощью выражения (30.14) подсчитать КПД насоса.

Все результаты измерений и подсчетов вносятся в соответствующие графы табл. 30.1.

Таблица 30.1

Номер опыта	Определение подачи насоса		Частота вращения вала насоса n	Теоретическая подача насоса Q_m по (30.3)	Объемный КПД насоса η_v по (30.1)	Определение давления насоса			Полезная мощность насоса N_g по (30.5)	Определение мощности насоса		КПД насоса η по (30.14)
	Объем воды V	Длительность опыта t				Подача $Q = V/t$	Показания вакуумметра $P_{\text{вак}}$	Показания манометра $P_{\text{ман}}$		Давление насоса p по (30.4)	Мощность на валу электродвигателя N_s	

- Примечания: 1. Марка насоса: диаметр поршня $D =$; диаметр штока $d =$; ход поршня $l =$.
 2. Вертикальное расстояние между местами подключения манометра и вакуумметра $z_0 =$.
 3. Принятое значение КПД передачи $\eta_{\text{пер}} =$.

По полученным результатам измерений и вычислений построить характеристику насоса, т. е. графическая связь между основными показателями насоса $Q - p$, $N - p$ и $\eta - p$.

По снятой для одного или нескольких опытов индикаторной диаграмме определить следующие параметры:

- 1) площадь диаграммы S_d ;
- 2) длину диаграммы l_d ;
- 3) среднюю высоту диаграммы h_n по выражению (30.8);
- 4) с учетом тарировочного коэффициента k среднее индикаторное давление p_n по выражению (30.7);
- 5) гидравлический КПД насоса η_r по выражению (30.11);
- 6) индикаторную мощность N_n по выражению (30.6);
- 7) индикаторный КПД η_n по выражению (30.9) и для сравнения по выражению (30.10).

Все результаты обработки индикаторной диаграммы сводятся в табл. 30.2.

Таблица 30.2

Номер опыта	Площадь индикаторной диаграммы S_d	Длина диаграммы l_d	Средняя высота диаграммы h_n	Тарировочный коэффициент диаграммы k	Среднее индикаторное давление $P_n = k h_n$	Гидравлический КПД η_r по (30.11)	Индикаторная мощность N_n по (30.6)	Индикаторный КПД	
								η_n по (30.9)	η_n по (30.10)

По виду снятой индикаторной диаграммы произвести анализ работы насоса.

Лабораторная работа № 31

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА

Цель работы

1. Ознакомление с конструкцией и принципом действия наиболее часто применяемых в гидросистемах роторных насосов – роторно-поршневых, пластинчатых и шестеренных.
2. Определение рабочего объема роторных насосов по данным измерений отдельных их элементов.

Общие сведения

К роторным относятся объемные насосы, в которых осуществляется вытеснение жидкости из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей. Рабочая камера насоса представляет собой замкнутое пространство, попеременно сообщаемое то со всасывающей, то с напорной полостями. При сообщении рабочей камеры со всасывающей полостью ее объем увеличивается, что приводит к уменьшению давления и поступлению в нее жидкости, а при сообщении с напорной полостью объем камеры уменьшается, в результате чего жидкость вытесняется в напорную линию.

Таким образом, рабочий процесс роторных насосов состоит из заполнения рабочих камер жидкостью, замыкания рабочих камер, перемещения их в пространстве и вытеснения жидкости из рабочих камер вытеснителями. Периодическое изменение объема рабочих камер происходит в результате перемещения как самих камер, так и вытеснителей.

Роторный насос состоит из неподвижного статора, вращающегося ротора и вытеснителей. По характеру движения вытеснителей насосы делятся на роторно-вращательные и роторно-поступательные. К роторно-вращательным относятся шестеренные и винтовые насосы, а к роторно-поступательным – пластинчатые (шиберные) и роторно-поршневые.

Описание конструкций изучаемых насосов

Роторно-поршневые насосы. Рабочие камеры роторно-поршневых насосов выполнены в виде цилиндров, расположенных внутри ротора, вытеснителями являются поршни или плунжеры. По расположению рабочих камер относительно оси вращения ротора насосы делятся на радиальные и аксиальные.

Радиальный роторно-поршневой насос схематично представлен на рис. 31.1 и 31.2 (вид сбоку). В радиальном роторно-поршневом насосе рабочие камеры и вытеснители расположены радиально относительно оси вращения ротора. Ось ротора 2 расположена эксцентрично по отношению к оси статора 1.

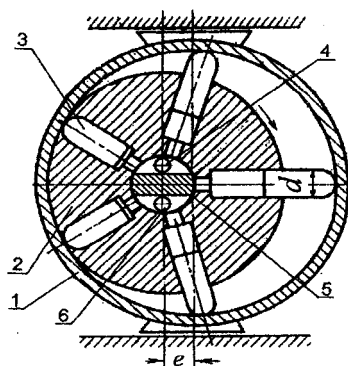


Рис. 31.1. Роторно-поршневой насос:

- 1 – статор; 2 – ротор; 3 – плунжер; 4 – всасывающее отверстие; 5 – ось (цапфа); 6 – нагнетательное отверстие

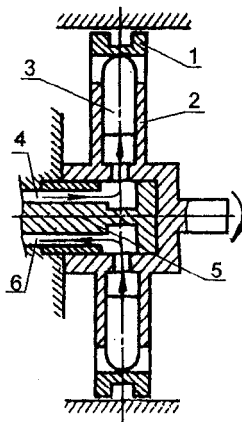


Рис. 31.2. Роторно-поршневой насос (вид сбоку):

1 – статор; 2 – ротор; 3 – плунжер; 4 – всасывающее отверстие; 5 – ось (цапфа); 6 – нагнетательное отверстие

Вытеснители, выполненные в виде плунжеров 3, под действием пружин или центробежной силы прижимаются своими сферическими головками к поверхности статора 1 и при вращении ротора совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Распределение жидкости производится распределительной осью (цапфой) 5, в которой имеются продольно расположенные всасывающее 4 и нагнетательное 6 отверстия.

Всасывающее 4 и нагнетательное 6 отверстия соединяются со всасывающим и напорным трубопроводами. При вращении ротора по часовой стрелке цилиндры поочередно соединяются со всасывающим отверстием 4, когда плунжеры 3 выдвигаются из цилиндров, и с отверстием 6, когда плунжеры перемещаются в направлении к оси вращения ротора 2 при обратном движении плунжеров.

Когда отверстия в днище цилиндра, соединяющие цилиндры с отверстиями 4 или 6, перекрываются перемычкой на оси 5, разделяющей всасывающее 4 и нагнетательное 6 отверстия (см. рис.31.1), происходит замыкание рабочей камеры. За один оборот ротора каждая камера замыкается дважды; плунжер в это время совершает ход, равный удвоенному эксцентриситету e . Рабочая камера в радиальном роторно-поршневом насосе представляет собой объем, ограниченный внутренней поверхностью расположенных в роторе 2 цилиндров, и нижним торцом плунжеров 3.

Рабочий объем соответствует идеальной подаче насоса за один оборот ротора и выражается формулой

$$V_0 = (\pi d^2 / 2) e z,$$

где d – диаметр цилиндра; e – эксцентриситет; z – число цилиндров.

Подача радиального роторно-поршневого насоса регулируется изменением эксцентриситета e .

Аксиальные роторно-поршневые насосы отличаются от радиальных тем, что поршни у них совершают возвратно-поступательное движение в направлении, параллельном или близком к параллельному относительно оси блока цилиндров. Эти насосы выполняются с наклонным цилиндрическим блоком или наклонной шайбой.

Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой схематично представлен на рис. 31.3.

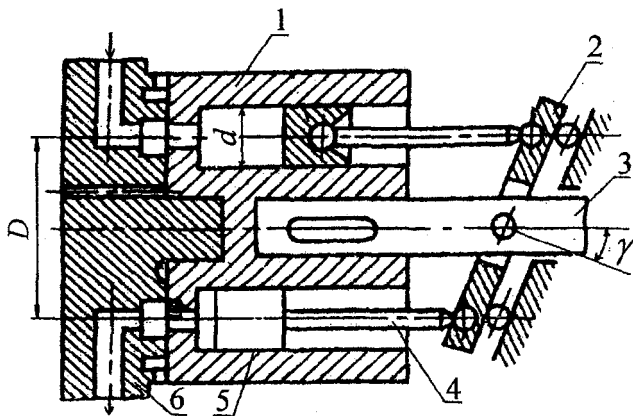


Рис. 31.3. Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой:

- 1 – блок цилиндров; 2 – наклонная шайба; 3 – вал; 4 – шток; 5 – поршень;
6 – опорно-распределительный диск

Основными элементами насоса являются: блок цилиндров (ротор) 1, наклонная шайба 2, поршни (плунжеры) 5 и опорно-распределительный диск 6, составляющий часть статора. При вращении блока цилиндров 1 вместе с валом 3 вокруг продольной оси вращаются поршни 5, связанные шарнирами со штоками 4 и наклонной

шайбой 2, вследствие чего поршни совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах, при этом камеры сообщаются поочередно с дугообразными окнами 2, выполненными в корпусе 1 упорно-распределительного диска (рис. 31.4), одно из которых сообщается со всасывающим трубопроводом, а другое – с напорным.

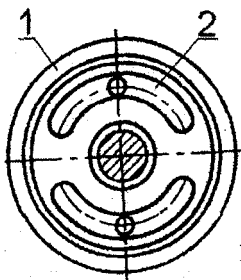


Рис. 31.4. Упорно-распределительный диск:
1 – корпус диска; 2 – дугообразное окно

Рабочей камерой в аксиально-поршневом насосе с наклонной шайбой является объём, ограниченный внутренней поверхностью цилиндров, расположенных в блоке цилиндров 1, и торцом поршней 5 (см. рис. 31.3).

Ход плунжеров 1 определяется углом наклона шайбы γ и равен $Dt\gamma$. Рабочий объём определяется выражением

$$V_0 = (\pi d^2/4)Dt\gamma z,$$

где D – диаметр окружности расположения осей цилиндров.

Подача аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой может изменяться за счёт изменения угла наклона γ шайбы.

Аксиально-поршневой насос с наклонным цилиндрическим блоком (рис. 31.5) отличается от насоса с наклонной шайбой тем, что ось вращения цилиндрического блока 3 наклонена к оси вращения приводного вала на угол α . Передача момента вращения от ведущего вала 7 к цилиндрическому блоку 3 осуществляется посредством кардана или через штоки поршней. На рис. 31.5 приведена схема насоса с наклонным цилиндрическим блоком и бескарданной связью.

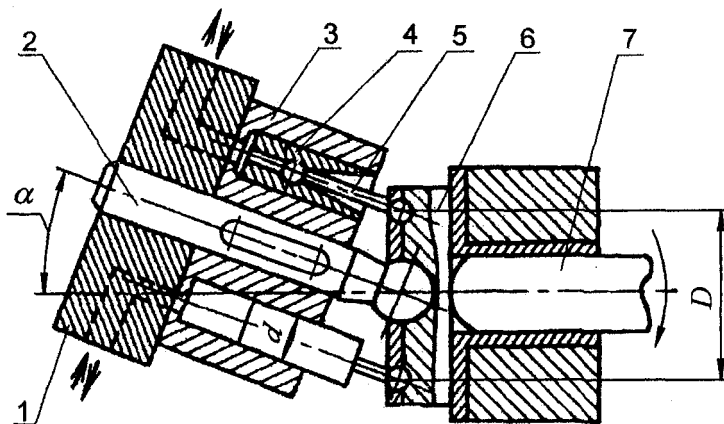


Рис. 31.5. Аксиально-поршневой насос с наклонным цилиндрическим блоком:
 1 – упорно-распределительный диск; 2 – вал; 3 – цилиндр; 4 – поршень;
 5 – шток; 6 – шайба; 7 – ведущий вал

Основными элементами насоса являются цилиндрический блок (ротор) 3, поршни 4, штоки 5, соединённые шарнирно с поршнями 4 и шайбой 6, которая жестко связана с ведущим валом 7. Распределение жидкости осуществляется, как и в насосах с наклонной шайбой, посредством упорно-распределительного диска 1. Центровка цилиндрического блока и опорно-распределительного диска обеспечивается валом 2. Рабочей камерой в аксиально-поршневом насосе с наклонным цилиндрическим блоком является объём, ограниченный внутренней поверхностью цилиндров, расположенных в цилиндрическом блоке 3, и торцом поршней 4.

Рабочий объём при числе цилиндров z и диаметре d определяется по зависимости

$$V_0 = (\pi d^2/4)D \sin\alpha z.$$

Подача аксиально-поршневого насоса с наклонным цилиндрическим блоком может изменяться за счёт изменения угла α наклона цилиндрического блока.

Пластинчатые насосы разделяются на насосы однократного и двукратного действия.

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 31.6) состоит из ротора 3, в пазах которого размещены пластины 4, перемещающиеся радиально и вращающиеся вместе с ротором 3, и статора 1. Ось вращения ротора 3 смещена по отношению к оси симметрии статора 1 на величину эксцентриситета e . В статоре имеются окна, сообщающиеся со всасывающим 2 и нагнетательным 5 отверстиями, к которым подсоединены всасывающий и напорный трубопроводы.

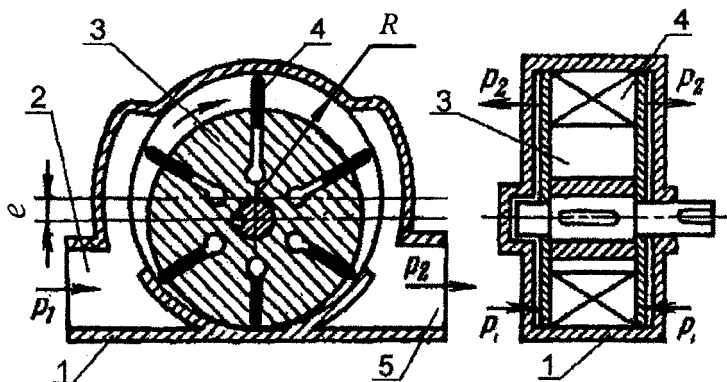


Рис. 31.6. Пластинчатый насос:

1 – статор; 2 – всасывающее отверстие; 3 – ротор; 4 – пластины;
5 – нагнетательное отверстие

Длина дуги перемычки статора между окнами всасывающего 2 и нагнетательного 5 отверстий выполняется несколько больше углового шага между пластинами $2\pi/z$ (z – число пластин) для предотвращения перетекания рабочей жидкости из зоны повышенного давления в зону всасывания. Рабочей камерой пластинчатого насоса является объём, ограниченный внутренней поверхностью статора 1, наружной поверхностью ротора 3 и двумя соседними пластинами. Рабочий объём рассматриваемого насоса равен разности между объёмом кольца толщиной $2e$, шириной, равной ширине ротора b , и радиусом средней окружности кольца, равной радиусу статора R , и объёмом, занимаемым пластинами, т. е.

$$V_0 = (2\pi R - \delta z)2be,$$

где δ – толщина пластины.

Подача пластинчатого насоса однократного действия может изменяться за счёт изменения эксцентриситета e .

Пластинчатый насос двукратного действия состоит из цилиндрического ротора 2 (рис. 31.7) с пластинами 3, расположенными в пазах ротора, и статора 1.

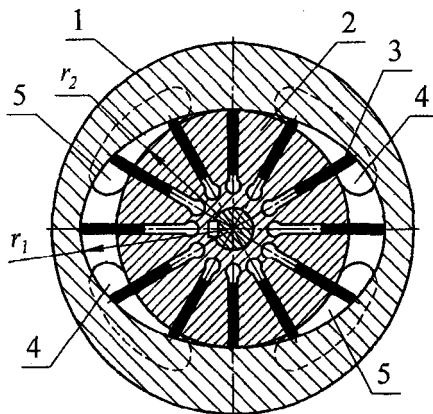


Рис. 31.7. Пластинчатый насос двукратного действия:
1 – статор; 2 – ротор; 3 – пластина; 4 – всасывающее окно;
5 – нагнетательное окно

В статоре имеются четыре окна. Окна 4 и 5 попарно соединены со всасывающим и напорным трубопроводами. Участки статорного кольца, расположенные между окнами, описаны дугами окружностей радиусами r_1 и r_2 из центра ротора, а участки в пределах окон выполнены в виде плавных кривых. При такой форме поверхности статорного кольца величина объема жидкости, заключённой между двумя соседними пластинами, во время их перемещения по переключкам не изменяется. Рабочий объем насоса определяется удвоенным объемом кольца, образованного радиусами r_1 и r_2 , и шириной b ротора за вычетом объема, занимаемого выдвинутой частью пластин. Поэтому рабочий объем равен:

при радиальном расположении пазов пластин в роторе

$$V_0 = 2[\pi (r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2) \delta z] b,$$

при расположении пазов под углом α к радиусу ротора

$$V_0 = 2 [\pi (r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2) / \cos \alpha] \delta z] b.$$

Подача пластинчатого насоса двукратного действия может изменяться только за счёт изменения частоты вращения ротора.

Шестеренные насосы делятся на насосы с внешним и внутренним зацеплением.

Насосы с внешним зацеплением чаще всего выполняются в виде пары одинаковых косозубых, шевронных или прямозубых шестерен. На рис. 31.8 представлена схема шестерённого насоса с косозубыми шестернями. Ведущая 3 и ведомая 4 шестерни находятся в зацеплении и установлены в корпусе 2 с небольшими зазорами. Торец корпуса 2 закрыт крышкой 1.

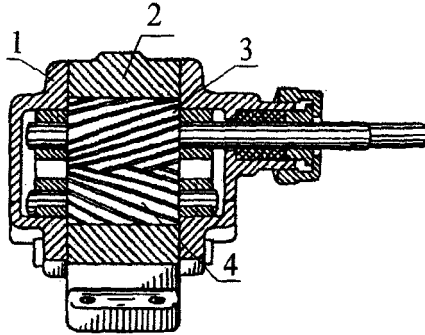


Рис. 31.8. Шестеренный насос с косозубыми шестернями:

1 – крышка корпуса; 2 – корпус; 3 – ведущая шестерня; 4 – ведомая шестерня

На рис. 31.9 представлена схема шестерённого насоса с прямозубыми шестернями. Пара одинаковых шестерён, одна из которых является ведущей, а вторая – ведомой, расположены в корпусе 3. По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости 4 и 5, соединенные со всасывающей и напорной линиями. С торцевых сторон корпус замыкается торцевыми дисками. При вращении шестерен во всасывающей полости зубья выходят из зацепления. Увеличение объема впадин между зубьями, которые являются рабочими камерами, обуславливает уменьшение давления во всасывающей полости и заполнение ее жидкостью. Перемещение рабочих камер приводит к замыканию камеры. Когда рабочие камеры переместятся в полость нагнетания, зубья шестерен входят в зацепление и вытесняют жидкость в напорную линию.

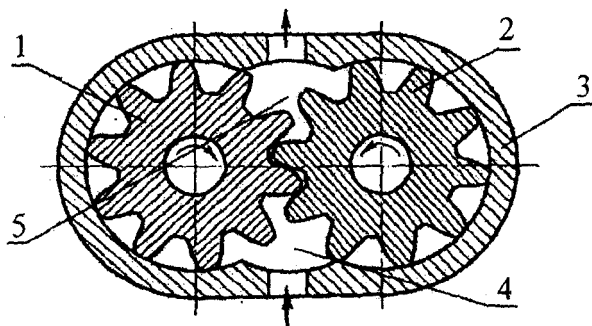


Рис. 31.9. Шестеренный насос с прямозубыми шестернями:
 1 – шестерня ведущая; 2 – шестерня ведомая; 3 – корпус; 4 – полость всасывания;
 5 – полость нагнетания

За один оборот шестерен рабочий объем насоса с двумя одинаковыми шестернями, в предположении, что объем зубьев равен объему впадин, можно определить как сумму объемов впадин обеих шестерен, что соответствует объему кольца, имеющему наружный диаметр, равный диаметру окружности выступов шестерен толщиной, равной высоте зуба h , и шириной, равной ширине шестерни b . Объем этого кольца можно выразить как произведение длины начальной окружности на площадь сечения этого кольца, т. е.

$$V_0 = \pi d h b,$$

где диаметр начальной окружности $d = mz$ и $h = 2m$ (m – модуль зацепления). Тогда

$$V_0 = 2\pi m^2 z b,$$

где z – число зубьев шестерен.

Однако поскольку у шестерен объем впадин между зубьями несколько больше объема самих зубьев, уточненная формула для определения рабочего объема насоса имеет вид

$$V_0 = 7m^2 z b.$$

Подача шестеренного насоса может изменяться только за счёт изменения частоты вращения ведомой шестерни.

Порядок выполнения работы

1. Произвести разборку разных типов роторных насосов.
2. Выяснить назначение отдельных элементов, входящих в конструкцию насоса.
3. Измерить характерные размеры насоса, необходимые для вычисления его рабочего объема.
4. Собрать насос с закреплением отдельных его элементов.

Обработка опытных данных

По данным измерений отдельных элементов насоса, в зависимости от его конструкции, на основании приведенных выше формул вычислить рабочий объем насоса.

Лабораторная работа № 32

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Цель работы: изучение стенда для испытаний шестеренного насоса и построения характеристики шестеренного насоса с предохранительным клапаном ($Q = f(p)$, $\eta_o = f(p)$) при постоянной частоте вращения.

Характеристика насоса – графическая зависимость основных технических показателей от давления при постоянных значениях частоты вращения рабочих органов, вязкости и плотности жидкости на входе в насос. Характеристику насоса, имеющего предохранительный клапан, получают в результате испытаний насоса, доводя давление нагнетания до величины, при которой вся фактическая подача проходит через предохранительный клапан.

Описание опытной установки

Электрогидравлическая схема опытной установки показана на рис. 32.1.

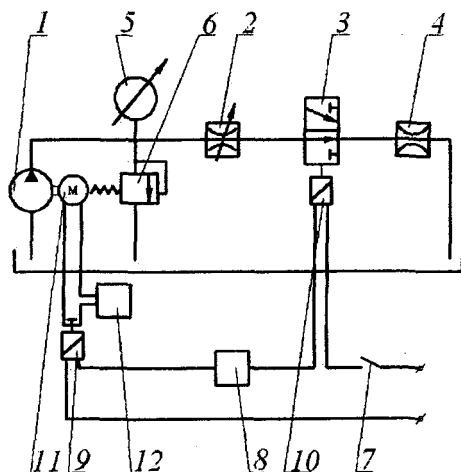


Рис. 32.1

Гидравлическая схема состоит из шестеренного насоса 1, последовательно соединенного с дросселем 2, гидрораспределителем 3 и расходомером 4. Непосредственно к нагнетательной линии насоса подсоединены манометр 5 и предохранительный клапан 6.

Электрическая схема состоит из двух контуров. Первый контур, питаемый от электросети, имеет выключатель 7, электросекундомер 8, реле 9 и соединен с электромагнитом 10 гидрораспределителя 3.

Второй контур имеет датчик импульсов 11 насоса 1, счетчик импульсов 12 и соединен с реле 9.

Работает установка следующим образом.

Насос подает рабочую жидкость в нагнетательную линию. Давление на выходе из насоса регулируется с помощью дросселя 2 и измеряется манометром 5. При разомкнутых контурах выключателя 7 рабочая жидкость из распределителя 3 поступает на слив. При замыкании контактов выключателя 7 включается электросекундомер 8, срабатывает электромагнит 10, гидрораспределитель переключает поток рабочей жидкости со слива на расходомер 4. Одновременно реле 9 замыкает контакты второго контура, включая счетчик импульсов 12.

При размыкании контактов выключателя 7 останавливается электросекундомер 8, золотник 3 переключает поток с расходомера 4 на слив, реле 9 выключает счетчик импульсов 12.

Порядок выполнения работы

1. Дроссель установить на минимальное давление.
2. Включить насос.
3. Установить на «0» стрелки приборов: секундомера, расходомера, счетчика импульсов.
4. Выключателем 7 включить систему измерительных приборов: расходомер, электросекундомер, счетчик импульсов. По истечении не менее 30 секунд приборы отключаются.
5. Показания занести в таблицу, а затем их стрелки установить на «0».
6. Аналогично провести 4-5 опытов при различных давлениях на выходе из насоса, при этом 2-3 замера провести с работающим предохранительным клапаном.

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта подсчитать:
 - а) подачу насосного агрегата

$$Q_{\text{н.а.}} = \frac{W}{t},$$

- где W – объем жидкости, прошедшей через расходомер за время t ;
- б) частоту вращения вала электродвигателя

$$n = \frac{n'}{t},$$

где n' – число оборотов вала электродвигателя за опыт (в течение времени t).

2. По полученным данным на миллиметровой бумаге в строго выдержанном масштабе построить график $n = f(p)$. Методом транспозиции, т. е. продолжением линии n до пересечения с осью ординат найти значения n_0 при $p = 0$.

3. Для каждого опыта подсчитываются:
 - а) подача насоса

$$Q = Q_{\text{н.а.}} \frac{n_0}{n};$$

б) объемный КПД насоса, работающего совместно с предохранительным клапаном:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_0},$$

где Q_0 – теоретическая подача шестеренного насоса: $Q_0 = V_0 n$, V_0 – рабочий объем насоса. Для шестеренного насоса НШ-32, используемого в работе, $V_0 = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Полученные результаты занести в таблицу.

№	Давление P , МПа	Объем жидкости W , м ³	Число оборотов n'	Время опыта t , с	Подача, м ³ /с		Частота вращения n , об/с	Объемный КПД η_o
					насосного агрегата $Q_{н.а.}$	насоса Q		

4. По результатам обработки полученных данных построить графики $Q = f(p)$ и $\eta_o = f(p)$.

Лабораторная работа № 33

ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С ДРОССЕЛЬНЫМ СПОСОБОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Цель работы

1. Ознакомление с опытной установкой для испытания объемного гидропривода с дроссельным способом регулирования скорости выходного звена.

2. Построение графиков $V_n = f(F)$ (нагрузочная характеристика ОГП) и $\eta = f(F)$ (энергетическая характеристика гидроцилиндра (ГЦ)).

Общие сведения

Под гидроприводом (ГП) понимают совокупность устройств – гидромашин и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии на расстояние посредством жидкости. ГП, содержащий объемные гидромашин (насосы, двигатели), называется объемным. Работа объемного гидропривода (ОГП) поступательного движения основана на использовании гидроцилиндров (ГЦ) с аналогичным характером движения выходного звена. Процесс изменения направления и скорости движения поршня, а также величин усилия и мощности называется регулированием ОГП.

Регулирование работы ОГП производится путем изменения параметров потока рабочей жидкости (скорости, расхода и давления). Способ регулирования, при котором параметры потока изменяются с помощью регулирующей гидроаппаратуры, например, гидродросселя, называется дроссельным. При дроссельном способе регулирования часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную магистраль, не совершая полезной работы. Дроссель по отношению к ГЦ может включаться как последовательно, так и параллельно. Причем последовательное включение дросселя может быть реализовано либо на входе, либо на выходе из ГЦ. В данной работе, наряду с ознакомлением, проводятся испытания ОГП и ГЦ (схема с дросселем на входе в ГЦ), имеющие целью построение для последних соответственно нагрузочной $V_n = f(F)$ и энергетической $\eta = f(F)$ характеристик.

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис. 33.1) для проведения испытаний включает пластинчатый насос двухкратного действия 1 с электродвигателем 2, трехпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель 3, регулируемые дроссели 4, 5 с обратными клапанами 6, 7, ГЦ 8 со штоком 9 и поршнем 10. ГЦ 8 оснащен индукционными концевыми переключателями 11, 12. Замер давлений в

поршневой *A* и штоковой *B* полостях ГЦ 8 производится с помощью манометров 13, 14. Для слива рабочей жидкости в гидробак 15 при проведении испытаний параллельно насосу 1 смонтирован переливной клапан 16. Для очистки рабочей жидкости используются фильтры 17, 18. Переключение золотника в распределителе 3 из одной рабочей позиции в другую осуществляется с помощью электромагнитов 19, 20.

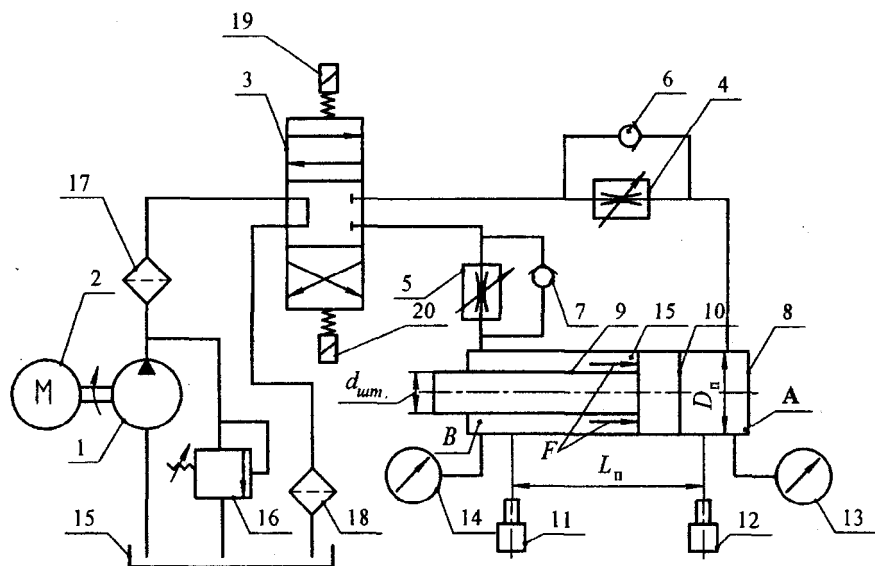


Рис. 33.1

Работа на экспериментальной установке осуществляется следующим образом. При нажатии на кнопку «Пуск» включается электродвигатель 2 и приводит в действие насос 1, который подает рабочую жидкость в нагнетательную линию. Жидкость при обесточенных электромагнитах 19, 20 проходит через распределитель (конструкция последнего выполнена с открытым центром) и вновь возвращается в бак 15. Электрические сигналы, управляющие работой электромагнитов 19, 20, формируются при срабатывании индукционных переключателей 11, 12. В свою очередь, формирование сигналов управления последними происходит при нахождении штока 9 в одном из крайних положений (либо левом, либо правом). Подведение штока 9 в любое из указанных положений осуществляется вручную

с помощью кнопок «Вправо» или «Влево», смонтированных на пульте управления. При нахождении штока 9 в одном из крайних положений срабатывает автоматическая система управления распределителем 3 от переключателей 11, 12, в результате чего шток с поршнем 10 приводится в возвратно-поступательное движение в ГЦ. Скорость поршня 10 в ГЦ регулируется с помощью дросселя 4, установленного на входе ГЦ. Для этого поворачивают лимб дросселя 4, что приводит к установлению различной величины коэффициента $\psi_{\text{вх}}$, который характеризует степень открытия проходного сечения дросселя ($\psi_{\text{вх}} = S_i / S_{\text{max}}$, где S_i и S_{max} — соответственно исходная и максимальная площади проходного сечения дросселя на входе в ГЦ). При этом за счет повышения давления в нагнетательной линии часть подачи насоса через переливной клапан сливается обратно в бак. При рабочем ходе (справа налево) поршень совершает работу, преодолевая нагрузку F , величина которой в основном будет зависеть от противодействия $p_{\text{шт}}$ жидкости в штоковой полости ГЦ. В данной схеме необходимая величина противодействия $p_{\text{шт}}$ создается с помощью дросселя 5 (подключен на выходе из ГЦ) путем изменения степени открытия его проходного сечения, характеризуемой коэффициентом $\psi_{\text{вых}}$. Для дросселя 5 по аналогии с дросселем 4 величина $\psi_{\text{вых}}$ также определяется из отношения площадей S_i и S_{max} ($\psi_{\text{вых}} = S_i / S_{\text{max}}$).

Порядок выполнения работы

1. Включить общий рубильник и нажать кнопку «Пуск насоса».
2. На пульте управления стенда нажать одну из кнопок: «Вправо», «Влево», что обеспечивает подведение штока ГЦ в одно из крайних положений. При достижении штоком ГЦ крайнего положения срабатывает система автоматического управления гидрораспределителем. С этого момента стенд переходит на автоматический режим работы, что обеспечивает непрерывное возвратно-поступательное движение штока с поршнем в ГЦ.
3. Спустя 5-6 мин после выхода на автоматический режим для входного дросселя 4 установить с помощью лимба первое значение коэффициента $\psi_{\text{вх},1}$, например, $\psi_{\text{вх},1} = 0,9$.
4. При данном значении $\psi_{\text{вх},1}$ установить в штоковой полости V гидроцилиндра несколько (5-7) возрастающих значений давления $p_{\text{шт}}$ (1, 2,

3, 4, 5, 6, 7 МПа) с помощью выходного дросселя 5. Обеспечивается это за счет перекрытия площади проходного сечения потока, сопровождаемого снижением коэффициента $\psi_{\text{вых}}$, например, от 0,9 до 0,1.

5. Для каждого значения $\psi_{\text{вых}}$ с помощью манометров 13, 14 измерить давления $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{шт}}$ соответственно в поршневой А и штоковой В полостях ГЦ. Одновременно с началом движения поршня включается секундомер и замеряется время рабочего хода t_p при прохождении штоком базового расстояния $L_{\text{п}}$ между концевыми выключателями 11, 12.

6. Установить с помощью входного дросселя 4 убывающие значения коэффициента $\psi_{\text{вх}}$ (0,8, 0,7, 0,6, 0,5, 0,4, 0,3, 0,2) и повторить опыты в последовательности, указанной в п. 3-4. Результаты измерений для каждого из указанных значений $\psi_{\text{вх}}$: занести в таблицу. Пример записи данных для коэффициента $\psi_{\text{вх}} = 0,1$ приводится в табл. 33.1.

Таблица 33.1

Таблица опытных данных для $\psi_{\text{вх},1} = 0,1$

Номер опыта	Коэффициент $\psi_{\text{вых}} = \frac{S_i}{S_{\text{max}}}$; $\psi_{\text{вых}} = 0,9 \dots 0,1$	Время рабочего хода t_p , с	Давление в полостях гидроцилиндра	
			в поршневой полости $p_{\text{п}}$, МПа	в штоковой полости $p_{\text{шт}}$, МПа
1				
2				
3				
4				
5				

Примечание: Диаметр поршня $D_{\text{п}} = 110$ мм;
диаметр штока $d_{\text{шт}} = 85$ мм;
ход поршня $L_{\text{п}} = 300$ мм.

7. После выполнения всех опытов нажать кнопку «Стоп насоса» и отключить общий рубильник.

Рабочий ход осуществляется при движении поршня в ГЦ справа налево.

Обработка опытных данных

1. Определить эффективные площади поршневой $S_{\text{п}}$ и штоковой $S_{\text{шт}}$ полостей ГЦ:

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}; \quad S_{\text{шт}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2).$$

2. Вычислить скорость поршня $V_{\text{п}} = \frac{L_{\text{п}}}{t_{\text{п}}}$.

3. Принимая для ГЦ с резиновыми уплотнениями величину объемного КПД $\eta_0 = 1$, определить расход жидкости $Q_{\text{п}}$ в поршневой полости:

$$Q_{\text{п}} = V_{\text{п}} \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}.$$

4. Определить нагрузку F (сила противодействия), создаваемую гидравлическим путем и действующую на поршень при рабочем ходе:

$$F = p_{\text{шт}} \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2), \text{ Н.}$$

5. Определить мощность N , потребляемую гидроцилиндром:

$$N = p_{\text{п}} \cdot Q_{\text{п}}, \text{ кВт.}$$

6. Найти полезную мощность $N_{\text{п}}$ на штоке гидроцилиндра

$$N_{\text{п}} = F \cdot V_{\text{п}}, \text{ кВт.}$$

7. Вычислить коэффициент полезного действия ГЦ η :

$$\eta = N_{\text{п}} / N.$$

Результаты вычислений занести в табл. 33.2

Таблица 33.2

Номер опыта	Скорость поршня $V_{\text{п}}$, м/с	Расход в поршневой полости $Q_{\text{п}}$, см ³ /с	Нагрузка, действующая на поршень, F , Н	Мощность ГЦ N , кВт	Мощность полезная ГЦ $N_{\text{п}}$, кВт	КПД ГЦ η , %
1						
...						
5						

По полученным данным построить характеристики ОГП ($V_n = f_1(F_{шт})$) и Гц ($\eta = f_2(F_{шт})$).

Примерный вид характеристик показан на рис. 33.2, а, б.

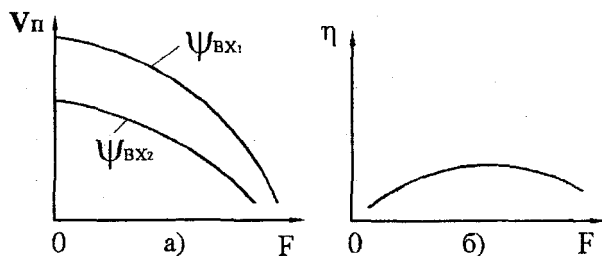


Рис. 33.2 Примеры характеристик:

а) $V_n = f(F, \Psi_{V_n})$; б) $\eta = f(F)$

Лабораторная работа № 34

ИСПЫТАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ (ГДП)

Цель работы

1. Ознакомление с экспериментальным стендом для испытаний гидродинамических передач (муфт и трансформаторов).
2. Проведение испытаний ГДП и построение их характеристик (внешней и приведенной).

Общие сведения

ГДП представляют собой сочетание лопастных гидромашин (центробежного насоса и гидротурбины), рабочие колеса которых предельно сближены и размещены соосно в общем корпусе. Впервые ГДП были созданы в Германии (1909–1910 гг.) профессором Фиттигером с целью использования в судовых установках для обеспечения эластичной связи между двигателем и гребным валом.

ГДП разделяются на гидродинамические муфты (ГМ) и трансформаторы (ГТ). Принципиальное различие между ними заключается в том, что при передаче мощности ГМ не изменяет величину

момента, а ГТ увеличивает его либо уменьшает (осуществляет трансформацию момента).

Принципиальная схема ГМ показана на рис. 34.1, где 1 – ведущий вал, 2 – ведомый вал, 3 – насосное колесо, 4 – турбинное колесо. Колеса 3, 4 образуют полость, заполненную рабочей жидкостью. Для исключения вытекания последней в конструкции ГМ имеется кожух 5, который соединяется с турбинным колесом 4 (может соединяться и с насосным колесом) и охватывает насосное колесо 3.

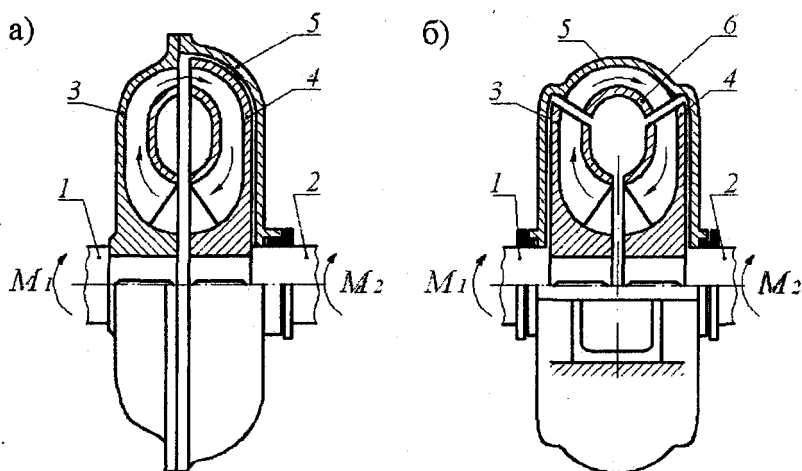


Рис. 34.1

При вращении насосного колеса, жестко связанного с ведущим валом, жидкость перемещается от центра к периферии и поступает в турбинное колесо. При этом поток воздействует на лопатки турбинного колеса и отдает ведомому валу ту энергию, которую он приобрел в насосном колесе. Выйдя из турбинного колеса, жидкость вновь попадает в насосное колесо, и таким образом в ГМ устанавливается замкнутая циркуляция потока.

В ГМ между насосным и турбинным колесами отсутствуют элементы, способные вызвать изменения момента количества движения в потоке жидкости. Поэтому, если пренебречь моментом трения вращающегося корпуса о воздух, можно считать, что моменты M_1 и M_2 соответственно на ведущем и ведомом валах равны между собой:

$$M_1 = M_2 = M_0. \quad (34.1)$$

Работа ГМ обеспечивается только в случае обгона насосным колесом турбинного. Относительная разность частот вращения насосного n_1 и турбинного n_2 колес называется скольжением S :

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1} = 1 - i,$$

где $i = n_2 / n_1$ – передаточное отношение.

Поскольку ГМ не изменяет момент, передаваемый с ведущего на ведомый вал, то для расчета её КПД $\eta_{\text{ГМ}}$ справедливо следующее выражение:

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i. \quad (34.2)$$

При скольжении S , равном нулю, движение жидкости по кругу циркуляции прекращается ($Q = 0$) и момент M , передаваемый ГМ, становится равным нулю. При уменьшении частоты вращения ведомого вала n_2 (при $n_1 = \text{const}$) расход Q в круге циркуляции возрастает, что приводит к увеличению момента, передаваемого ГМ.

Для оценки эксплуатационных качеств ГДП на практике используют внешнюю и приведенную характеристики. Внешней характеристикой ГМ (рис. 34.2) называют зависимости крутящего момента M и КПД $\eta_{\text{ГМ}}$ от частоты вращения n_2 (или от передаточного отношения i) при постоянном числе оборотов ($n_1 = \text{const}$) насосного колеса. Из рассмотрения графиков на рис. 34.2 видно, что зависимость $M = f(i)$ при возрастании i имеет вид падающей кривой. В зоне OA основных эксплуатационных режимов график $\eta = f(i)$ имеет линейный характер. В зоне AB , где $n_1 \rightarrow n_2$ и $i \rightarrow 1$, передаваемый момент и КПД резко снижаются, принимая нулевые значения при $i = 1$.

При необходимости передачи мощности с изменением крутящего момента используются ГТ. Принципиальной особенностью ГТ является то, что между насосным и турбинным колесом установлен неподвижный реактор δ (см. рис. 34.1, б), т. е. дополнительное ло-

пастное колесо, жестко связанное с кожухом 5. Учитывая наличие реактора в круге циркуляции, для ГТ вместо равенства (34.1) имеем

$$M_1 + M_3 = M_2, \quad (34.3)$$

где M_3 – момент на неподвижном лопастном колесе реактора, воспринимаемый кожухом 5.

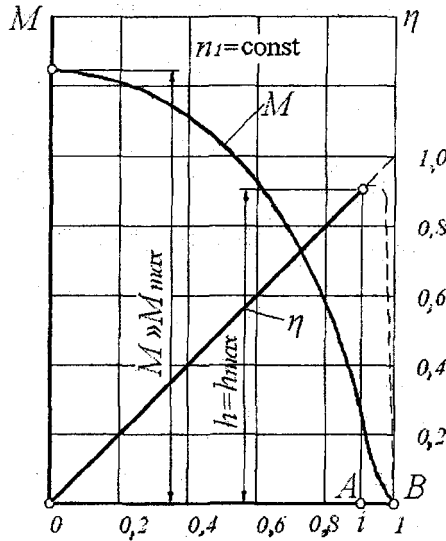


Рис. 34.2

В выражении (34.3) величина M_3 будет положительной при условии, что передача мощности в ГТ сопровождается снижением частоты n_2 и увеличением момента M_2 . При работе с обратным изменением n_2 и M_2 величина M_3 в (34.3) будет отрицательной. То есть в первом случае реактор увеличивает закрутку потока, созданную насосным колесом, что вызывает возрастание момента M_2 на турбинном колесе. Во втором случае, наоборот, происходит уменьшение закрутки потока, сопровождаемое снижением величины M_2 относительно M_1 .

Внешняя характеристика ГТ (рис. 34.3) представляет собой графические зависимости $M_1 = f(i)$, $M_2 = f(i)$ и $\eta_{ГТ} = f(i)$ при постоянной частоте n_1 вращения вала насосного колеса.

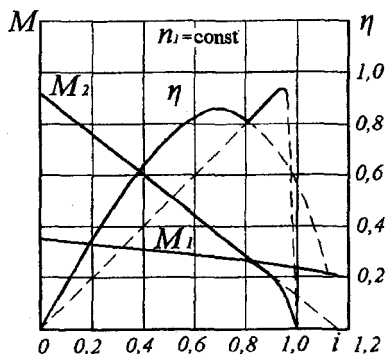


Рис. 34.3

Величину КПД ГТ определяют из выражения

$$\eta_{ГТ} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = K i, \quad (34.4)$$

где K – коэффициент трансформации момента, определяемый из отношения

$$K = M_2 / M_1. \quad (34.5)$$

Данные, необходимые для построения внешней характеристики ГТ, обычно получают в результате его стендовых испытаний. Используя теорию гидродинамического подобия, данные внешней характеристики можно пересчитать с одной конструкции на другую при условии, что их проточные части являются геометрически подобными. По результатам пересчета получают зависимости $\lambda_1 = f(i)$, $\eta = f(i)$, $\kappa = f(i)$, называемые приведенной (обобщенной) характеристикой гидротрансформации. В этой характеристике λ_1 – коэффициент момента на насосном колесе, определяемый из выражения

$$\lambda_1 = \frac{M_1}{\rho n_1 D_1^5}, \quad (34.6)$$

где ρ – плотность жидкости; D_1 – наибольший диаметр рабочей полости насосного колеса.

Общий вид приведенных характеристик для ГТ и ГМ представлен на рис. 34.4 а, б соответственно.

щения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов. Для получения электрических импульсов применяется оптическая система, содержащая квантовые генераторы (например, ЛГ 56) 6, 7 и фотоэлементы (например, ФД9К) 8, 9. Система генерации и считывания импульсов срабатывает при пересечении светового потока, направленного от источника света на фотоэлемент. В данной схеме это обеспечивается с помощью прерывателей 10, 11. Последние, будучи закрепленными на дисках 12, 13, связанных с ведущим и с ведомым валами, находятся во вращательном движении и периодически (один раз за оборот вала) перекрывают световой луч, что сопровождается формированием импульсного электрического сигнала на выходе из фотоэлемента.

Для поддержания в процессе испытаний в рабочей полости ГДП заданных значений давлений и расхода используется автономная система питания (на рис. 34.5 представлена частично), содержащая регуляторы расхода 14, 15.

Характеристики ГДП имеют существенное значение для установления оптимального режима совместной работы гидропередачи с двигателями и потребителями энергии, имеющими переменные частоты вращения. Применение принципов моделирования позволяет произвести пересчет опытных данных на другие типоразмеры и частоты вращения, что обеспечивает уменьшение объема опытно-конструкторских работ при создании новых лопастных систем ГДП.

Порядок выполнения работы

Перед началом испытаний произвести заполнение ГДП рабочей жидкостью. ГДП считают заполненной в том случае, когда поток сливаемой жидкости будет свободен от пузырьков воздуха. Во время испытаний необходимо обеспечивать с точностью ± 5 °С постоянство температуры рабочей жидкости. Следует иметь в виду, что возможное резкое повышение температуры может быть вызвано работой ГДП при малых передаточных отношениях i , включая $i = 0$. Поэтому после работы в таких условиях необходимо перевести ГДП на режим, при котором $i \rightarrow 1$.

Для проведения испытаний ГДП включить балансирный ЭД и реостатом установить заданную частоту вращения n_1 ведущего вала. Затем с помощью тормоза произвести загрузку ведомого вала. По-

сле выхода на стабильный режим работы ГДП включаются счетчики импульсов, обеспечивающие регистрацию электрических сигналов, поступающих с фотодиодов при вращении ведущего и ведомого валов. Одновременно с этим измеряется температура рабочей жидкости и снимаются показания динамометров, связанных с ЭД и тормозом.

Затем, изменяя момент сопротивления, приложенный к ведомому валу с помощью тормоза, установить другой режим работы ГДП. При этом обеспечивается контроль за постоянством частоты вращения n_1 насосного колеса.

Обработка опытных данных

По результатам испытаний определить:

- частоты вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов;
- моменты на валах двигателя $M_{дв}$ и тормозного устройства $M_{тор}$.

При этом

$$M_{дв} = (F_1 - F_{01})l_1; \quad M_{тор} = (F_2 - F_{02})l_2,$$

где F_1 и F_2 – показания уравновешивающих динамометров при проведении испытаний; F_{01} и F_{02} – показания уравновешивающих динамометров при неработающей передаче; l_1 и l_2 – длины тарировочных рычагов, связанных соответственно с ЭД и тормозом;

– моменты, соответствующие насосу M_1 и турбинному M_2 колесам:

$$M_1 = M_{дв} - M_{с1}; \quad M_2 = M_{тор} + M_{с2},$$

где $M_{с1}$ и $M_{с2}$ – моменты трения в опорах ведущего и ведомого валов;

- передаточные отношения $i = \frac{n_2}{n_1}$.

Кроме отмеченных параметров по зависимостям (34.2), (34.4) – (34.6) рассчитать соответственно коэффициенты полезного действия $\eta_{ГМ}$ и $\eta_{ГТ}$, трансформации моментов K и момента на насосном колесе λ_1 .

Результаты измерений и вычислений внести в таблицу и использовать для построения внешних и приведенных характеристик исследованных ГДП.

Таблица 34.1

Номер опыта	Количество импульсов		Показания динамометров		Частота вращения		Моменты		Переда- точное отношение i	Кэффи- циент трансфор- мации момента K	КПД η	Кэффи- циент момента λ_1 (насосное колесо)
	n'_1 (ведущий вал)	n'_2 (ведомый вал)	F_1 (вал двигателя), Н	F_2 (вал тормоза), Н	n_1 (веду- щий вал), c^{-1}	n_2 (ведо- мый вал), c^{-1}	M_1 , Н·м	M_2 , Н·м				
Гидромуфта												
Гидротрансформатор												

Примечания:

1. Рабочая жидкость –
2. Температура t , °С –
3. Плотность ρ , $кг/м^3$ –
4. Моменты трения в опорах –
 - 4.1. M_{c1} , Н·м –
 - 4.2. M_{c2} , Н·м –
5. Длины тарировочных рычагов –
 - 5.1. l_1 , м –
 - 5.2. l_2 , м –
6. Диаметр рабочей полости ГДП, м –
7. Давление питания, МПа –
8. Показания динамометров при неработающей передаче –
 - 8.1. F_{01} , Н –
 - 8.2. F_{02} , Н –

Лабораторная работа № 35

ИСПЫТАНИЯ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА Г 15-24

Цель работы: ознакомление с конструкцией и проведение испытаний аксиально-поршневого гидромотора (ГМ) Г 15-24.

Общие сведения

В современной технике широко используются нерегулируемые аксиально-поршневые гидромоторы (ГМ), которые по ряду показателей (высокая энергоемкость, малые масса, габаритные размеры, момент инерции вращающихся частей, незначительное (0,01 – 0,03 с) время разгона, торможения и реверса, простота регулирования крутящего момента и частоты вращения) имеют неоспоримые преимущества перед электродвигателями аналогичной мощности. К числу таких гидромашин относится и ГМ типа Г 15-24 с рабочим объемом $V_0 = 70 \text{ см}^3$, номинальным расходом $Q = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и моментом (при перепаде давления $\Delta p = 5 \text{ МПа}$) $M = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Такие гидромоторы широко используются в системах, где необходимо обеспечить бесступенчатое регулирование скорости, частые реверсирования и включения, дистанционное и автоматическое управление, работу в следящем режиме. Конструкция аксиально-поршневого ГМ с наклонным диском приведена на рис. 35.1. Эта гидромашина состоит из ротора 10 с поршнями 17, равномерно расположенными по окружности, барабана 7 с толкателями 19, наклонного радиально-упорного подшипника 6, вала 1, установленного в подшипниках 5, 16, торцового распределительного диска 13, корпусов 4, 9, фланца 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцовой шпонки 8. Подача и отвод масла в гидромоторе производятся через два отверстия 15, выполненных в диске 13 и расположенных симметрично по отношению к оси Б–Б. Причем каждое из отверстий связано с серпообразными пазы 14, расположенными на рабочей поверхности диска 13. Для отвода утечек в диске 13 выполнено отверстие 12.

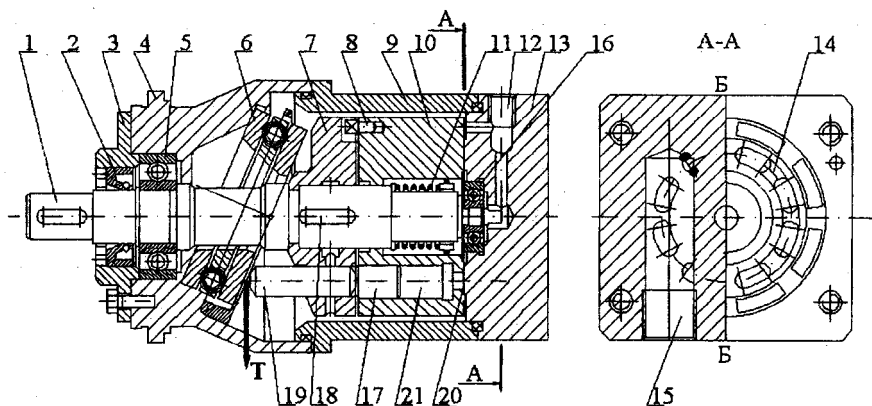


Рис. 35.1

На торцевой поверхности ротора 10, контактирующей с диском 13, выполнены каналы 20, являющиеся продолжением рабочих камер 21. При вращении ротора каналы 20 соединяются с одним из пазов 14.

При работе гидромотора масло из нагнетательной линии через отверстие 15 и один из серпообразных пазов 14, расположенных, например, слева от оси Б-Б, поступает в рабочие камеры 21 ротора. Под действием давления рабочей жидкости осевое усилие через поршни 17 и толкатели 19 передается на подвижное кольцо упорного подшипника 6. Плоскость подвижного кольца подшипника 6 расположена наклонно к плоскости, перпендикулярной оси выходного вала. Поэтому под действием давления рабочей жидкости в точке контакта головки толкателя с поверхностью подвижного кольца возникают тангенциальные силы T , направленные по нормали к оси вала. Под действием этих сил обеспечивается вращательное движение барабана 7, а также вала 1 и ротора 10, соединенных с барабаном 7 с помощью шпонок 8 и 18. В это же время остальные поршни, расположенные по другую сторону от оси Б-Б, перемещаются внутрь ротора и вытесняют масло из рабочих камер через серпообразный паз 14 в другое отверстие 15, связанное со сливной магистралью.

Направление вращения вала в данной конструкции зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с нагнетательной линией. При этом величина крутящего момента будет зависеть как от рабо-

чего объема V_0 , так и от разности давлений Δp в нагнетательной и сливной линиях.

Частота вращения n вала в нерегулируемых ГМ зависит от объемного расхода Q и вычисляется по формуле

$$n = (Q/V_0)\eta_{\text{об}},$$

где V_0 – рабочий объем ГМ; $\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД ГМ.

При дроссельном способе регулирования расхода Q частота вращения вала n будет прямо пропорционально зависеть от степени открытия дросселя ψ ($\psi = S_i / S_{\text{max}}$; S_i и S_{max} – площади проходного сечения дросселя (см. лабораторную работу № 33)).

Типовой характер зависимости $n = f(\psi)$ «частота вращения – степень открытия дросселя» показан на рис. 35.2.

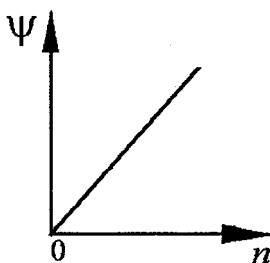


Рис. 35.2

Описание опытной установки

Принципиальная схема испытательного стенда, приведенная на рис. 35.3, включает гидробак 1, пластинчатый насос с двухкратного действия с электродвигателем 3. На нагнетательной линии насоса установлены регулируемый дроссель 4, четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель (ГР) 5 с электромагнитным управлением и реверсивный нерегулируемый ГМ 6 типа Г15-24.

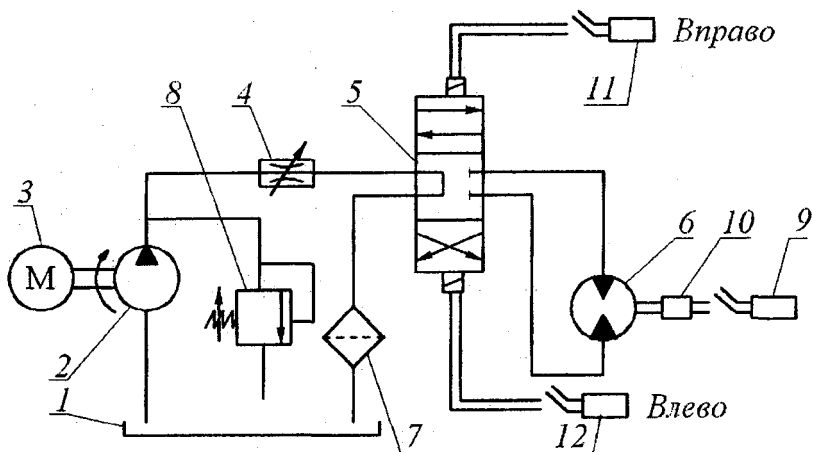


Рис. 35.3

На сливной линии ГМ смонтирован фильтр 7. Параллельно насосу установлен переливной клапан 8. Для определения частоты вращения вала ГМ в установке используется счетчик импульсов 9, электрически связанный с магнитным датчиком 10. Изменение направления вращения вала ГМ обеспечивается с помощью ГР 5, который позволяет соединить нагнетательную линию насоса 2 либо со входом, либо с выходом ГМ 6. При заданном направлении вращения вала ГМ его частота вращения и изменяется с помощью дросселя 4. Достигается это за счет того, что при различных значениях степени открытия дросселя ψ различное количество жидкости поступает в ГМ 6, и только при $\psi = 1$ практически вся подача насоса 2 проходит через ГМ 6. При $\psi < 1$ часть жидкости, подаваемой насосом 2, отводится через переливной клапан 8 обратно в гидробак 1 и не совершает полезной работы. Переключение распределителя из одной рабочей позиции в другую, сопровождаемое реверсом вращения вала ГМ, осуществляется с помощью кнопок 11 (вращение «Вправо») и 12 (вращение «Влево»).

Порядок выполнения работы

1. Открыть полностью проходное сечение дросселя 4 и установить величину коэффициента $\psi = 1,0$.

2. Включить общий рубильник и нажать кнопку «Пуск насоса».
3. Включить гидрораспределитель 5 с помощью кнопки 11 (вращение «Вправо»), что обеспечивает вращение вала ГМ по часовой стрелке.
4. По счетчику импульсов 9 определить число оборотов n' вала ГМ при $\psi = 1,0$.
5. Постепенным прикрытием дросселя 4 задать несколько (5-6) убывающих значений коэффициента ψ ($\psi = 0,8; 0,6; 0,4; 0,2; 0$) и для каждого из них определить число оборотов n' .
6. Аналогичным образом, повторяя пп. 4, 5, провести 5 - 6 опытов при вращении вала ГМ 6 в противоположном направлении, что обеспечивается путем переключения гидрораспределителя 5 в другую рабочую позицию с помощью кнопки 12 (вращение «Влево»).
7. После выполнения работы нажать кнопку «Стоп насоса» и отключить общий рубильник.

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта рассчитать частоту вращения вала ГМ $n = n' / t$.

Результаты опытов и расчетов занести в таблицу.

Таблица опытных данных

№ п/п	Степень открытия дросселя ψ	Вращение «Вправо»			Вращение «Влево»		
		Число оборотов n'	Время t, c	Частота $n(n_{\text{прав}}),$ c^{-1}	Число оборотов n'	Время t, c	Частота $n(n_{\text{лев}}),$ c^{-1}

2. По полученным данным построить графики $n_{\text{прав}} = f_1(\psi)$ и $n_{\text{лев}} = f_2(\psi)$; $n_{\text{прав}}$ и $n_{\text{лев}}$ – частоты вращения вала ГМ соответственно в правом (по часовой) и левом (против часовой) направлениях вращения.

Л и т е р а т у р а

1. Альтшуль, Д.А. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982. – 224 с.
2. Арзуманов, Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. – М.: Энергия, 1978. – 385 с.
3. Лабораторные работы по курсу гидравлики (для студентов гидротехнического факультета) / Т.Н. Астафичева [и др.]. – Л.: Ленинградский политехнический ин-т им. М.И. Калинина, 1972. – 124 с.
4. Барышников, Н.Б., Попов, И.В. Динамика русловых потоков и русловые процессы. – Л.: Гидрометеиздат, 1988. – 155 с.
5. Вильнер, Я.М., Ковалев, Я.Т., Некрасов, Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам. – Мн.: Вышэйшая школа, 1986. – 420 с.
6. Винтовые компрессорные машины: справочник / П.Е. Амосов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 223 с.
7. Башта, Т.М., Руднев, С.С., Некрасов, Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 422 с.
8. Гидравлические расчеты водосбросных гидротехнических сооружений: справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 624 с.
9. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: учебное пособие для вузов / А.Ф. Андреев [и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – М.: Высшая школа, 1987. – 310 с.
10. Гидротехнические сооружения: справочник проектировщика. – М.: Стройиздат, 1983. – 544 с.
11. Гордеев, П.В., Шемелина, В.А., Шулякова, О.К. Руководство к практическим занятиям по гидрогеологии. – М.: Высшая школа, 1981. – 152 с.
12. Дружинин, Н.И. Метод электрогидродинамических аналогий и его применение при исследовании фильтрации. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 347 с.
13. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3 изд. – М.: Машиностроение, 1992. – 671 с.
14. Константинов, Н.М. Гидрология и гидрометрия. – М.: Высшая школа, 1980. – 215 с.

15. Константинов, Н.М., Петров, Н.А., Высоцкий, Л.И. Гидравлика, гидрология, гидрометрия. – М.: Высшая школа, 1987. – 431 с.

16. Кузнецов, С.К. Теория и гидравлические расчеты нижнего бьефа. – Львов: Вища школа, 1983. – 175 с.

17. Лабораторные работы по гидротехническим сооружениям / Под ред. Н.П. Розанова. – М.: Агропромиздат, 1989. – 182 с.

18. Лабораторные работы (практикум) по объемным гидро- и пневмомашинам и передачам / Сост.: Н.В. Богдан, Ф.К. Кравец, И.А. Маковская. – Мн.: БГПА, 2001. – 102 с.

19. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1974. – 410 с.

20. Лабораторный практикум по гидравлике / Под ред. Я.Т. Ковалева и Я.М. Вильнера. – Мн.: Изд-во Министерства высшего, среднего, специального и профессионального образования БССР, 1961. – 130 с.

21. Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам / Под ред. Я.Т. Ковалева и Я.М. Вильнера. – Мн.: Вышэйшая школа, 1967. – 184 с.

22. Лабораторный практикум по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам / Под ред. Я.М. Вильнера. – Мн.: Вышэйшая школа, 1980. – 224 с.

23. Ловкис, З.В. Гидропривод сельскохозяйственной техники. Конструкция и расчет. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.

24. Ломтадзе, В.Д. Методы лабораторных исследований физико-механических свойств горных пород: руководство к лабораторным занятиям по инженерной геологии. – Л.: Недра, 1972. – 312 с.

25. Медведев, В.Ф. Гидравлика и гидравлические машины. – Мн.: Вышэйшая школа, 1998. – 450 с.

26. Механика жидкости и газа. Лабораторный практикум / Сост.: Б.А. Дергачева [и др.]. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. – 48 с.

27. Перник, А.Д. Проблемы кавитации. – Л.: Судостроение, 1966. – 439 с.

28. Пятигорская, Б. И., Смоляк, А.И. Исследование методом ЭГДА обтекания тел плоским потоком. – М.: МЭИ, 1975. – 50 с.

29. Рекомендации по гидравлическому расчету водосливов. Ч. 1. Прямые водосливы. – Л.: Энергия, 1974. – 98 с.

30. Справочник по гидравлике / Под ред. В.Н. Большакова. – Киев: Вища школа, 1984. – 344 с.
31. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г. Киселева. – М.: Энергия, 1974. – 320 с.
32. Счетчик количества жидкостей 2–СВШС–25: руководство по монтажу и эксплуатации. – Орел: Орловская издательская группа, 1967. – 20 с.
33. Фильчаков, П.Ф., Панчишин, В.И. Интеграторы ЭГДА. Моделирование потенциальных полей на электропроводной бумаге. – Киев: Изд-во АН УССР, 1961. – 172 с.
34. Чертоусов, М.Д. Гидравлика. Специальный курс. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 630 с.
35. Чугаев, Р.Р. Гидравлика. – Л.: Энергия, 1982. – 672 с.
36. Штеренлихт, Д.В. Гидравлика. В 2 кн. Кн. 2. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 368 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Лабораторная работа № 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ.....	5
Лабораторная работа № 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМЫ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЖИДКОСТИ В РАВНОМЕРНО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ВОКРУГ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ СОСУДЕ.....	14
Лабораторная работа № 3. ИЗУЧЕНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ.....	20
Лабораторная работа № 4. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ.....	27
Лабораторная работа № 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ТРУБЫ ВЕНТУРИ.....	35
Лабораторная работа № 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ.....	41
Лабораторная работа № 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ....	51
Лабораторная работа № 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТАРАНА.....	57
Лабораторная работа № 9. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ И ЧЕРЕЗ НАСАДКИ.....	62
Лабораторная работа № 10. ИЗМЕРЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБКОЙ ЦАГИ.....	72
Лабораторная работа № 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ШЕРОХОВАТОСТИ В КАНАЛЕ.....	80
Лабораторная работа № 12. ИЗУЧЕНИЕ СОВЕРШЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЫЖКА В ПРЯМОУГОЛЬНОМ ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ЛОТКЕ.....	87

Лабораторная работа № 13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ПРЯМОУГОЛЬНОГО ВОДОСЛИВА С ТОНКОЙ СТЕНКОЙ.	101
Лабораторная работа № 14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВОДОСЛИВА ПРАКТИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ.	108
Лабораторная работа № 15. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ВОДОСЛИВ С ШИРОКИМ ПОРОГОМ БЕЗ БОКОВОГО СЖАТИЯ.	114
Лабораторная работа № 16. СОПРЯЖЕНИЕ БЬЕФОВ ПРИ ПЕРЕЛИВЕ ЧЕРЕЗ ПЛОТИНУ С УСТУПОМ.	130
Лабораторная работа № 17. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ-ПОД ЗАТВОРА.	137
Лабораторная работа № 18. ИССЛЕДОВАНИЕ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОДЫ НА БЫСТРОТОКЕ.	143
Лабораторная работа № 19. ИЗУЧЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВОДЫ В ПРЕДЕЛАХ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПЕРЕПАДА КОЛОДЕЗНОГО ТИПА И ПРОВЕРКА УСЛОВИЙ СООТВЕТСТВИЯ МОДЕЛИ СООРУЖЕНИЯ ПРОПУСКАЕМОМУ РАСХОДУ ВОДНОГО ПОТОКА.	152
Лабораторная работа № 20. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ФИЛЬТРАЦИИ ПЕСЧАНОГО ГРУНТА.	167
Лабораторная работа № 21. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОЙ НАПОРНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ ПРИ ЛАМИНАРНОМ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ ПОД ОСНОВАНИЕМ ГИДРОТЕХНИЧЕСКОГО СООРУЖЕНИЯ МЕТОДОМ ЭГДА.	174
Лабораторная работа № 22. ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСЦИРКУЛЯРНОГО ОБТЕКАНИЯ ТЕЛА ПЛОСКИМ ПОТЕНЦИАЛЬНЫМ ПОТОКОМ МЕТОДОМ ЭГДА.	190
Лабораторная работа № 23. ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ТЕЛА ПРИ НАЛИЧИИ ЦИРКУЛЯЦИИ ПЛОСКИМ И ПОТЕНЦИАЛЬНЫМ ПОТОКОМ МЕТОДОМ ЭГДА.	203

Лабораторная работа № 24.	
ПОСТРОЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕНИ ЗДАНИЯ.	210
Лабораторная работа № 25.	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОПРОВОДЕ.	214
Лабораторная работа № 26.	
ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.	219
Лабораторная работа № 27.	
КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.	227
Лабораторная работа № 28.	
ИЗУЧЕНИЕ ЯВЛЕНИЯ КАВИТАЦИИ В ГИДРОСИСТЕМАХ.	232
Лабораторная работа № 29.	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА.	237
Лабораторная работа № 30.	
ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ПОРШНЕВОГО НАСОСА.	243
Лабораторная работа № 31.	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА.	256
Лабораторная работа № 32.	
ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА.	266
Лабораторная работа № 33.	
ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С ДРОССЕЛЬНЫМ СПОСОБОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА.	269
Лабораторная работа № 34.	
ИСПЫТАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ (ГДП)	275
Лабораторная работа № 35.	
ИСПЫТАНИЯ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА ГА 15-24.	284
Литература.	289

Учебное издание

БОНЧ-ОСМОЛОВСКАЯ Надежда Евгеньевна
ЗАЯЦ Анна Михайловна
ИВАШЕЧКИН Владимир Васильевич и др.

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Учебное пособие

Редактор Т.Н. Микулик
Компьютерная верстка О.Ю. Кривоблоцкой

Подписано в печать 17.11.2006.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 17,1. Уч.-изд. л. 13,4. Тираж 500. Заказ 206.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.