Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 15.10.2026 14:55:22
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

О. А. Степанов, Е. О. Антонова, Н. В. Рыдалина

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА
В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Тюмень
ТИУ
2020

УДК 532(075.8)
ББК 22.253.3я7
С 794

Рецензент:
доктор физико-математических наук, профессор
Аксенов Борис Гаврилович

Степанов О. А. Гидрогазодинамика в примерах и задачах : учебное пособие / О. А. Степанов, Е. О. Антонова, Н. В. Рыдалина. – Тюмень : ТИУ, 2020. – 92 с. – Текст : непосредственный.
ISBN

С 794

Учебное пособие содержит необходимые теоретические, методические и практические сведения, являющиеся основой для проведения лекционных, практических занятий, решения курсовой работы (проекта), для организации самостоятельной работы обучающихся, а также для написания выпускной квалификационной работы бакалавра и магистра.

В учебном пособии рассмотрены основные положения гидрогазодинамики применительно к теплоэнергетике. Рассмотрены свойства жидкости, влияющие на режим движения, с учетом действия температуры и давления, возникающих в теплоэнергетических процессах. Приводятся схемы и принцип работы гидравлических устройств, применяющихся в теплоэнергетике – расходомеров и струйных насосов. Представлена методика проведения гидравлического расчета теплопроводов. С целью систематизации знаний в конце каждой главы приводятся вопросы для проверки усвоенного материала. Пособие содержит задание на выполнение курсовой работы (проекта).

Учебное пособие предназначено для обучающихся по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Может быть полезен аспирантам, магистрам, а также инженерно-техническим работникам.

УДК 532(075.8)
ББК 22.253.3я7

ISBN

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тюменский индустриальный университет», 2020.

Содержание

Введение 4
1. Задание на курсовую работу 6
2. Основные свойства жидкости 12
2.1. Гидростатическое давление покоящейся жидкости 17
2.2. Кинематика жидкости. Виды движения жидкости 20
2.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости 26
2.4. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости 27
2.5. Общие уравнения определения потерь напора 31
2.6. Режимы течения жидкости 34
2.7. Теория ламинарного течения жидкости 35
2.8. Полуэмпирическая теория турбулентного течения 40
2.9. Классификация трубопроводов и расчет простых трубопроводов 44
3. Пример определения расхода жидкости при истечении из сосуда при постоянном напоре 50
4. Пример определения расхода жидкости расходомером Вентури 51
5. Пример определения показания ртутного дифманометра расходомера Вентури 54
6. Определение геометрической высоты всасывания насоса 55
7. Определение показания прибора давления скоростной трубки Пито 58
8. Пример определения показания дифманометра (или дифпьезометра) скоростной трубки по заданной плотности жидкости в нем ρ_2 60
9. Расчет и построение эпюры скоростей в точке установки трубки Пито 61
10. Пример построения эпюры скоростей 63
11. Истечение жидкости через отверстия и насадки 65
11.1. Истечение жидкости из цилиндрического насадка 67
11.2. Пример определения установившегося уровня жидкости в промежуточной емкости 70
12. Пример определения разности показаний манометров 71
13. Определение суммарных потерь напора в местных сопротивлениях нагнетательной линии и их суммарной эквивалентной длины 76
14. Определение диаметра самотечного трубопровода 78
15. Гидравлический удар 83
15.1. Определение минимальной толщины стальных стенок трубы, при которой не происходит ее разрыва в момент прямого гидроудара 84
16. Определение полезной мощности и КПД насоса 86
Библиографический список 91

Введение

Учебное пособие предназначено для самостоятельного изучения дисциплины «Гидрогазодинамика» и выполнения курсового проекта (курсовой работы) по дисциплине «Гидрогазодинамика» обучающимися направления подготовки 13.03.01 «Теплотехника и теплоэнергетика» профиля «Промышленная теплоэнергетика» всех форм подготовки.

При изучении основ теории и выполнении расчета у учащихся формируются следующие компетенции, в соответствии с рабочей программой дисциплины:

Код и наименование компетенции	Код и наименование индикатора достижения компетенции (ИДК)	Код и наименование результата обучения по дисциплине
ОПК-3	ОПК-3.6. Использует знание гидрогазодинамики (в части кинематики и динамики жидкостей) при расчетах тепловых сетей, гидравлических устройств, а также теплотехнических установок и систем	Знать: Знает основные законы и уравнения гидростатики, кинематики и динамики жидкости
	ОПК-3.7. Демонстрирует понимание основных законов и уравнений гидрогазодинамики и область их применения.	Уметь: Умеет применять знания основных законов и уравнений гидрогазодинамики при расчетах тепловых сетей, гидравлических устройств, а также теплотехнических установок и систем
	ОПК-3.8. Применяет знания основ гидрогазодинамики для расчетов тепловых сетей, гидравлических устройств, а также теплотехнических установок и систем.	Владеть: Владеет навыком выбора режима работы для расчетов тепловых сетей, гидравлических устройств, а также теплотехнических установок и систем с наименьшими энергетическими затратами

В курсе дисциплины Гидрогазодинамика изучаются законы движения жидкостей и газов и их силовое взаимодействие. Часть курса, изучающего условия равновесия жидкостей и газов, называется гидростатикой. Гидромеханика, также являющаяся частью Гидрогазодинамики, изучает движение ньютоновских жидкостей, для которых касательные напряжения сдвига линейно зависят от скорости течения. Знание гидромеханики необходимо для решения многих технических задач в области промышленной теплоэнергетики. В частности, для проведения расчета

всевозможных трубопроводов: воздухопроводов, водопроводов, газопроводов, паропроводов, установленных на ТЭЦ или котельных. Кроме того, знание гидромеханики и гидрогазодинамики необходимо для конструирования гидравлических и воздуходувных машин (насосов, компрессоров, вентиляторов и пр.), для проектирования котельных агрегатов, теплообменных аппаратов, расчета многих отопительных и вентиляционных устройств. В теплоэнергетике приходится также решать задачи, связанные с движением двухфазных (паро-водяных) сред, а именно: в парогенераторах или экономайзерах кипящего типа; в экранных поверхностях котлов, при транспортировке золы водой в системах гидрозолоудаления. Для закрепления полученных знаний предусмотрено выполнение курсовой работы.

1. Задание на курсовую работу

При изучении курса и выполнении курсового проекта (работы) на тему: «Расчет циркуляционной установки» решаются следующие задачи:

- определение расхода жидкости;
- определение высоты установки насоса;
- определение показания прибора давления скоростной трубки Пито;
- расчет и построение эпюры скоростей в точке установки трубки Пито;
- определение показаний ртутного расходомера Вентури;
- определение уровня жидкости в промежуточной емкости (задача на истечение жидкости из резервуаров через отверстия или насадки;
- определение разности показаний манометров;
- определение суммарных потерь напора в местных сопротивлениях нагнетательной линии и их суммарную эквивалентную длину;
- определение диаметра самотечного трубопровода;
- определение минимальной толщины стальных стенок трубы, при которой не происходит ее разрыва в момент прямого гидравлического удара;
- определение полезной мощности насоса.

Схема циркуляционной установки приведена на рис. 1.1.

Приведем принцип работы циркуляционной установки.

Жидкость по самотечному трубопроводу поступает из верхней ёмкости А в нижний резервуар В и затем насосом перекачивается в промежуточную ёмкость С, и из неё выливается в ёмкость А. Таким образом, жидкость непрерывно циркулирует в системе.

При этом на всасывающей линии насосной установки (в резервуаре В) установлены: коробка фильтров с обратным клапаном 1, поворотное колено 2, задвижка 3, вакуумметр, показания которого $p_в$ заданы. На нагнетательной линии установлены манометры $p_{м1}$, $p_{м2}$, $p_{м3}$, скоростная трубка Пито, обозначенная 5 и расходомер Вентури 6. Промежуточная ёмкость С в донной части имеет насадок.

Курсовой проект (работа) состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 40-50 страниц.

Пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. исходные данные;
2. определение расхода жидкости (для вариантов 1-20);
3. определение показания дифманометра (или дифпьезометра) скоростной трубки по заданной плотности жидкости в нем ρ_2;
4. эпюра скоростей для сечения в месте установки скоростной трубки;

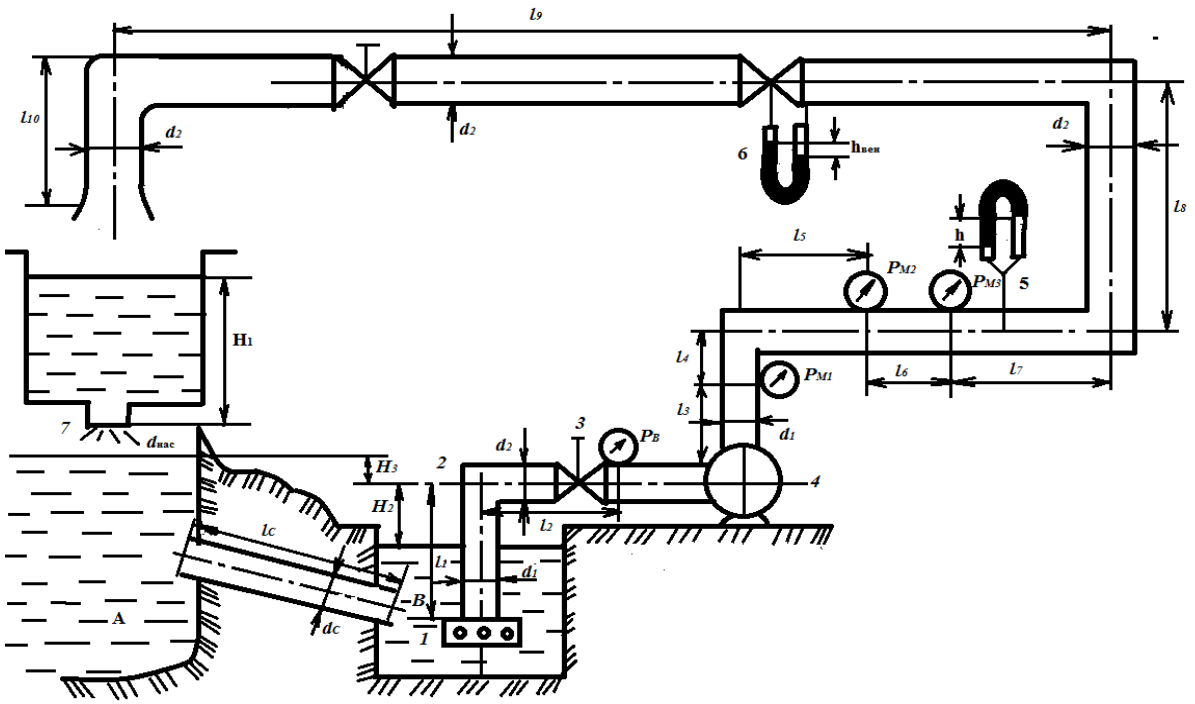


Рисунок 1.1. Схема гидравлической циркуляционной установки

5. определение показания ртутного дифманометра расходомера Вентури (для вариантов 1-10 и 21-30);

6. определение установившегося уровня жидкости H_1 в промежуточной емкости (для вариантов 1-10, 11-20);

7. определение разности показаний манометров $p_{м2}$ и $p_{м3}$;

8. определение суммарных потерь напора в местных сопротивлениях нагнетательной линии и их суммарную эквивалентную длину;

9. определение диаметра самотечного трубопровода d_c, обеспечивающего установление заданного постоянного уровня в верхнем резервуаре H_3;

10. определение минимальной толщины стенки стальной трубы d_2, при которой не происходит разрыва трубы в случае возникновения прямого гидравлического удара;

11. определение полезной мощности насоса.

В записке должен быть представлен следующий графический материал:

1. для каждого вида расчета привести выкопировку расчетной схемы в соответствии с содержанием работы;

2. эпюра скоростей для сечения, в котором установлена скоростная трубка Пито;

3. график зависимости напора жидкости от диаметра трубопровода для определения диаметра самотечного трубопровода d_c.

Для выполнения курсового проекта (работы) исходными данными являются:

Для вариантов 1-10:

1. физические свойства перекачиваемой жидкости (плотность, кинематическая вязкость);

2. установившийся уровень жидкости в промежуточной емкости H_1, диаметр насадка $d_{нас}$, коэффициент расхода насадка $\mu_{нас}$, с помощью которых определяется расход жидкости в установке;

3. длины участков всасывающей и нагнетательной линии, l_1, l_2 , их диаметры d_1 и d_2 (эквивалентная шероховатость стенок труб одинакова и принимается равной Δ);

4. коэффициенты местных сопротивлений всасывающей линии: коробки фильтров $\varsigma_{кор}$, колена $\varsigma_{кол}$, задвижки $\varsigma_{задв}$;

5. показания вакуумметра $p_в$ и манометра $p_{м1}$, установленных на всасывающей линии насосной установки;

6. длина и эквивалентная шероховатость самотечного трубопровода, соответственно l_c, d_c , суммарная эквивалентная длина всех его местных сопротивлений $l_{экв}$ и высота H_3, между постоянным уровнем жидкости в верхнем резервуаре А и осью насоса.

Для вариантов 11-20 заданы величины:

1. физические свойства перекачиваемой жидкости (плотность, кинематическая вязкость);

2. показания ртутного дифманометра $h_{вен}$ расходомера Вентури, для которого заданы диаметр узкого сечения $d_{вен}$ коэффициент расхода $\mu_{вен}$, с помощью которых определяется расход жидкости;

3. длины участков всасывающей и нагнетательной линии, l_1, l_2 , их диаметры d_1 и d_2 (эквивалентная шероховатость стенок труб одинакова и принимается равной Δ);

4. коэффициенты местных сопротивлений всасывающей линии: коробки фильтров $\varsigma_{кор}$, колена $\varsigma_{кол}$, задвижки $\varsigma_{задв}$;

5. показания вакуумметра $p_в$ и манометра $p_{м1}$, установленных на всасывающей линии насосной установки;

6. длина и эквивалентная шероховатость самотечного трубопровода, соответственно l_c, d_c , суммарная эквивалентная длина всех его местных сопротивлений $l_{экв}$ и высота H_3, между постоянным уровнем жидкости в верхнем резервуаре А и осью насоса.

Для вариантов 21-30 известны величины:

1. расход жидкости Q и ее физические свойства (плотность, кинематическая вязкость);

2. длины участков всасывающей и нагнетательной линии, l_1, l_2 , их диаметры d_1 и d_2 (эквивалентная шероховатость стенок труб одинакова и принимается равной Δ);

3. коэффициенты местных сопротивлений всасывающей линии: коробки фильтров $\varsigma_{кор}$, колена $\varsigma_{кол}$, задвижки $\varsigma_{задв}$;

4. показания вакуумметра $p_в$ и манометра $p_{м1}$, установленных на всасывающей линии насосной установки;

5. длина и эквивалентная шероховатость самотечного трубопровода, соответственно $l_с$, $d_с$, суммарная эквивалентная длина всех его местных сопротивлений $l_{экв}$ и высота $H_З$, между постоянным уровнем жидкости в верхнем резервуаре А и осью насоса.

Данные для расчета установки принимаем из таблицы 1.1, 1.2 или 1.3 в зависимости от варианта. Номер варианта соответствует номеру студента в списке группы. Исходные данные вариантов 1-10 принимаются из таблицы 1.1; вариантов 11-20 – табл. 1.2; вариантов 21-30 – табл.1.3.

Таблица 1.1

Исходные данные для вариантов 1-10

№ п/п	Величина	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	H_1,м	3,6	3,7	3,9	4,2	4,7	4,5	4,4	4,0	3,8	3,55
2	$H_З$,м	1,0	1,1	0,6	0,8	0,7	1,4	2,0	2,5	0,7	2,1
3	L_1 ,м	5	7	6	8	9	7	5	6	8	10
4	L_2,,м	6	8	7	6	7	8	7	6	8	6
5	L_3,м	4	8	5	9	6	7	5	8	5	5
6	L_4,м	2	4	3	5	4	2	3	5	2	5
7	L_5,м	4	8	7	6	3	8	4	6	5	4
8	L_6,м	60	100	90	70	80	65	76	92	103	66
9	L_7,м	40	45	50	45	40	45	55	40	50	55
10	L_8,м	10	5	8	7	6	9	10	5	8	7
11	L_9,м	120	160	170	130	200	180	140	150	220	190
12	L_{10},м	10	4	6	3	7	11	8	5	9	12
13	$L_С$,м	35	20	25	40	55	45	50	60	30	60
14	$L_{ЭКВ}$, м	1,8	2,0	3,0	2,6	4,3	3,5	1,9	2,2	2,8	3,6
15	d_1,мм	100	150	75	80	90	85	95	120	110	140
16	d_2,мм	85	130	60	65	80	70	85	100	90	125
17	$d_{ВЕН}$,мм	50	30	30	40	50	60	50	60	50	70
18	$d_{НАС}$,мм	45	35	40	30	45	40	45	55	40	60
19	Δ,мм	0,1	0,12	0,2	0,3	0,25	0,15	0,4	0,35	0,17	0,22
20	$\Delta_С$, мм	0,2	0,25	0,4	0,5	0,45	0,3	0,4	0,5	0,25	0,45
21	$\varsigma_{кор}$	6,0	6,7	7,0	7,5	8,0	10,0	8,5	9,0	7,0	8,8
22	$\varsigma_{КОЛ}$	0,21	0,25	0,22	0,8	1,0	0,3	0,4	0,35	0,5	0,6
23	$\varsigma_{Задв}$	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5
24	ρ_1,кг/м^3	1000	750	800	850	900	950	870	830	780	840
25	ν_1, см^2/с	0,01	0,06	0,02	0,04	0,10	0,05	0,12	0,08	0,11	0,09
26	ρ_2, кг/м^3	0	700	0	720	0	730	0	750	0	710
27	$\mu_{нас}$	0,6	0,82	0,71	0,95	0,98	0,6	0,82	0,71	0,95	0,98
28	$\mu_{вен}$	0,98	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,94	0,95	0,96	0,97
29	$p_В$, кПА	50	61	55	47	64	47	54	48	59	44
30	$p_{м1}$, кПа	450	300	470	340	320	400	410	360	450	

Таблица 1.2

Исходные данные для вариантов 11-20

№ п/п	Величина	Вариант									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	ρ_1, кг/м^3	840	880	860	850	1000	910	940	920	1000	830
2	ν_1, см^2/с	0,07	0,06	0,12	0,08	0,01	0,13	0,09	0,07	0,01	0,11
3	L_1 ,м	5	7	6	8	9	7	5	6	8	10
4	L_2,,м	6	8	7	6	7	8	7	6	8	6
5	L_3,м	4	8	5	9	6	7	5	8	5	5
6	L_4,м	2	4	3	5	4	2	3	5	2	5
7	L_5,м	4	8	7	6	3	8	4	6	5	4
8	L_6,м	60	100	90	70	80	65	76	92	103	66
9	L_7,м	40	45	50	45	40	45	55	40	50	55
10	L_8,м	10	5	8	7	6	9	10	5	8	7
11	L_9,м	120	160	170	130	200	180	140	150	220	190
12	L_{10},м	10	4	6	3	7	11	8	5	9	12
13	L_C,м	35	20	25	40	55	45	50	60	30	60
14	$L_{ЭКВ}$, м	1,8	2,0	3,0	2,6	4,3	3,5	1,9	2,2	2,8	3,6
15	d_1,мм	100	150	75	80	90	85	95	120	110	140
16	d_2,мм	85	130	60	65	80	70	85	100	90	125
17	Δ,мм	0,1	0,12	0,2	0,3	0,25	0,15	0,4	0,35	0,17	0,22
18	$d_{НАС}$,мм	45	35	40	30	45	40	45	55	40	60
19	$\mu_{нас}$	0,6	0,82	0,71	0,95	0,98	0,6	0,82	0,71	0,95	0,98
20	Δ_C, мм	0,2	0,25	0,4	0,5	0,45	0,3	0,4	0,5	0,25	0,45
21	$h_{ВЕН}$, мм.рт. ст.	500	300	400	320	440	550	280	490	360	416
22	$\mu_{ВЕН}$	0,98	0,96	0,94	0,97	0,96	0,95	0,98	0,96	0,92	0,93
23	$d_{ВЕН}$, мм	40	70	30	30	40	35	45	50	45	60
24	H_3,м	1,1	3,5	2,4	1,5	3,3	2,7	1,3	3,2	2,4	1,8
25	$p_В$, кПа	60	55	46	53	63	59	47	64	49	51
26	$P_{М1}$,кПа	360	420	330	440	270	360	460	450	400	390
27	$\varsigma_{кор}$	6,0	6,7	7,0	7,5	8,0	10,0	8,5	9,0	7,0	8,8
28	$\varsigma_{КОЛ}$	0,21	0,25	0,22	0,8	1,0	0,3	0,4	0,35	0,5	0,6
28	$\varsigma_{Задв}$	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5
30	ρ_2, кг/м^3	0	720	0	770	0	740	0	650	0	810

Таблица 1.3

Исходные данные для вариантов 21-30

№ п/п	Величина	Вариант									
		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1	Q,л/с	6	5,5	6,6	5,8	7,0	6,9	5,1	8,0	8,7	10,0
2	ρ_1,кг/м^3	850	880	1000	950	780	860	1000	920	1000	789,3
3	ν_1, см^2/с	0,022	0,03	0,01	0,30	0,008	0,09	0,01	0,32	0,01	0,015
4	H_3,м	1,7	2,1	1,6	2,5	3,0	2,4	3,4	2,3	2,7	3,1
5	L_1 ,м	5	7	6	8	9	7	5	6	8	10
6	L_2,,м	6	8	7	6	7	8	7	6	8	6
7	L_3,м	4	8	5	9	6	7	5	8	5	5
8	L_4,м	2	4	3	5	4	2	3	5	2	5
9	L_5,м	4	8	7	6	3	8	4	6	5	4

Окончание таблицы 1.3

№ п/п	Величина	Вариант									
		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
10	L_6,м	60	100	90	70	80	65	76	92	103	66
11	L_7,м	40	45	50	45	40	45	55	40	50	55
12	L_8,м	10	5	8	7	6	9	10	5	8	7
13	L_9,м	120	160	170	130	200	180	140	150	220	190
14	L_{10},м	10	4	6	3	7	11	8	5	9	12
15	L_C,м	35	20	25	40	55	45	50	60	30	60
16	$L_{ЭКВ}$, м	1,8	2,0	3,0	2,6	4,3	3,5	1,9	2,2	2,8	3,6
17	d_1,мм	100	150	75	80	90	85	95	120	110	110
18	d_2,мм	85	130	60	65	80	70	85	100	90	100
19	$d_{ВЕН}$,мм	50	30	30	40	50	60	50	60	50	70
20	$d_{НАС}$,мм	45	35	40	30	45	40	45	55	40	60
21	Δ,мм	0,1	0,12	0,2	0,3	0,25	0,15	0,4	0,35	0,17	0,22
22	$Δ_C$, мм	0,2	0,25	0,4	0,5	0,45	0,3	0,4	0,5	0,25	0,45
23	$ς_{кор}$	6,0	6,7	7,0	7,5	8,0	10,0	8,5	9,0	7,0	8,8
24	$ς_{КОЛ}$	0,21	0,25	0,22	0,8	1,0	0,3	0,4	0,35	0,5	0,6
25	$ς_{задв}$	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5
26	$ρ_2$, кг/м^3	0	700	0	720	0	730	0	750	0	710
27	$μ_{нас}$	0,6	0,82	0,71	0,95	0,98	0,6	0,82	0,71	0,95	0,98
28	$μ_{вен}$	0,98	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,94	0,95	0,96	0,97
29	$p_в$, кПа,	60,0	64,0	70,0	55,0	58,0	67,0	61,0	66,0	62,0	63,0
30	$p_м$, кПа	380	400	460	390	430	370	450	440	410	460

Для закрепления изученного материала в конце каждого раздела приводятся контрольные вопросы, которые могут быть использованы для подготовки к защите курсового проекта (работы).

2. Основные свойства жидкости

К жидкости относятся не только обычные, капельные жидкости, но и газы, когда скорость их течения меньше скорости распространения в них звука. Жидкость рассматривается как сплошная среда, заполняющая все предоставленное ей пространство без пустот и промежутков.

К основным свойствам жидкости относятся:

1. Плотность.

Плотность определяется как масса единицы объема жидкости

$$\rho = \frac{m}{V}, кг/м^3 \tag{2.1}$$

2. Удельный вес

Удельный вес – это вес единицы объема жидкости

$$\gamma = \frac{G}{V}, Н/м^3 \tag{2.2}$$

Между плотностью и удельным весом существует соотношение

$$\gamma = \rho \cdot g \tag{2.3}$$

3. Относительная плотность

Относительная плотность – это отношение плотности жидкости к плотности воды (при температуре 273К С и атмосферном давлении 101325 Па), величина безразмерная.

$$\delta = \frac{\rho_{:ж}}{\rho_в} \tag{2.4}$$

В качестве примера в табл.2.1 приведем значения удельного веса плотности некоторых капельных жидкостей.

Таблица 2.1

Плотность ρ и удельный вес капельных жидкостей при 20°С

Жидкость	ρ, кг/м^3	γ, Н/м^3
Бензол	876-880	8590-8630
Бензин авиационный	739-751	7250-7370
Вода пресная	998,2	9790
Вода морская	1002-1029	10010-10090
Глицерин безводный	1250	12260
Масло минеральное	877-892	800-8750
Нефть	850-950	8340-9320
Ртуть	13547	132900
Спирт этиловый безводный	789,3	7440
Хлористый натрий (раствор)	1200	10690

В табл. 2.2 приведены значения плотности и удельного веса некоторых газов (которые рассматриваются как сжимаемые жидкости).

Таблица 2.2

Приближенные значения плотности ρ и удельного веса γ газов при давлении 740 мм.рт.ст. и t = 15°С

Газ	ρ, кг/м^3	γ, Н/м^3
Водород	0,08	0,81
Водяной пар	0,74	7,25
Окись углерода	1,15	11,3
Азот	1,15	11,3
Воздух	1,2	11,6
Кислород	1,3	12,8
Углекислый газ	1,8	17,6

Для идеальных газов справедливо уравнение состояние.

4. Сжимаемость жидкости.

Это свойство жидкости изменять объем при изменении давления (при постоянной температуре). Характеризуется коэффициентом объемной сжимаемости β_p, который представляет собой относительное изменение объема жидкости при изменении давления (при постоянной температуре).

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V}\cdot\frac{1}{\Delta p}, \text{ Па-1} \qquad (2.5)$$

Знак « - » в уравнении (2.5) физического смысла не имеет и показывает, что положительному приращению давления соответствует уменьшение объема.

Коэффициент сжимаемости – справочная величина. Следует отметить, что коэффициент сжимаемости является незначительной величиной. Поэтому в гидрогазодинамике используется величина, обратная коэффициенту сжимаемости, которая называется модулем упругости и обозначается К (единица измерения Паскаль, Па).

$$K = \frac{1}{\beta_p}, Па \qquad (2.6)$$

Приведем значения модуля упругости для различных жидкостей: для воды $K = 2\cdot 10^3 МПа$, для керосина $K = 1{,}7\cdot 10^3 МПа$, для дизельного топлива $K = 1{,}6\cdot 10^3 МПа$, для других нефтепродуктов можно принимать $K = 1{,}3\cdot 10^3 МПа$.

Тогда для жидкости можно записать закон Гука объемной деформации:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{K} \tag{2.7}$$

Определим с помощью закона Гука относительное уменьшение объема жидкости при увеличении давления на одну атмосферу, т.е. на 0,1 МПа.

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{0{,}1 МПа}{2 \cdot 10^3 МПа} = -\frac{1}{20000}$$

Таким образом, объем жидкости уменьшится на одну двадцатитысячную часть. Это весьма незначительная величина. Следовательно, жидкости являются практически несжимаемыми. Сжимаемость жидкости проявляется только при большом объеме, когда существенно изменяется давление, действующее на жидкость, например, в нефтяных залежах.

5. Температурное расширение.

Это свойство жидкости изменять объем при изменении температуры (при постоянном давлении). Характеризуется коэффициентом объемного температурного расширения $\beta_т$, который представляет собой относительное изменение объема жидкости при изменении ее температуры.

$$\beta_T = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta T} \text{ , } К^{-1}; \text{ } 1/^oС; \text{ } 1/град \tag{2.8}$$

Тогда в общем случае, для жидкости изменение объема определится уравнением:

$$\Delta V = \left(\beta_T \cdot \Delta T - \beta_P \cdot \Delta p\right) \cdot V \tag{2.9}$$

6. Давление насыщенного пара.

Давление насыщенного пара или давление насыщение – это такое давление, которое устанавливается в жидкости в состоянии термодинамического равновесия. При этом число молекул прямого и обратного перехода равны между собой. Если давление в жидкости станет меньше, чем давление насыщения при данной температуре, то жидкость закипит. Таким образом, кипение в жидкости возникает в двух случаях. Первый – когда при постоянном давлении температура становится выше, чем температура кипения при данном давлении. Поэтому вода кипит при 100°С при нормальном атмосферном давлении 101325 Па. Второй случай – когда давление в жидкости становится меньше, чем давление насыщения при данной температуре. Прервать начавшееся кипение можно увеличением давления. Давление насыщения или давление насыщенных паров зависит от рода жидкости и от температуры. Для некоторых жидкостей величина давления насыщенных паров при разных температурах приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Давление насыщенных паров (Па) некоторых жидкостей

Жидкость	Температура, °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Вода	613	1225	2332	4214	7350	12348	19894	31164	47334	70070	101325
Легкая нефть	3430	-	7840	-	13720	-	37240	-	85260	-	-
Бензин	6468	7938	10682	16562	22538	31948	-	-	-	-	-
Глинистый раствор	-	1762	3136	5390	8320	13720	-	-	-	-	-

Если в движущейся жидкости давление понижается при прохождении жидкостью местных сопротивлений, то может возникнуть кипение, которое называется кавитацией.

7. Вязкость жидкости.

Это свойство жидкости оказывать сопротивление при действии сдвигающих усилий. Вязкость – это свойство, противоположное текучести жидкости. Чем больше вязкость жидкости, тем меньше ее текучесть. Вязкость зависит от температуры жидкости и давления. Чем больше давление, тем вязкость жидкости больше. Чем выше температура, тем меньше вязкость. В газах при повышении температуры вязкость увеличивается. Это связано с тем, что в жидкости с увеличением температуры уменьшаются силы сцепления между молекулами, и жидкость становится более текучей, т.е. вязкость жидкости становится меньше. В газах молекулы слабо связаны между собой, поэтому при повышении температуры движутся быстрее, чаще сталкиваются между собой и вследствие этого тормозятся, а это приводит к увеличению вязкости.

Рассмотрим закон Ньютона вязкого трения.

Формулировка закона: при движении жидкости между ее слоями возникают касательные напряжения, пропорциональные вязкости.

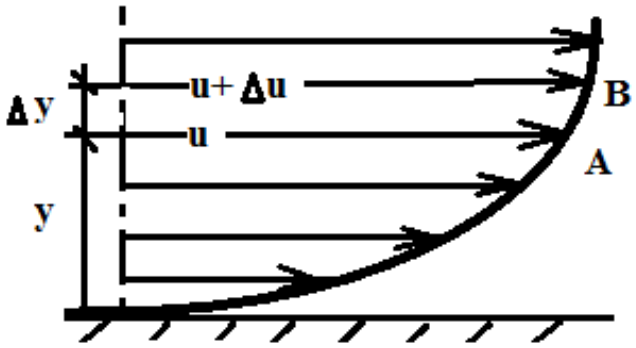


Рисунок 2.1. Распределение скоростей в потоке

Для прямолинейного слоистого течения зависимость между касательными напряжениями τ и градиентом скорости определяется по закону Ньютона вязкого трения определяется уравнением:

$$\tau = -\eta \cdot \frac{dv}{dy} \tag{2.10}$$

где τ – касательные напряжения, Па; η – динамическая вязкость или коэффициент динамической вязкости, $Па \cdot с$ или $\frac{кг}{с \cdot м}$, $\frac{dv}{dy}$ – градиент скорости, $\frac{м/с}{м}$ (рис.1).

Коэффициент динамической вязкости – справочная величина.

В таблице 2.4 приведены значения коэффициентов динамической и кинематической вязкости некоторых жидкостей.

Таблица 2.4

Коэффициенты динамической и кинематической вязкости капельных жидкостей

Жидкость	**η,Па·с**	**ν·10⁴, м²/с**
Вода пресная	0,00101	0,01012
Глицерин безводный	0,512	4,1
Керосин (при 15^0С)	0,0016-0,0025	0,02-0,03
Бензин (при 15^0С)	0,0006-0,00065	0,0083-0,0093
Масло касторовое	0,972	10,02
Масло минеральное	0,0275-1,29	0,313-14,5
Нефть при 15^0С (δ_4^{15}=0,86)	0,007-0,008	0,081-0,093
Ртуть	0,0015	0,00111
Спирт этиловый безводный	0,00119	0,0151

Наряду с понятием динамической вязкости в жидкости выделяют также кинематическую вязкость ν, которая представляет равен отношение динамической вязкости (или коэффициента динамической вязкости) к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \ \frac{м^2}{с} \tag{2.11}$$

Эта вязкость названа кинематической, так как в её размерности отсутствует единица силы.

В связи с законом Ньютона вязкого трения вводится понятие идеальной жидкости: идеальной называется такая жидкость, в которой даже при движении не возникают касательные напряжения. В реальной, вязкой жид-

кости при ее движении всегда действуют силы трения. При этом в покоящейся жидкости касательные напряжения отсутствуют. Они возникают только при движении жидкости. Кроме того, существуют неньютоновские жидкости. Это такие жидкости, в которых даже в состоянии покоя действуют касательные напряжения. Примерами таких жидкостей являются глинистые растворы, применяемые при бурении скважин, различные коллоиды, гели, битум. Описанием их движения занимается наука реология.

Контрольные вопросы к разделу «Свойства жидкости»

1. Если известны плотность и масса жидкости, как определить ее объём?
2. Если коэффициент сжимаемости одной жидкости меньше, чем другой, $\beta_{p1}<\beta_{p2}$, то какая из жидкостей более сжимаема?
3. Если модуль упругости одной жидкости больше, чем другой, $К_1 > К_2$, то какая из жидкостей более сжимаема?
4. Если жидкость подогреть, то как изменится ее объём?
5. Если жидкость подогреть, то как изменится ее вязкость?
6. Если подогреть газ, то что произойдет с его вязкостью?
7. Если жидкость кипит, то как нужно изменить давление над ее поверхностью, чтобы прекратить начавшееся кипение?
8. Как связаны между собой явление кавитации и давление насыщение?

2.1. Гидростатическое давление покоящейся жидкости

Если жидкость покоится, то согласно закону Ньютона вязкого трения (2.10), касательные напряжения в ней отсутствуют. ($dv = 0$, $\tau = 0$). Следовательно, в жидкости могут действовать только массовые силы (например, сила тяжести) и силы давления (гидростатическое давление). Распределение давления при этом определяется системой дифуравнений Эйлера:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot X \\ \dfrac{\partial p}{\partial y} = \rho \cdot Y \\ \dfrac{\partial p}{\partial z} = \rho \cdot Z \end{cases} \qquad (2.12)$$

где X, Y, Z – проекции напряжения массовой силы на оси координат (м/с^2). При этом ось Z всегда направлена вертикально. Физический смысл системы дифуравнений Эйлера заключается том, что жидкость находится в состоянии равновесия, если сумма проекций всех действующих сил на выбранные оси координат нулю.

В однородной несжимаемой жидкости плотность не изменяется (ρ = const). Если при этом жидкость находится в состоянии равновесии под действием только одной массовой силы – силы тяжести, то распределение давления определяется выражением, которое называется основным уравнением гидростатики:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot (z_0 - z)$$

или

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \qquad (2.13)$$

В уравнении (2.13) приняты обозначения: p_0 – давление в точках горизонтальной плоскости координатой z_0. В качестве такой плоскости чаще выбирается свободная поверхность жидкости. h – глубина расположения поверхности, на которой необходимо определить давление. z – координата точки (или поверхности, на которой определяется давление p, g - ускорение свободного падения (в гидромеханике принимается 9,8 м/с^2).

Иллюстрация основного уравнения гидростатики приведена на рис.2.2.

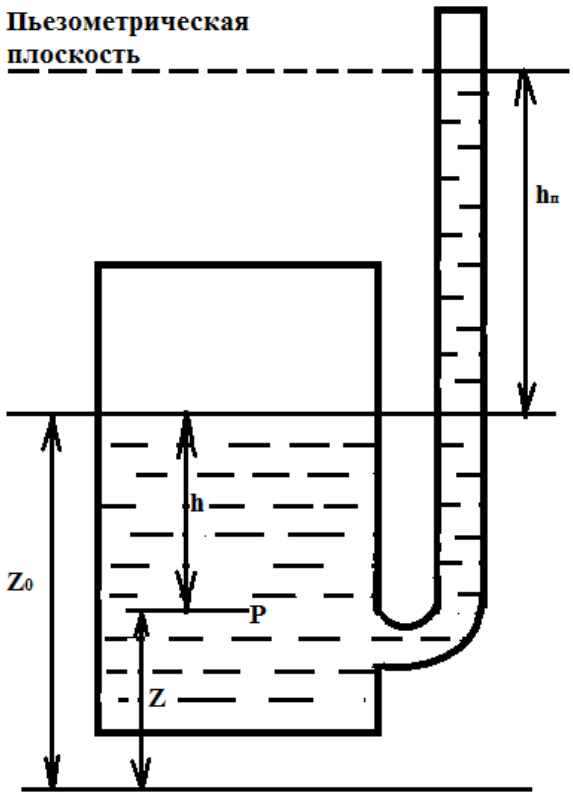


Рисунок 2.2. Закрытый сосуд с покоящейся жидкостью

На рисунке показан простейший прибор для измерения небольших избыточных давлений жидкости – пьезометр. Пьезометр представляет со-

бой тонкую вертикальную трубку, присоединенную к сосуду и с другой стороны открытую в атмосферу. Таким образом, пьезометр измеряет избыточное давление на свободной поверхности жидкости в сосуде. При этом расстояние от свободной поверхности жидкости до поверхности жидкости в пьезометре называется пьезометрической высотой и обозначается $h_п$.
Плоскость, на которой устанавливается атмосферное давление, называется пьезометрической, обозначается: «п.п.» Если на свободной поверхности жидкости избыточное давление, то пьезометрическая высота определится уравнением (2.14):

$$h_П = \frac{p_{ИЗБ}}{\rho \cdot g} \tag{2.14}$$

Кроме того, избыточное давление на поверхности жидкости можно определить уравнением (2.15):

$$p_{ИЗБ} = \rho \cdot g \cdot h_П \tag{2.15}$$

Если на свободной поверхности жидкости устанавливается давление разрежения (вакуумметрическое), то пьезометрическая высота будет отрицательной (2.16):

$$h_П = -\frac{p_В}{\rho \cdot g}$$

или

$$p_В = -\rho \cdot g \cdot h_П \tag{2.16}$$

Если сосуд открыт в атмосферу, то пьезометрическая высота $h_П = 0$. Следовательно, пьезометрическая высота может быть положительной, отрицательной и равной нулю.

Рассмотрим виды давления и приборы измерения давления

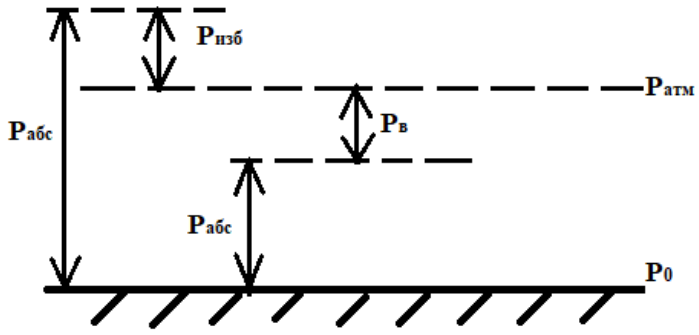


Рисунок 2.3. Виды давления

Существуют следующие виды давления: атмосферное $p_{атм}$, избыточное $p_{изб}$ и давление разрежения или вакуумметрическое $p_в$. Для измерения атмосферного давления применяются барометры, для измерения избыточного давления – манометры различных конструкций, для измерения разрежения - вакуумметры различных конструкций (рис.2.3). В уравнения Эйлера входит величина абсолютного давления, которое отсчитывается от нуля. Таким образом справедливы формулы (2.17):

$$p = p_{АТМ} + p_{ИЗБ}$$
$$p = p_{АТМ} - p_{В} \qquad (2.17)$$

Разность давления в двух точках измеряется дифференциальными манометрами. Наиболее распространены жидкостные дифманометры, в частности, ртутные. Дифманометры измеряют разность давления по разности плотности жидкостей (2.18):

$$\Delta p = (\rho_1 - \rho_2) \cdot g \cdot h$$
или
$$\Delta p = (\rho_{рт} - \rho_{ж}) \cdot g \cdot h, \qquad (2.18)$$

где h – показания дифманометра.

Контрольные вопросы к разделу «Гидростатическое давление»

1. Какие виды давления существуют и какими приборами они измеряются?
2. Пьезометрическая высота может меньше 0?
3. Как определить избыточное давление на поверхности жидкости, если известны показания пьезометра?
4. Как определить разность давлений в двух точках?
5. Где проходит пьезометрическая плоскость, если на поверхности жидкости вакуум (разрежение)?

2.2. Кинематика жидкости

Виды движения жидкости

Кинематика изучает законы движения жидкостей и газов во времени, не интересуясь причинами, вызывающими это движение. При движении жидкости будут изменяться и координаты x,y,z, и время t. В общем виде движение жидкости описывается уравнениями:

$$\begin{cases} p = f_1(x, y, z, t) \\ \rho = f_2(x, y, z, t) \\ v_x = f_3(x, y, z, t) \\ v_y = f_4(x, y, z, t) \\ v_z = f_5(x, y, z, t) \end{cases} \quad (2.19)$$

где v_x, v_y, v_z –проекции скорости на соответствующие оси координат.

Виды движения жидкости можно представить с помощью следующей установки (рис.2.4).

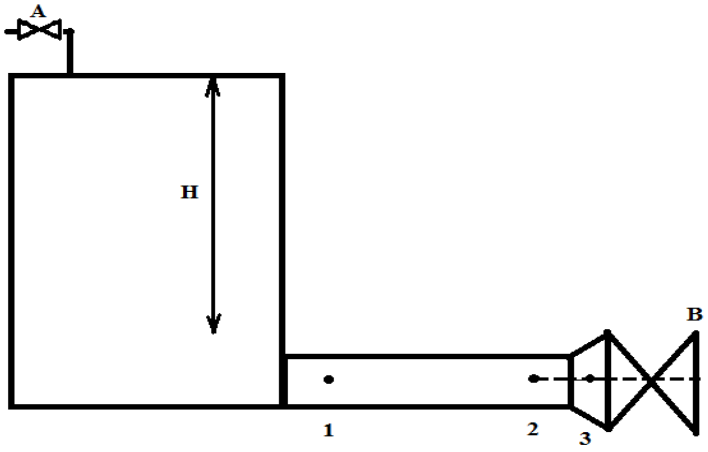


Рисунок 2.4. Установка изучения видов движения жидкости

Установка состоит из бака с водой, которая вытекает по трубе переменного сечения. На участке трубы 1-2 сечение трубы не меняется, на участке 2-3 переменное и увеличивается по длине. Расход воды в баке можно регулировать с помощью вентилей А и В.

Если эти вентили открыть так, что количество воды, поступающей в бак, будет равно количеству вытекающей из бака воды, то уровень воды в баке не изменится. Следовательно, напор Н будет постоянным. Если изменить степень открытости вентилей, то будет меняться уровень воды в баке и напор Н тоже изменится.

Таким образом, можно получить следующие виды движения:

1. установившееся – такое течение, при котором давление и скорость жидкости в произвольной точке не изменятся во времени, т.е. H =const.

2. неустановившееся – такое течение, при котором меняются во времени и давление и скорость, т.е. H = var.

3. равномерное – такое течение, при котором скорость в разных точках одинаковых сечений остается неизменным (на рисунке – участок 1-2).

4. неравномерное – такое движение, при котором жидкость течет по трубе переменного сечения с разными скоростями (участок 2-3).

5. напорное – такое течение, при котором жидкость движется под действием напора (в водопроводных трубах).

6. свободное – такое течение, при котором жидкость движется в трубах или открытых каналах с образованием свободной поверхности (например, в самотечных трубах).

Кинематические элементы

1. Основной элемент – линия тока. Линия тока – это такая линия, в каждой точке которой вектор скорости направлен по касательной (рис.2.5).

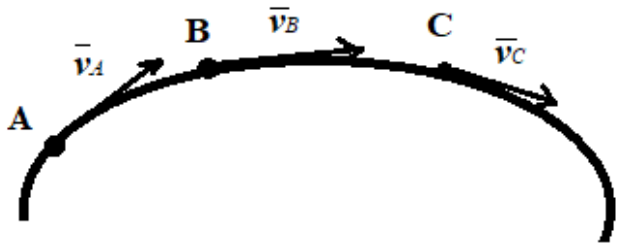


Рисунок 2.5. Линия тока

2. Если в потоке жидкости выделить элементарный замкнутый контур, и через каждую его точку провести линию тока, то получим трубчатую поверхность, называемую трубка тока. Иными словами трубка тока – это совокупность бесконечно большого числа линий, ограничивающих замкнутую поверхность (рис.2.6).



Рисунок 2.6. Трубка тока

3. Элементарная струйка – это часть потока, движущаяся внутри трубки тока. Элементарная струйка обладает важными свойствами:1). в сечении элементарной струйки скорость не изменяется;2). жидкость движется только вдоль стенок трубки тока, и при этом ни одна частица жидкости не может пересечь стенку трубки тока.

Таким образом, поток рассматривается как совокупность элементарных струек, движущихся параллельно друг другу и не пересекающихся между собой.

4. Живое сечение потока – сечение, образованное по нормали к осевой линии потока (рис. 2.7).

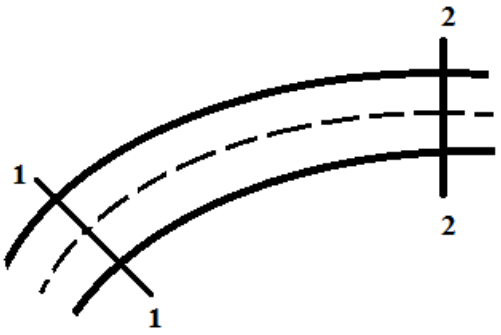


Рисунок.2.7. Живое сечение

В гидравлических расчетах для характеристики размеров и формы поперечного сечения потока вводится понятие о таких элементах живого сечения, как смоченный периметр и гидравлический радиус.

Смоченным периметром называют ту часть периметра сечения, по которой жидкость соприкасается со стенками трубы (или канала). Смоченный периметр принято обозначать греческой буквой χ (хи). При этом, если все сечение трубы занято жидкостью, то площадь сечения $s = \pi \cdot d^2$, то смоченный периметр равен длине окружности $\chi = \pi \cdot d$.

Гидравлический радиус – это отношение площади живого сечения к смоченному периметру. Обозначают гидравлический радиус $R_г$.

Определим гидравлический радиус для круглой трубы, заполненной жидкостью.

$$R_Г = \frac{s}{\chi} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{\pi \cdot d} = \frac{d}{4} \qquad (2.20)$$

Кроме того, в системе теплоснабжения, а также в отопительной и вентиляционной практике в расчетах применяют понятие «эквивалентного диаметра» $d_{экв.}$ Эквивалентный диаметр определяют равным 4 гидравлическим радиусам.

$$d_{ЭКВ} = 4 \cdot R_Г \tag{2.21}$$

Тогда для круглого сечения эквивалентный диаметр, равный четырем гидравлическим радиусам, будет равен диаметру трубы.

$$d_{ЭКВ} = 4 \cdot R_Г = 4 \cdot \frac{d}{4} = d \tag{2.22}$$

Для квадратного сечения эквивалентный диаметр будет равен стороне квадрата. Обозначим сторону квадрата через а и определим эквивалентный диаметр.

$$d_{ЭКВ} = 4 \cdot \frac{s}{\chi} = 4 \cdot \frac{a^2}{4a} = a \tag{2.23}$$

Расход жидкости и уравнение неразрывности потока

Расходом называется количество жидкости, проходящее через живое сечение потока в единицу времени. При этом только для живого сечения элементарной струйки скорость течения является величиной постоянной. В этом случае достоверным является выражение элементарного объёмного расхода элементарной струйки:

$$dQ = v \cdot ds \text{, м}^3\text{/с} \tag{2.24}$$

Таким образом, объемный расход определяется произведением скорости жидкости на площадь живого сечения струйки (или потока).

Кроме объёмного расхода рассматривают также массовый и весовой расходы. Массовый расход определяется выражением

$$dQ_m = \rho \cdot v \cdot ds$$

или

$$dQ_m = \rho \cdot dQ \text{ ,кг/с} \tag{2.25}$$

Следовательно, массовый и объёмный расходы связаны между собой. Весовой расход определяется выражением:

$$dQ_G = g \cdot dQ_m = \rho \cdot g \cdot dQ \text{, Н/с} \tag{2.26}$$

Расход потока жидкости равен алгебраической сумме расходов элементарных струек, составляющих данный поток. Тогда расход потока определяется интегрированием выражения (2.27).

$$Q = \int_s v \cdot ds \tag{2.27}$$

Скорость жидкости в различных точках поперечного сечения потока, так называемая местная скорость, очевидно, может быть неодинаковой. Поэтому для характеристики движения всего потока вводится в рассмотрение

средняя для всего сечения скорость потока. В связи с чем в технике для удобства расчетов пользуются понятием средней скорости потока:

$$v_{CP} = \frac{\int_s v \cdot ds}{s}, \tag{2.28}$$

из которого следует, что расход потока равен произведению средней скорости на площадь поперечного сечения.

$$Q = v_{CP} \cdot s \tag{2.29}$$

Полученное выражение является весьма удобным для расчета средней скорости потока. Расход жидкости в технике определяется при помощи приборов – расходомеров разных конструкций. Тогда средняя скорость определяется уравнением:

$$v_{CP} = \frac{Q}{s} \tag{2.30}$$

В технике наиболее широко применяются трубы круглого сечения, для которых средняя скорость определяется:

$$v_{CP} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \tag{2.31}$$

Уравнение неразрывности потока для несжимаемой жидкости заключается в том, что объёмный расход остается неизменным на всем протяжении данной элементарной струйки.

$$Q = v_1 \cdot s_1 = v_2 \cdot s_2 = const \tag{2.32}$$

где v_1 и v_2 – средние скорости в сечениях 1-1 и 2-2.

Это означает, что при движении несжимаемой жидкости изменение площади поперечного сечения приводит к изменению скорости. Если площадь сечения потока увеличивается, то скорость уменьшается пропорционально, и наоборот.

Контрольные вопросы к разделу «Кинематика жидкости»

1. Дайте определение трубке тока.
2. Какое течение называется равномерным?
3. Какое течение называется неравномерным?
4. Какое течение называется установившимся?
5. Какое течение называется неустановившимся?
6. Какое течение называется напорным?
7. Какое течение называется свободным?
8. Что называется линией тока?
9. Дайте определение элементарной струйке и приведите ее свойства?

10. В чем физический смысл уравнения неразрывности потока?
11. Дайте определение расхода жидкости и перечислите виды расходов.
12. Какая связь между объёмным, массовым и весовым расходом?
13. Что называется живым сечением, гидравлическим радиусом и смоченным периметром?

2.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Существует уравнение, которое связывает скорость движения жидкости и давление в ней.

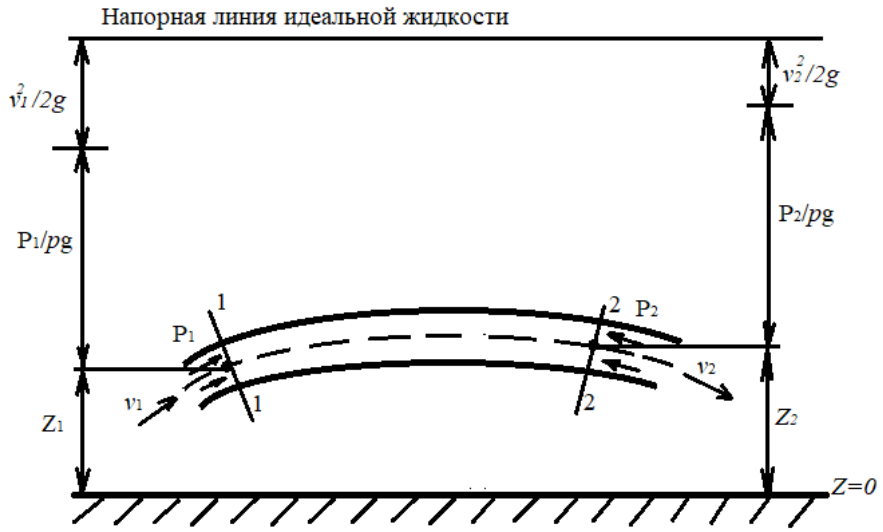


Рисунок 2.8. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости

Выделим в элементарной струйке живые сечения 1-1 и 2-2 (рис.2.8). Обозначим соответственно координаты сечения z_1 и z_2. Жидкость движется, покажем векторы скоростей в центре тяжести сечений v_1 и v_2. Пусть в сечениях действует давление p_1 и p_2.

Приведем без вывода уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} \qquad (2.33)$$

Здесь z – геометрическая высота центра тяжести сечения, м; $\frac{p}{\rho \cdot g}$ – пьезометрическая высота, м; $\frac{v^2}{2g}$ - скоростная высота, м.

Сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высот называется полным напором и обозначается Н.

$$H = z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} = const \qquad (2.34)$$

Следовательно, для идеальной жидкости полный напор не изменяется. С энергетической точки зрения уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии.

2.4. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Реальная жидкость обладает вязкостью. Вязкая жидкость испытывает сопротивление при движении, и ее удельная энергия не может оставаться неизменной вдоль ее потока.

Приведем уравнение Бернулли для потока реальной жидкости без вывода.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = z_2 \mid \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \qquad (2.35)$$

От уравнения для элементарной струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли для потока реальной жидкости отличается 3 параметрами:

1. коэффициентом Кориолиса α. Этот коэффициент учитывает неравномерность распределения скоростей в сечении. Величина коэффициента Кориолиса зависит от степени неравномерности распределения скорости по сечению. Этот коэффициент всегда больше 1. За исключением случая, когда местные скорости в данном сечении равны между собой. В турбулентном потоке $\alpha \approx 1{,}1$. В ламинарном потоке $\alpha = 2$. При решении задач можно принять $\alpha = 1$, когда жидкость движется турбулентно.
2. скорость в уравнении – средняя.
3. наличием величины $h_{1\text{-}2}$ – потери напора, вызванные потерями напора на трение по длине и потерями напора в местных сопротивлениях.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли для потока реальной жидкости представляет собой уравнение баланса энергии.

Проиллюстрируем уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости и для потока реальной жидкости (рис.2.9).

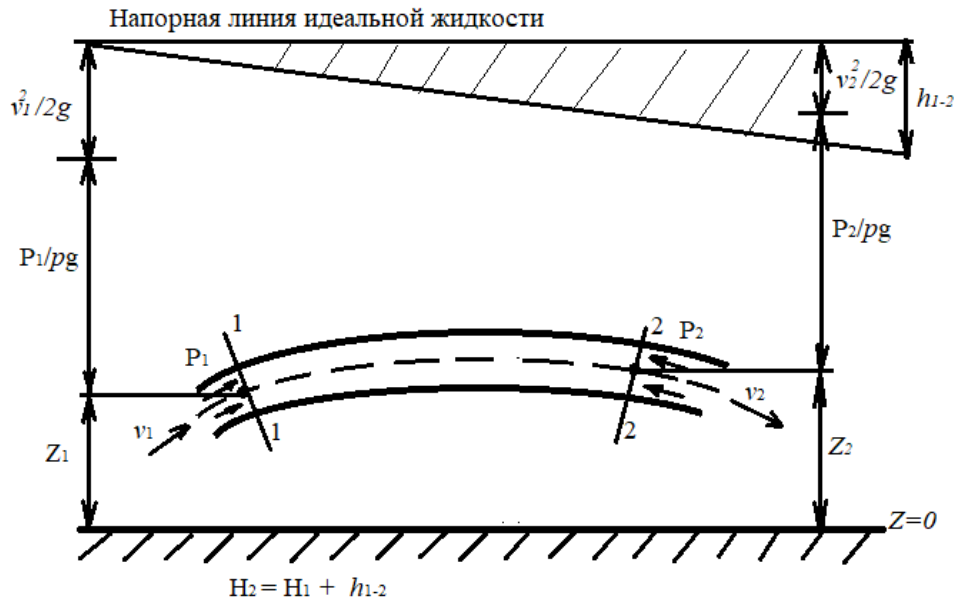


Рисунок.2.9. Уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости

Напорная линия для элементарной струйки идеальной жидкости - прямая, параллельная плоскости отсчета. Для реальной жидкости напорная линия уже не располагается в горизонтальной плоскости, а понижается в направлении течения жидкости. Чем больше наклон этой линии, тем интенсивнее расходуется энергия по пути. На рисунке показана также пьезометрическая линия, которая показывает изменение давления в жидкости. Следует отметить, что пьезометрическая линия может как снижаться, так и повышаться в зависимости от изменения скорости жидкости при изменении площади сечения струйки.

При проведении гидравлических расчетов определяется величина гидравлического уклона. Гидравлический уклон i- это отношение потерь напора между сечениями к длине участка.

$$i = \frac{h_{1-2}}{l} \tag{2.36}$$

Гидравлический уклон – это величина безразмерная и в общем случае переменная. Гидравлический уклон может быть положительным, отрицательны и равным нулю.

$$\begin{aligned} i &> 0 \\ i &< 0 \\ i &= 0 \end{aligned} \tag{2.37}$$

Практическое применение уравнения Бернулли

Пусть жидкость движется по горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис 2.10).

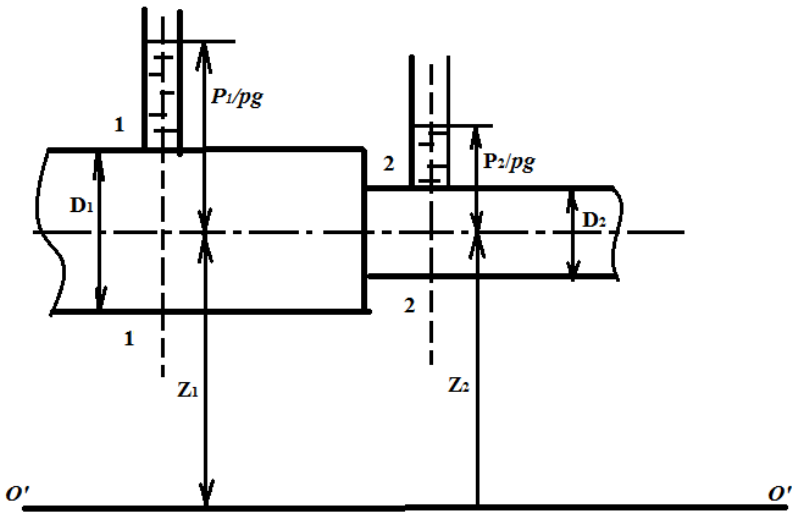


Рисунок 2.10. Практическое применение уравнения Бернулли

Запишем уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \tag{2.38}$$

Проведем анализ уравнения. Труба расположена горизонтально, следовательно, геометрические высоты z_1 и z_2 относительно плоскости сравнения будут равны между собой. Коэффициенты Кориолиса α_1 и α_2 примем равными единице, а потерями напора пренебрегаем ввиду малости расстояния между сечениями. Тогда уравнение примет вид:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} \tag{2.39}$$

Запишем уравнение неразрывности (2.27)

$$Q = v_1 \cdot s_1 = v_2 \cdot s_2 = const$$

Так как площади сечения различаются между собой, то пропорционально изменится и скорость течения.

$$s_1 > s_2$$
$$v_2 > v_1$$

Тогда скоростные высоты

$$\frac{v_2^2}{2g} > \frac{v_1^2}{2g},$$

Следовательно,

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} > \frac{p_2}{\rho \cdot g}$$

Таким образом, при изменении поперечного сечения трубопровода изменяются пьезометрические высоты в соответствующих сечениях. Эта зависимость используется в различных устройствах, приборах и сооружениях. Например, расходомер Вентури, скоростная трубка Пито, шайбовые расходомеры, струйный насос – эжектор, который широко применяется в системе теплоснабжения. Принцип действия и устройство расходомера Вентури рассмотрены в п.4, скоростная трубка Пито – в пп.7,8,9.

Рассмотрим принцип действия и устройство шайбовых расходомеров

Шайбовые расходомеры представляют собой устройство, состоящее из диска с высверленным малым отверстием (рис.2.11). Диск устанавливают в трубопроводе. До и после диска установлены импульсные трубки, связанные с дифманометром. Жидкость проходит через малое отверстие, и в соответствии с уравнением Бернулли происходит изменение скорости течения жидкости и давления в ней. Изменение давления фиксирует дифференциальный манометр.

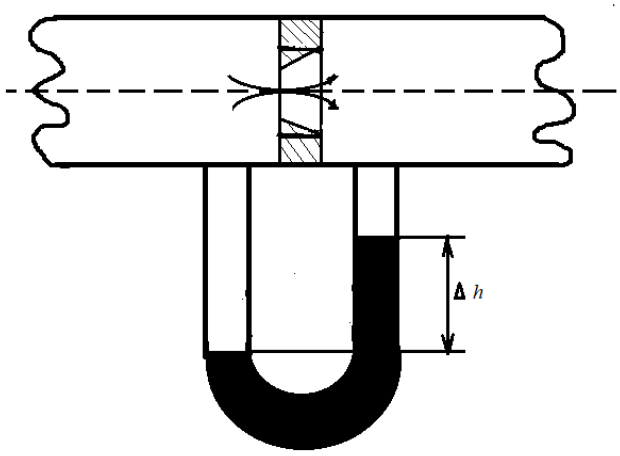


Рисунок 2.11. Шайбовый расходомер

Принцип действия таких расходомеров такой же, как и для водомера Вентури. Расход жидкости связан с показаниями дифманомера соотношением:

$$Q = \frac{\sqrt{2g}}{\sqrt{\left(\frac{1}{s_2^2} - \frac{1}{s_1^2}\right)}} \cdot \sqrt{\Delta h}, \qquad (2.40)$$

где Δh – показания дифманометра.

Рассмотрим принцип действия струйного насоса-эжектора

Эжектором называют устройство для сжатия и перемещения газов, паров, а также жидкостей. Принцип действия эжектора основан на передаче энергии одной среды, движущейся с высокой скоростью (активный поток) другой среде (пассивный поток). Покажем принципиальную схему эжектора (рис.2.12).

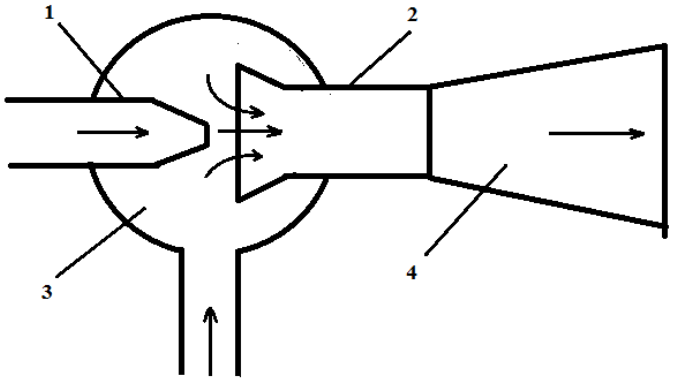


Рисунок 2.12. Схема эжектора

Рабочая среда (активный поток) – жидкость, газ или пар проходит через сопло 1 и поступает в камеру смешения 2. При прохождении через сопло скорость активного потока резко возрастает, а давление падает. За счет снижения давления в камеру смешения проходит пассивный поток (жидкость, газ или пар) из всасывающей камеры 3. Из камеры смешения смесь двух сред поступает в диффузор 4, в котором кинетическая энергия струи переходит в потенциальную энергию с повышением давления. При этом часть кинетической энергии струи расходуется на гидравлические потери. Такая особенность работы эжектора определяет его низкую экономичность, которая окупается чрезвычайной простотой устройства струйного насоса. Принципиальное различие процессов в эжекторе и в компрессоре (или насосе) состоит в том, что сжатие газа (или пара, или жидкости) осуществляется не внешним источником механической работы, а активной рабочей средой, которая смешивается с пассивным потоком. По виду активного и пассивного потока эжекторы различают на следующие типы:

1. газо-газовые;
2. парогазовые;
3. жидкостно-газовые;
4. жидкостно-жидкостные;
5. паро-жидкостные (парожидкостной эжектор обычно называют инжекторами).

Контрольные вопросы к разделу «Уравнение Бернулли»

1. Как определить напор движущейся элементарной струйки идеальной жидкости?

2. Приведите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.
3. Сравните уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости.
4. В чем заключается физический смысл уравнения Бернулли для идеальной жидкости? Для реальной жидкости?
5. Что называется гидравлическим уклоном?
6. В каком случае гидравлический уклон имеет отрицательные значения?
7. Какие устройства сконструированы на основании уравнения Бернулли?
8. Приведите принцип работы и устройство скоростной трубки Пито.
9. Приведите принцип работы и устройство расходомера Вентури.
10. Приведите принцип работы и устройство шайбового расходомера.
11. Приведите принцип работы и устройство струйного насоса – эжектора.

2.5. Общие уравнения определения потерь напора

Определение потерь напора при движении жидкостей является одной из основных задач гидромеханики. Для определения потерь напора на трение, возникающих при равномерном напорном движении жидкости в трубах используется метод размерности. Метод размерностей основан на так называемой ПИ–теореме (π–теореме). Сущность теоремы заключается в том, что математическая зависимость между некоторыми физическими размерными величинами всегда может быть преобразована в уравнение, в которое войдут безразмерные комбинации тех же физических величин (которые и называются числами π). Причем число безразмерных комбинаций всегда меньше, чем число исходных физических величин.

Применим метод размерностей для определения потерь напора на трение.

Опыты показывают, что величина потерь напора на трение h_T при движении жидкости в трубах может зависеть от следующих факторов:

- Диаметра трубы d, ее длины l;
- Физических свойств жидкости (плотности ρ, динамической вязкости η);
- Средней скорости движения в трубе v;
- Средней высоты выступов шероховатости Δ на стенках трубы.

Тогда можем написать интересующую нас зависимость в виде

$$\Delta p_{TP} = f(v, d, \eta, \rho, \Delta, l) \tag{2.41}$$

где $\Delta p_{тр}$ – потери давления по длине потока, равной l, связанные с потерей напора, формулой

$$\Delta p_{TP} = \rho \cdot g \cdot h_{TP}. \tag{2.42}$$

Вид функции в уравнении (2.41) неизвестен. Поэтому применим π–теорему и перепишем уравнение (2.41) в виде

$$f_1 = (\frac{\Delta p_{TP}}{l}, \eta, \rho, d, v, \Delta) = 0 \tag{2.43}$$

Учтем, что потеря напора на трение всегда прямо пропорциональна длине рассматриваемого участка.

Для измерения входящих в уравнение (2.43) величин требуются 3 основные единицы измерения: масса, время и линейный размер. Тогда вместо (2.43) можно записать функцию, содержащую 3 числа π, т.е. 3 безразмерных комплекса

$$f_2(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \tag{2.44}$$

Для определения чисел π методом размерности конструируем комплексы

$$\pi_1 = \frac{v d \rho}{\eta}$$

$$\pi_2 = \frac{d \frac{\Delta p_{TP}}{l}}{\rho v^2}$$

$$\pi_3 = \frac{\Delta}{d}$$

Подставим полученные безразмерные комплексы (числа π) в уравнение (2.44), получим функцию вида

$$f_2\left(\frac{v d \rho}{\eta}, \frac{d \frac{\Delta p_{TP}}{l}}{\rho v^2}, \frac{\Delta}{d}\right) = 0 \tag{2.45}$$

Разрешая это уравнение относительно потери давления на трение, а затем относительно потери напора на трение путем математических преобразований получим уравнение Дарси-Вейсбаха.

$$h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \tag{2.46}$$

В этом уравнении λ – коэффициент гидравлического сопротивления, безразмерная величина. Зависит от режима течения жидкости и от относительной шероховатости труб.

$$\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{d}\right) \tag{2.47}$$

Определение коэффициента гидравлического сопротивления рассмотрено далее, в теории ламинарного течения и полуэмпирической теории турбулентного течения.

Приведенный метод можно использовать также для определения вида формулы потерь напора на местных сопротивлениях. Формулу эмпирическим путем получил в 19 в. Вейсбах. Приведем уравнение Вейсбаха потерь напора на местных сопротивлениях.

$$h_M = \varsigma \cdot \frac{v^2}{2g}, \qquad (2.48)$$

где ς – коэффициент местных сопротивлений, безразмерная величина. приводится в справочниках; v – скорость потока после прохода через местное сопротивление.

Контрольные вопросы к разделу «Общие уравнения определения потерь напора»

1. Приведите уравнение потерь напора Дарси-Вйесбаха
2. Приведите уравнение потерь напора Вейсбха
3. Какие безразмерные комплексы используются при получении уравнения потерь напора на трение?
4. В чем сущность ПИ-теоремы?
5. Как формируются безразмерные комплексы – числа π?

2.6. Режимы течения жидкости

Наблюдения за течением жидкости показали, что в природе существуют два различных вида движения жидкости: во-первых, слоистое, упорядоченное или ламинарное движение, при котором отдельные слои жидкости скользят друг относительно друга, не смешиваясь между собой. Во-вторых, неупорядоченное, так называемое турбулентное, когда частицы жидкости движутся по сложным, постоянно изменяющимся траекториям и в жидкости происходит интенсивное перемешивание. Название течений происходит от латинских слов. Lamina – слой, пластина. Turbulentis - вихревой. Еще в начале 19 в. было известно, что вязкие жидкости, например масла – движутся в основном упорядоченно, а маловязкие жидкости (вода, воздух), почти всегда неупорядоченно. Доказательно решил этот вопрос английский физик Осборн Рейнолдс с помощью следующей установки (рис.2.13).

К баку А с водой присоединена стеклянная труба В. Регулируя путем закрытия – открытия вентиль С, можно создать в трубе течение воды с разными скоростями. Из сосуда D по трубке Е в устье трубы В поступает водорастворимая краска. Когда вода движется с малой скоростью, окрашенная струйка не размывается и имеет вид натянутой нити. (рис.2.14.а). Поток в этом случае называют ламинарным. При увеличении скорости движения воды окрашенная струйка получает вначале волнистое очертание (рис. 2.14 б), а потом почти внезапно исчезают, размываясь по всему сечению трубы. Движение воды становится неупорядоченным, отдельные частицы окрашенной жидкости разлетаются во все стороны, сталкиваются друг с другом, ударяются о стенки и т.д. (рис. 2.14,в).

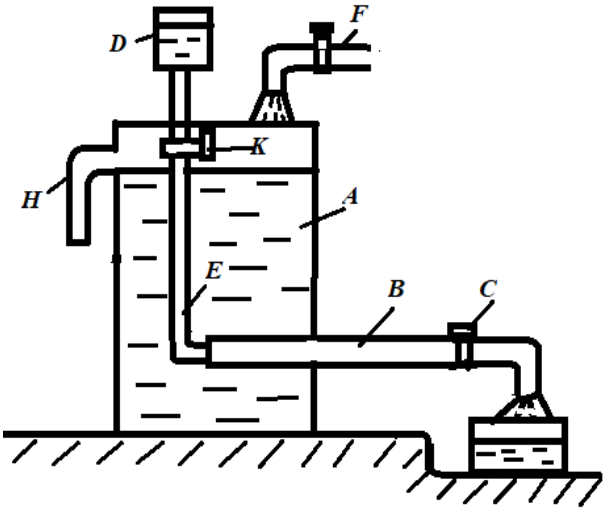


Рисунок 2.13. Установка Рейнольдса

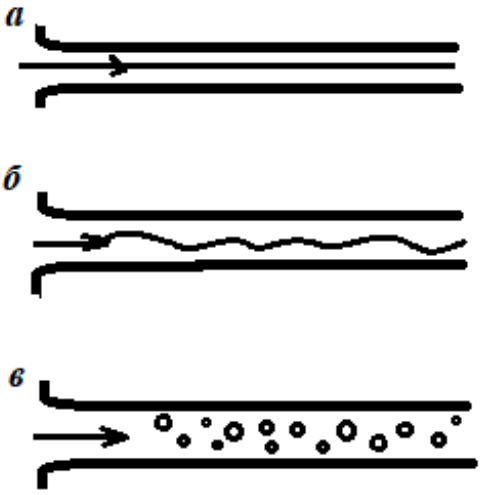


Рисунок 2.14. Ламинарное и турбулентное движение

Такое движение называется турбулентным. Следует отметить обратимость турбулентного и ламинарного течения. При уменьшении скорости воды появляется слоистая полоска окрашенной жидкости, и потом окрашенная вода движется опять в виде натянутой нити. Таким образом, регулируя подачу воды можно получать разные виды течений.

Опыты Рейнольдса показали, что переход от ламинарного к турбулентному течению происходит при определенной скорости, которую назвали критической. Кроме того, опыты позволили установить, что критическая скорость оказалась разной. Возрастающей с увеличением вязкости жидкости и уменьшающейся с уменьшением диаметра трубы. Критерием режима течения (или характеристикой режима течения) является безразмерный комплекс, которое назвали числом Рейнольдса (Re). Безразмерные числа, характеризующие различные физические явления, принято называть латинскими буквами по первым буквам фамилия автора, получившим критерий. Например, в теплопередаче существуют критерии Нуссельта (Nu), Пекле (Pe), и т.д.

Приведем уравнение числа Рейнольдса, характеризующего режим течения жидкости.

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

или

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho \cdot \mathrm{v} \cdot \mathrm{d}}{\eta} \qquad (2.49)$$

Для круглых труб критическое значения числа Рейнольлса составляет величину 2320.

$$\mathrm{Re}_{KP} = 2320$$

Если при расчете число Рейнольдса $Re \le 2320$, то режим течения ламинарный. Если расчетное число Рейнольдса $Re > 2320$, то режим турбулентный.

2.7. Теория ламинарного течения жидкости

Опыты показали, что одновременно с переходом от ламинарного течения к турбулентному изменяется характер распределения скоростей по сечению трубы, а также характер гидравлических сопротивлений. Определим закон распределения касательных напряжений и скоростей в ламинарном потоке.

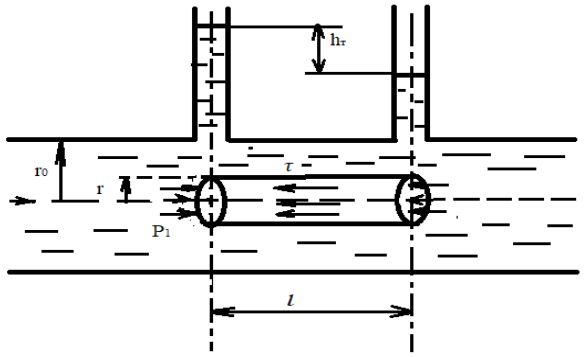


Рисунок 2.15. Схема для вывода уравнений

Выделим в трубе длиной l соосный цилиндр радиуса r (рис.2.15). Обозначим радиус трубы через r_0. Выделим сечения 1-1 и 2-2, в которых величины давлений определяются по пьезометрам. Покажем направление движения жидкости. Местные сопротивления отсутствуют, поэтому потери напора состоят только из потерь напора на трение по длине.

Закон распределения касательных напряжений в потоке

Для получения закона распределения касательных напряжений составим уравнение равновесия в виде суммы проекций сил, действующих на цилиндр. В сечении 1-1 действует давление p_1, в сечении 2-2 -давление p_2. Касательные напряжения τ действуют по боковой поверхности цилиндра и направлены в сторону, противоположную направления течения жидкости.

Тогда уравнение равновесия примет вид:

$$p_1 \cdot \pi \cdot r^2 - p_2 \cdot \pi \cdot r^2 - \tau \cdot 2\pi \cdot r \cdot l = 0 \qquad (2.50)$$

Преобразуем полученное уравнение.

$$(p_1 - p_2) \cdot r = 2\tau \cdot l$$

или

$$p_{mp} \cdot r = 2\tau \cdot l$$

Тогда закон распределения касательных напряжений примет вид:

$$\tau = \frac{p_{TP} \cdot r}{2l} \qquad (2.51)$$

Таким образом, касательные напряжения в поперечном сечении при ламинарном течении прямо пропорциональны давлению в жидкости и радиусу сечения и обратно пропорциональны длине участка. Касательные напряжения изменяются по линейному закону и принимают значения:

На оси трубопровода при r = 0 $\tau = 0$

На стенке трубы при r = r_0 $\tau = \tau_{max}$, или $\tau = \frac{p_{TP} \cdot r_0}{2l}$

Покажем эпюру касательных напряжений, которая представляет собой закон распределения касательных напряжений в поперечном сечении трубы (рис.2.16).

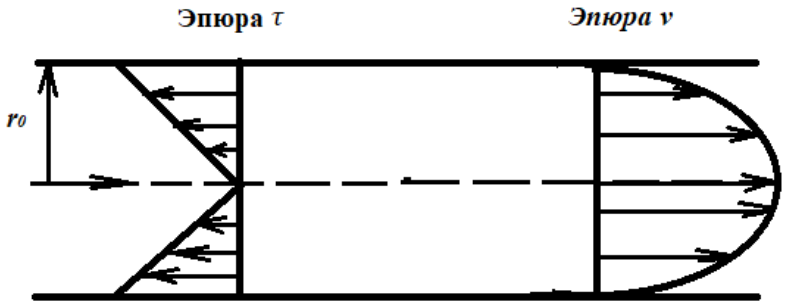


Рисунок.2.16. Эпюры касательных напряжений и скоростей

Закон распределения скоростей в ламинарном потоке

Для получения закона распределения скоростей уравнение касательных напряжений (2.46) приравняем уравнению (2.10) закона Ньютона вязкого трения.

$$\tau = -\eta \cdot \frac{dv}{dy} \tag{2.52}$$

Получим уравнения

$$\begin{cases} \tau = \frac{p_{TP} \cdot r_0}{2l} \\ \tau = -\eta \cdot \frac{dv}{dr} \end{cases} \tag{2.53}$$

Приравняем правые части уравнений и выразим величину dv

$$dv = -\frac{p_{TP} \cdot r \cdot dr}{2\eta \cdot dr}$$

Проинтегрируем полученное выражение

$$v = -\frac{p_{TP}}{2\eta \cdot l} \int r dr$$

$$v = -\frac{p_{TP} \cdot r^2}{2\eta \cdot l} + C$$

Константу интегрирования С найдем из граничных условий:
на стенке трубы при r = r_0 v = 0

$$0 = -\frac{p_{TP.} \cdot r_0^2}{4\eta l} + C$$

$$C = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{4 \cdot \eta \cdot l}$$

Тогда получим закон распределения скоростей в ламинарном потоке.

$$v = \frac{p_{TP}}{4 \cdot \eta \cdot l} \cdot \left(r_0^2 - r^2\right) \tag{2.54}$$

Следовательно, закон распределения скоростей представляет собой параболу. Наибольшая скорость в ламинарном потоке устанавливается на оси трубопровода, при r = 0 (рис.2.16.).

Тогда запишем уравнение максимальной скорости.

$$v_{MAX} = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{4\eta \cdot l} \tag{2.55}$$

Получим уравнение расхода жидкости и выражение средней скорости ламинарного потока.

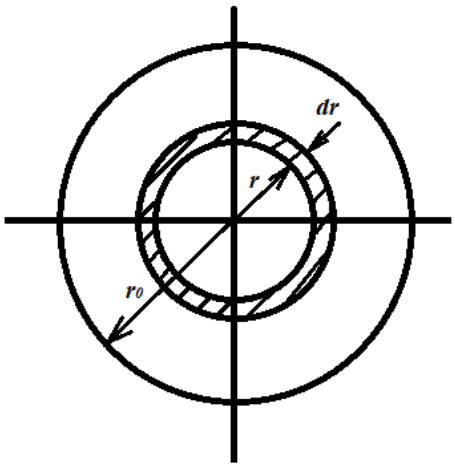


Рисунок 2.17. Поперечное сечение трубы

Выделим элементарную площадь в поперечном сечении трубы (рис.2.17). Она представляет собой кольцо толщиной dr и длиной 2π·r. Тогда можно записать выражение элементарного расхода, подставим выражение закона распределения скоростей и получим в результате интегрирования уравнение расхода жидкости в ламинарном потоке.

$$dQ = v \cdot ds$$

$$ds = 2\pi \cdot r \cdot dr$$

$$v = \frac{p_{TP}}{4 \cdot \eta \cdot l} \cdot \left(r_0^2 - r^2\right)$$

$$dQ = \frac{p_{TP}}{4 \cdot \eta \cdot l} \cdot \left(r_0^2 - r^2\right) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

$$Q = \frac{p_{TP} \cdot \pi}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot \int \left(r_0^2 - r^2\right) \cdot r \cdot dr$$

$$Q = \frac{p_{TP} \cdot \pi \cdot r_0^4}{8 \cdot \eta \cdot l}$$

Тогда можно получить выражение средней скорости ламинарного потока и величину коэффициента Кориолиса.

Среднюю скорость получим как отношение расхода к площади сечения трубы.

$$v = \frac{Q}{s} = \frac{Q}{\pi \cdot r_0^2} = \frac{p_{TP} \cdot \pi \cdot r_0^4}{8 \cdot \eta \cdot l \cdot \pi \cdot r_0^2} = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{8 \cdot \eta \cdot l} \qquad (2.56)$$

Сравним полученное выражение с уравнением максимальной скорости потока.

$$v_{MAX} = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{4\eta \cdot l}$$

$$v = \frac{p_{TP} \cdot r_0^2}{8 \cdot \eta \cdot l}$$

$$\frac{v_{MAX}}{v} = \frac{8}{4} = 2$$

Следовательно, максимальная скорость ламинарного потока в 2 раза больше, чем средняя. Скорости по сечению потока распределены неравномерно, и коэффициент Кориолиса $\alpha = 2$.

Получим уравнение потерь напора на трение и гидравлических сопротивлений в ламинарном потоке

Возьмем уравнение расхода

$$Q = \frac{p_{TP} \cdot \pi \cdot r_0^4}{8 \cdot \eta \cdot l}$$

Выразим величину потери давления на трение и затем перейдем к выражению потерь напора.

$$p_{TP} = \frac{8 \cdot \eta \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot r_0^4}$$

$$r_0 = \frac{d}{2}$$

$$p_{TP} = \frac{128 \cdot \cdot \nu \cdot \rho \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot d^4}$$

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

$$h_{TP} = \frac{p_{TP}}{\rho \cdot g}$$

$$h_{TP} = \frac{64 \cdot \nu \cdot l \cdot v}{2g \cdot d \cdot d}$$

Последнее уравнение домножим и разделим на скорость v. Проведем перестановку множителей и получим следующее выражение.

$$h_{TP} = \frac{64 \cdot \nu}{v \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \tag{2.57}$$

Здесь $\frac{\nu}{v \cdot d} = \frac{1}{\mathrm{Re}}$

Тогда получим уравнение Дарси-Вейсбаха в виде.

$$h_{TP} = \frac{64}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Если сопоставить полученное уравнение с уравнением Дарси-Вейсбаха

$$h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \tag{2.58}$$

то очевидно, что гидравлические сопротивления в ламинарном потоке определяются по формуле

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} \tag{2.59}$$

Полученное уравнение называется уравнением Стокса.

Контрольные вопросы к разделу «Теория ламинарного течения жидкости»

1. Какие существуют режимы течения?
2. Кто эмпирически доказал существование разных режимов течения жидкости и получил критерий режима течения?

3. Как распределяются касательные напряжения в ламинарном потоке?
4. По какому закону изменяется скорость ламинарного потока?
5. Как соотносятся между собой максимальная и средняя скорость потока?
6. Приведите значение критического числа Рейнольдса для круглых труб?
7. Как определить гидравлические сопротивления для ламинарного потока?

2.8. Полуэмпирическая теория турбулентного течения

Опытные данные о распределении скоростей

Турбулентное течение жидкости в трубах давно является предметом многочисленных исследований, так как на практике жидкости движутся в трубах в условиях турбулентного режима. Но до сих пор не создано теории турбулентного движения, которая непосредственно основывалась на основных уравнениях гидродинамики и полностью подтверждалась опытом, как для ламинарного режима. Турбулентный поток имеет сложную структуру, внутренний механизм которой до сих пор не разгадан полностью.

Это связано с тем, что скорости постоянно изменяются – пульсируют. Но вместе с тем установлено, что за достаточно большой промежуток времени осредненное значение скорости остается постоянным. При рассмотрении турбулентного движения наиболее интересны с инженерной точки зрения два основных вопроса: определение потерь напора и распределение скоростей по поперечному сечению трубы. При этом распределение скоростей и потери напора сильно зависят от таких параметров, как диаметр трубы, скорости движения жидкости, вязкости жидкости и шероховатости труб.

Согласно исследованиям ученых в области гидромеханики установлено, что при турбулентном течении жидкости в трубах местная скорость на расстоянии 0,223r от стенки трубы равна средней скорости. Средняя скорость определяется известным уравнением:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} \tag{2.60}$$

Это обстоятельство используется для измерения расхода жидкостей и газов в трубопроводах: измерительный прибор трубка Пито (вертушка) располагается в точке средней скорости, а замеренную величину скорости затем умножают на площадь живого сечения трубопровода (рис.2.18). Более того, определение расхода в трубопроводе путем измерения скорости в одной точке можно применять для потоков, движущихся с большими скоростями, так этот метод не вызывает больших потерь напора.

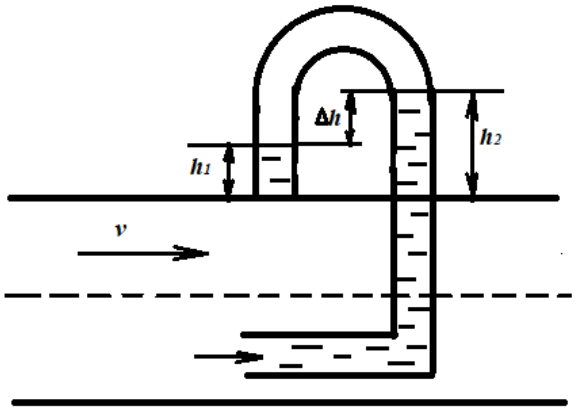


Рисунок 2.18. Трубка Пито

Исследования А.Д. Альтшуля позволили получить для турбулентного течения следующее уравнение, характеризующее профиль скоростей:

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(\frac{y}{r}\right)^{0,9\sqrt{\lambda}} \tag{2.61}$$

где y – координата точки оси трубопровода; r –радиус трубы; u –истинная скорость движения жидкости в данной точке; u_{max} – наибольшая (или максимальная) скорость течения жидкости, которая устанавливается в центре потока на оси трубопровода; λ – коэффициент гидравлического течения, определяется по уравнению Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0,25} \tag{2.62}$$

где Re – число Рейнольдса, характеризующее режим течения; d – диаметр трубы; Δ –шероховатость трубы.

Профиль скоростей симметричен относительно оси трубопровода. Уравнение (2.61) справедливо для всей области турбулентного течения. Расчетные формулы для определения отношения средней скорости к максимальной и коэффициент Кориолиса также получены А.Д. Альтшулем и имеют вид:

$$\frac{u_{\max}}{v} = 1 + 1,3 \cdot \sqrt{\lambda}$$

$$\alpha = 1 + 2,65 \cdot \lambda$$

Таким образом, доказано, что отношения скоростей турбулентного потока и коэффициент Кориолиса зависят только от величины коэффициента гидравлического сопротивления λ.

Приведем эпюры распределения скоростей ламинарного и турбулентного потоков для сравнения (рис.2.19.).

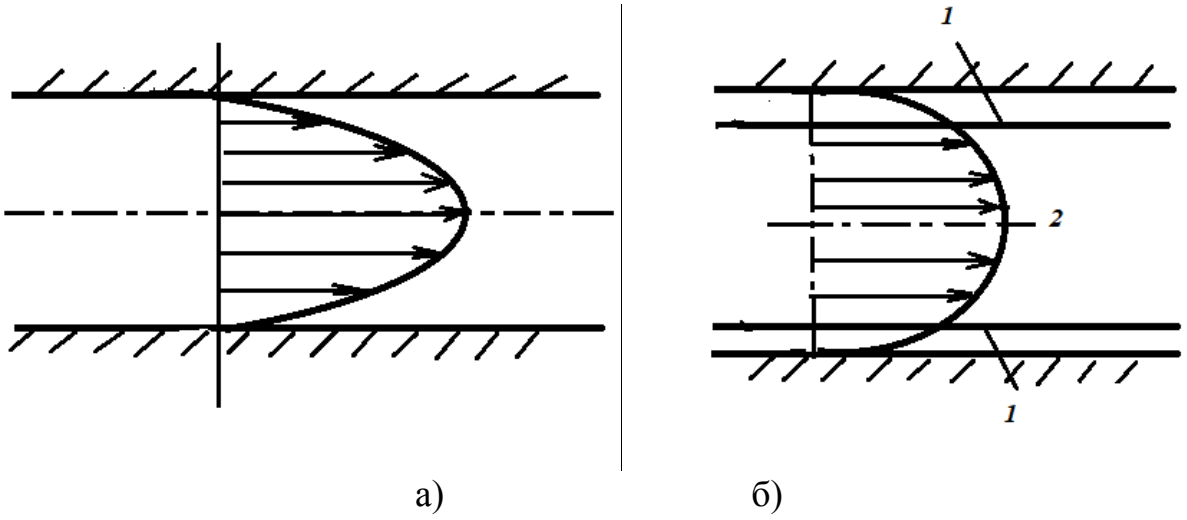


Рисунок 2.19 Эпюры скоростей ламинарного (а) и турбулентного потока (б)

Область, где скорости почти не меняются по сечению, называются ядром сечения, а слой у стенки, в пределах которого скорость быстро изменяются – пристенным слоем. Толщина пристенного слоя очень незначительна, в пределах долей миллиметра. Равномерное распределение скоростей в ядре потока объясняется интенсивным перемешиванием, которое представляет собой основную особенность турбулентного режима.

Гидравлические сопротивления в турбулентном потоке

Уже отмечалось, что в турбулентном потоке распределение скоростей и потери напора сильно зависят от таких параметров, как диаметр трубы, скорости движения жидкости, вязкости жидкости и шероховатости труб. При этом шероховатость стенок также определяется рядом факторов: материалом стенок; характером механической обработки внутренней поверхности трубы, от чего зависят высота выступов шероховатости, их форма, густота и характер их размещения на поверхности; наличием или отсутствием ржавчины и т.д. Для количественной оценки шероховатости вводится понятие абсолютной шероховатости – это высота выступов бугорков на внутренней поверхности трубы. Обозначается абсолютная шероховатость Δ (дельта), измеряется в линейных единицах (мм,м) и приводится в справочниках. Кроме того, опыты показали, что гидравлические сопротивления зависят от диаметра трубы. Поэтому вводится понятие относительной шероховатости, которая представляет собой отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы, является безразмерной величиной.

Многочисленные опыты показали, что в турбулентном потоке гидравлические сопротивления зависят не только от режима течения, но и от относительной шероховатости труб.

$$\lambda = f(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{d}) \tag{2.63}$$

где $\frac{\Delta}{d}$ – относительная шероховатость труб.

В турбулентном потоке различают 3 зоны сопротивления.

1. Зона гидравлически гладких труб.

Границы зоны

$$2320 < \mathrm{Re} \le 10 \cdot \frac{d}{\Delta}$$

Тогда гидравлические сопротивления определяются по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0,25}} \tag{2.64}$$

Следовательно, в зоне гидравлически гладких труб гидравлические сопротивления зависят только от числа Re.

2. Зона шероховатых труб

Границы зоны

$$10 \cdot \frac{d}{\Delta} < \mathrm{Re} \le 500 \frac{d}{\Delta}$$

Тогда гидравлические сопротивления определяются по уравнению Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \tag{2.65}$$

Следовательно, в этой зоне гидравлические сопротивления зависят и от режима течения и от относительной шероховатости труб.

3. Зона вполне шероховатых труб или квадратичная (автомодельная)

Границы зоны

$$\mathrm{Re} > 500 \frac{d}{\Delta}$$

Тогда гидравлические сопротивления определяются по формуле Шифринсона

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

Следовательно, в этой зоне гидравлические сопротивления зависят только от относительной шероховатости труб.

Контрольные вопросы к разделу «Полуэмпирическая теория турбулентного течения»

1. Как распределяются скорости течения жидкости в турбулентном потоке?
2. Приведите эпюру скоростей турбулентного потока и сравните с эпюрой скоростей ламинарного потока.
3. От каких величин зависят гидравлические сопротивления в турбулентном потоке?
4. Приведите зоны гидравлических сопротивлений и уравнения гидравлических сопротивлений для каждой зоны.

2.9. Классификация трубопроводов и расчет простых трубопроводов

Трубопроводы можно классифицировать по следующим признакам:

1. по расходу трубопроводы делятся на простые и сложные.

Простыми называются трубопроводы, при движении жидкости вдоль которых расход остается постоянным. Сложными называются трубопроводы с переменным расходом по длине.

2. по протяженности трубопроводы делятся на короткие и длинные.

Длинным считается трубопровод, в котором потери напора в местных сопротивлениях малы по сравнению с потерями напора на трение по длине. Тогда потерями напора в местных сопротивлениях пренебрегают или учитывают их через суммарную эквивалентную длину $l_{экв}$, которая составляет обычно 1-5% от реальной длины трубопровода. В коротких трубопроводах оба вида потерь напора сопоставимы.

Самотечным называется трубопровод, в котором перемещение жидкости осуществляется только за счет сил тяжести рис.2.20.

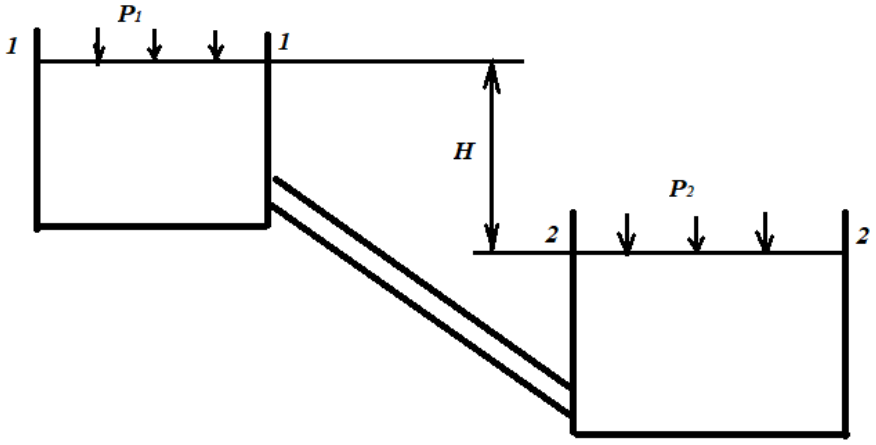


Рисунок 2.20. Схема самотечного трубопровода

3. по схеме трубопроводы подразделяются на тупиковые сети и кольцевые (рис.2.21).

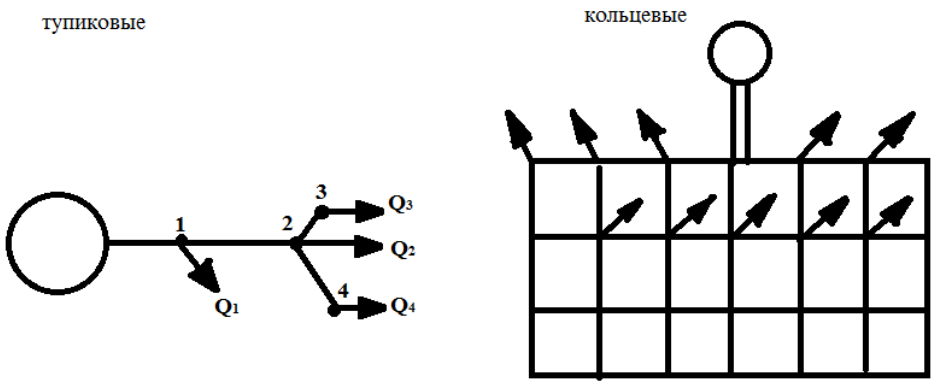


Рисунок 2.21. Схемы трубопроводов

При гидравлическом расчете трубопроводов используются уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}, \qquad (2.66)$$

уравнение неразрывности

$$Q = v_1 \cdot s_1 = v_2 \cdot s_2 = const, \qquad (2.67)$$

а также все понятия и формулы, рассмотренные в пп.2.6, 2.7, 2.8. Расчет трубопроводов сводится к решению одной из следующих задач:

1. определение необходимого действующего напора по заданным параметрам трубопровода и жидкости;
2. определение пропускной способности трубопровода по заданным параметрам трубопровода и жидкости;
3. определение минимально необходимого диаметра трубопровода по заданным действующему напору, параметрам жидкости и трубопровода и по пропускной способности трубопровода;
4. определение геометрической высоты установки насоса.

Приведем схему решения основных задач гидравлического расчета трубопроводов. Пример решения задачи 3 рассмотрен ниже, в п.14; задачи 4 в п. 6.

Задача 1. Определение необходимого действующего напора по заданным параметрам трубопровода и жидкости.

В качестве примера рассмотрим схему самотечного трубопровода. Для проведения расчета должны быть заданы свойства жидкости (ρ,η,ν), Пусть жидкость перетекает из верхнего резервуара в нижний по трубопроводу с известными параметрами l, d, Δ, ς. Расход жидкости задан. Примем, что давление на свободной поверхности жидкости в резервуарах атмосферное.

Определим требуемый действующий напор.

Приведем уравнение Бернулли.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

Сечения 1-1 и 2-2 проведем по свободной поверхности жидкости в резервуарах. Тогда $z_1 = 0$, $z_2 = H$, пьезометрические высоты $\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} = 0$, скорость $v_1 = 0$. Тогда расчетное уравнение для определения действующего напора $H_д$ примет вид:

$$H_Д = H = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \varsigma \right) \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l_{ПР}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (2.68)$$

Данное уравнение решается методами, рассмотренными в п. 2.6,2.7,2.8.

Задача 2.Определение пропускной способности трубопровода по заданным параметрам трубопровода и жидкости.

Рассмотрим методику решения задачи на примере (рис.2.22) трубопровода задачи 1.

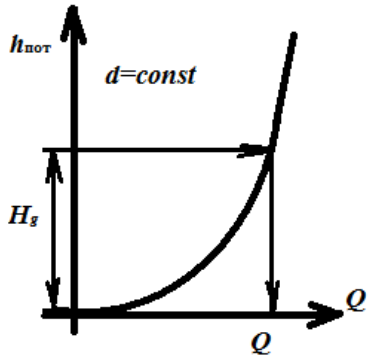


Рисунок 2.22. Гидравлическая характеристика простого трубопровода

Учтем, что действующий напор известен, а пропускная способность (или расход жидкости в трубопроводе неизвестен). Уравнение Бернулли имеет прежний вид

$$H_Д = H = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \varsigma \right) \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l_{ПР}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

но определить необходимо скорость течения жидкости, так как она связана с расходом. Разработаны аналитический и графический методы решения задач. Аналитический заключается в применении метода последовательных приближений. На практике обычно пользуются графическим методом. Сущность его заключается в том, необходимо самостоя-

тельно принять ряд значений расхода жидкости Q. Затем провести цепочку расчетов по алгоритму: $Q \to v \to \mathrm{Re} \to 10\frac{d}{\Delta}, 500\frac{d}{\Delta}, \to \lambda \to H$. Тогда получаем ряд значений расхода, которым соответствует ряд значений потерь напора. На основании полученных данных строим график зависимости h = f(Q). На графике по оси ординат откладываем величину действующего напора $H_Д$, проводим горизонталь до пересечения с графиком и полученную точку пересечения проектируем на ось абсцисс (ось расходов) и таким образом определяем пропускную способность трубопровода. График зависимости напора трубопровода от расхода жидкости h = f(Q) называется гидравлической характеристикой трубопровода.

Задач 3. Определение диаметра самотечного трубопровода.

Самотечным называется трубопровод, перемещение жидкости в котором осуществляется только за счет действия силы тяжести. Задача определения минимально необходимого диаметра трубопровода решается, если заданы действующий напор, параметры жидкости (плотность, вязкость), а также параметры трубопровода (длина, диаметр, шероховатость). Основным расчетным уравнением является уравнение действующего напора:

$$H_Д = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \varsigma \right) \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l_{ПР}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Следует отметить, что аналитическое решение задачи затруднено, так как искомый диаметр трубопровода входит в уравнение действующего напора не только прямо, но и косвенно, так как от него зависят скорость течения, гидравлические сопротивления и потери напора.

В этом случае пользуются графоаналитическим методом. Сущность его заключается в следующем. Задаются рядом значений диаметра и определяют потери напора по алгоритму: $d \to v \to \mathrm{Re} \to \lambda \to h_{пот}$. Затем строят график зависимости $h_{пот}$ = f(d). (рис.2.23).

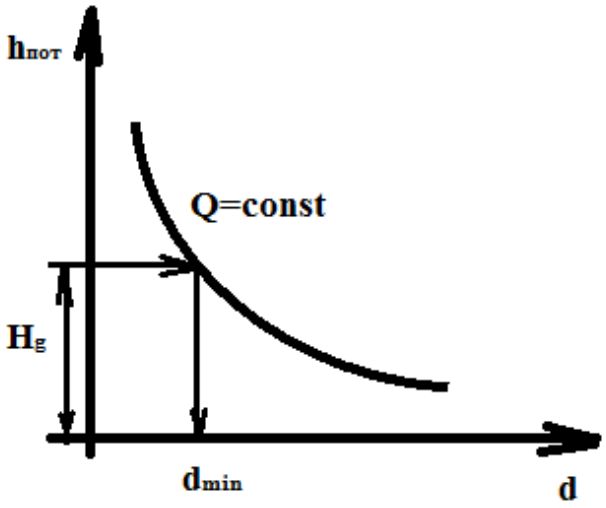


Рисунок 2.23. Графическая зависимость
потерь напора в простом трубопроводе от диаметра

По графику определяют величину диаметра, соответствующего величине действующего напора.

Задача 4. Определение геометрической высоты всасывания насоса.

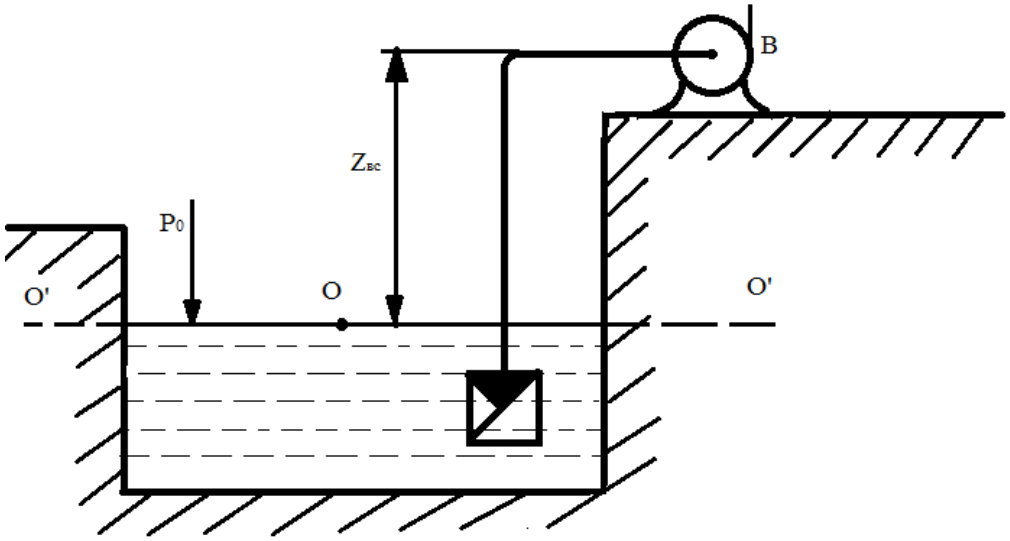


Рисунок.2.24 Насосная установка

Задача определения высоты установки насоса относится к разделу практического применения уравнения Бернулли. Выделим сечения 1-1и 2-2 (рис.2.24). Сечение 1-1 проходит по поверхности жидкости в емкости В, сечение 2-2 проведем в месте установки вакуумметра. Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

За начало отсчета примем уровень свободной поверхности жидкости в емкости В. Тогда $z_1=0$, $\frac{p_1}{\rho \cdot g} = 0$, так как давление p_1 атмосферное, а в этом случае пьезометрическая высота равна 0. Кроме того, скорость v_1 можно приравнять нулю, так как площадь поверхности резервуара велика по сравнению с площадью живого сечения трубы. Учтем, что на входе в насос установлен вакуумметр, и пьезометрическая высота будет отрицательная. Уравнение Бернулли принимает вид:

$$z_2 - \frac{p_B}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} = 0$$

Из полученного уравнения выразим величину z_2, которая представляет собой геометрическую высоту установки насоса, обозначенную на рисунке как H_2.

$$H_2 = \frac{p_B}{\rho \cdot g} - \frac{v_2^2}{2g} - h_{1-2}$$

Таким образом, необходимо определить скорость течения жидкости на входе в насос, в сечении 2-2 и потери напора между сечениями 1-1 и 2-2.

Контрольные вопросы к разделу «Классификация трубопроводов и расчет простых трубопроводов»

1. По каким признакам классифицируют трубопроводы?
2. Какие трубопроводы в гидромеханике называют короткими?
3. Перечислите основные задачи расчета трубопроводов.
4. Приведите порядок определения действующего напора трубопровода.
5. Как графически определить диаметр самотечного трубопровода?
6. Что называется гидравлической характеристикой трубопровода?
7. Как определить высоту установки насоса?
8. Какой трубопровод называется самотечным?

3. Пример определения расхода жидкости при истечении из сосуда при постоянном напоре

Необходимо определить расход жидкости при истечении из сосуда при постоянном напоре через коноидальный насадок (рис. 3.1).

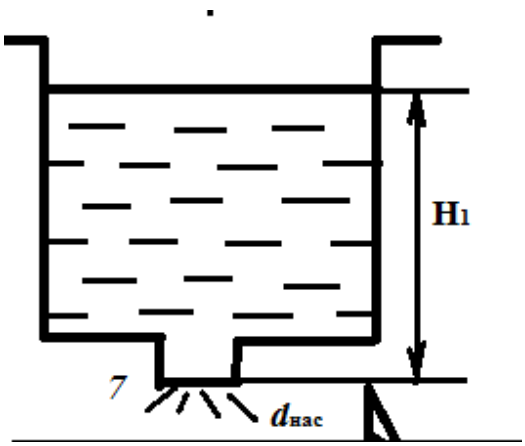


Рисунок 3.1. Истечение жидкости из сосуда

Известны:

напор при истечении жидкости постоянный и равен $H_1 = 4{,}1$ м;

коэффициент расхода через коноидальный насадок задан: $\mu_{нас} = 0{,}98$; диаметр насадка $d_{нас} = 28$ мм.

Для определения расхода жидкости воспользуемся уравнением:

$$Q = s_0 \cdot \mu_{нас} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \qquad (3.1)$$

где, s_0 – площадь поперечного сечения насадка, определяется уравнением:

$$s_0 = \frac{\pi \cdot d_{нас}^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}028^2}{4} = 0{,}000615 = 6{,}15 \cdot 10^{-4}\, м^2$$

H – напор, под действием которого происходит истечение жидкости. В данной задаче напор – это H_1.

Тогда определим расход жидкости:

$$Q = 6{,}15 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}98 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 4{,}1} = 0{,}0054 \frac{м^3}{с} = 5{,}4 \frac{л}{с}$$

Таким образом, расход жидкости определен.

4. Пример определения расхода жидкости расходомером Вентури

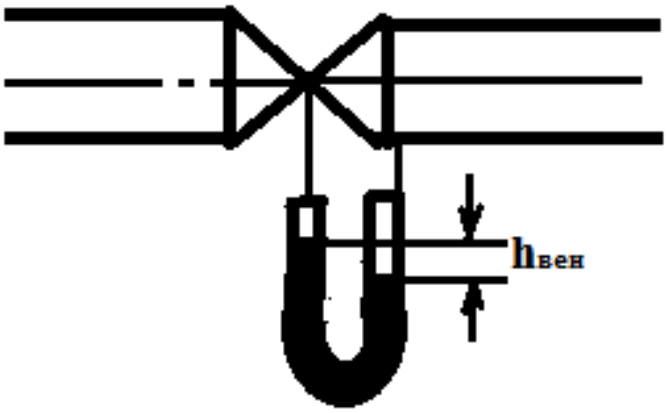


Рисунок 4.1. Расходомер Вентури

Расходомер Вентури используется для измерения расхода воды в водопроводных сетях или жидкости в трубопроводах. Расходомер сконструирован следующим образом: в трубопровод вмонтированы два фасонных участка – сходящийся (конфузор) и расходящийся (диффузор), которые между собой соединяются отрезком трубы значительно меньшего диаметра, чем диаметр основного трубопровода (рис.4.1). В сечениях 1-1 и 2-2 к расходомеру подключены приборы давления, например, пьезометры, по показаниям которых определяют перепад давления, или дифманометр.

Принцип работы расходомера Вентури основан на практическом применении уравнения Бернулли. В узком сечении расходомера устанавливается пониженное давление и одновременно возрастает скорость течения жидкости. Присоединенный к расходомеру дифференциальный манометр показывает перепад давления. Перепад давления в потоке жидкости приводит к изменению скорости, а скорость течения жидкости связана с расходом. Получим уравнение расхода из уравнения Бернулли.

Выделим сечения 1-1 и 2-2 и запишем для них уравнение Бернулли. Расстояние между сечениями незначительное, поэтому потерями напора можно пренебречь. Расходомер расположен горизонтально, поэтому координаты центров тяжести сечений приравниваем 0 ($z_1=z_2=0$). Тогда уравнение Бернулли примет вид:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g}+\frac{v_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\rho \cdot g}+\frac{v^2}{2g} \qquad (4.1)$$

Дифманометр фиксирует возникающий перепад давления:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Скорость жидкости и расход связаны соотношением:

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

Выразим расход жидкости через скорость течения:

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

Подставим в уравнение (4.1) выражения скорости течения жидкости

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{\left(\frac{4Q}{\pi \cdot d_{вен}^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi \cdot d_{тр}^2}\right)}{2g} \tag{4.2}$$

Затем преобразуем левую часть уравнения (3.1). Разность давления измеряется дифманометром, поэтому в левую часть уравнения подставим разность давлений, определяемую по разности плотностей жидкостей:

$$p_1 - p_2 = \left(\rho_{рт} - \rho_{ж}\right) \cdot g \cdot h_{ВЕН}$$

Тогда уравнение (3.1) примет вид:

$$\frac{\left(\rho_{рт} - \rho_{ж}\right) \cdot g \cdot h_{вен}}{\rho_{ж} \cdot g} = \frac{16 \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{1}{\pi^2 \cdot d_{вен}^4} - \frac{1}{\pi^2 \cdot d_{тр}}\right)}{2g} \tag{4.3}$$

Выразим величину расхода:

$$Q = \sqrt{\frac{\left(\rho_{рт} - \rho_{ж}\right) \cdot g \cdot h_{вен}}{8 \cdot \rho_{ж} \cdot \left(\frac{1}{\pi^2 d_{вен}^4 - \pi^2 \cdot d_{тр}^4}\right)}} \tag{4.4}$$

или

$$Q = \sqrt{\frac{\left(\frac{\rho_{рт}}{\rho_{ж}} - 1\right) \cdot g \cdot h_{вен}}{8 \cdot \left(\frac{1}{\pi^2 \cdot d_{вен}} - \frac{1}{\pi^2 \cdot d_{тр}}\right)}} \tag{4.5}$$

Тогда определим расход жидкости, если диаметр трубопровода $d_{ТР}$ = 0,3 м, диаметра узкого сечения расходомера $d_{вен}$ = 0,1 м. Показания дифманометра $h_{вен}$ = 25 мм. По трубопроводу течет керосин плотностью 850 кг/м^3.

Воспользуемся формулой (4.5).

$$Q = \sqrt{\frac{\left(\frac{13600}{850} - 1\right) \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}025}{8 \cdot \left(\frac{1}{3{,}14^2 \cdot 0{,}1^4} - \frac{1}{3{,}14^2 \cdot 0{,}3^4}\right)}} = 0{,}0214 м^3 / с$$

Полученная величина расхода жидкости является теоретической, так как не учитывает сопротивления, возникающие при течении жидкости через расходомер. При проведении практических расчетов необходимо учесть наличие потерь при помощи коэффициента расхода $\mu_{вен}$. Коэффициент расхода справочная величина, которая приводится в паспорте расходомера. Величина реального расхода жидкости определится выражением:

$$Q_p = \mu_{вен} \cdot Q \quad (4.5)$$

Пусть коэффициент расхода задан и составляет $\mu_{вен}$ =0,97. Тогда реальная величина расхода жидкости:

$$Q_p = \mu_{вен} \cdot Q = 0{,}97 \cdot 0{,}0214 = 0{,}0208 м^3 / с$$

5. Пример определения показания ртутного дифманометра расходомера Вентури

Если расход жидкости известен, то возникает задача определения показания ртутного дифманометра расходомера Вентури. Рассмотрим пример определения показания ртутного дифманометра расходомера.

Пусть известны расход жидкости Q = 7 л/с, плотность жидкости ρ_1 =1000 кг/м^3, диаметр трубы d_2 = 60 мм, диаметр узкого сечения расходомера $d_{вен}$ = 30 мм, коэффициент расхода $\mu_{вен}$ = 0,97.

Преобразуем уравнение (4.3) и выразим величину показаний ртутного дифманометра расходомера Вентури с учетом коэффициента расхода $\mu_{вен}$.

$$h_{вен} = \frac{8 \cdot \mu_{вен}^2 \cdot Q^2 \left(\frac{1}{\pi^2 \cdot d_{вен}^4} - \frac{1}{\pi^2 \cdot d_{тр}^4} \right) \cdot \rho_1}{(\rho_{рт} - \rho_1) \cdot g} \qquad (5.1)$$

$$h_{вен} = \frac{8 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}007^2 \cdot \left(\frac{1}{3{,}14^2 \cdot 0{,}03^4} - \frac{1}{3{,}14^2 \cdot 0{,}1^4} \right) \cdot 1000}{(13600 - 1000) \cdot 9{,}8} = 0{,}037 \, м.рт.ст = 370 \, мм.рт.ст.$$

6. Определение геометрической высоты всасывания насоса

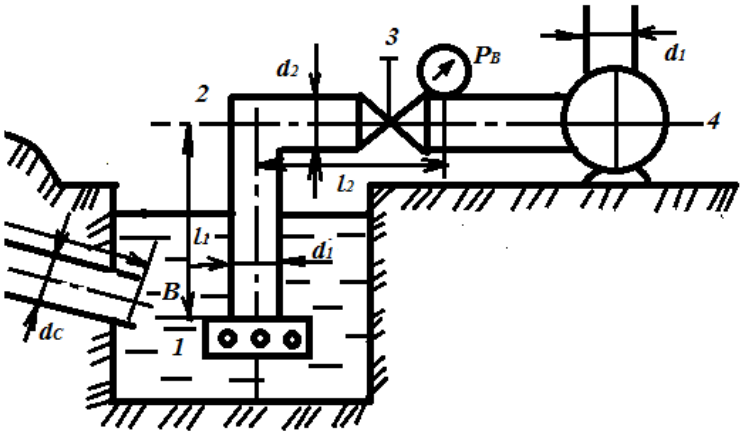


Рисунок 6.1. Схема установки насоса

Задача определения высоты установки насоса относится к разделу практического применения уравнения Бернулли. Выделим сечения 1-1и 2-2 (Рис. 6.1). Сечение 1-1 проходит по поверхности жидкости в емкости В, сечение 2-2 проведем в месте установки вакуумметра. Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \qquad (6.1)$$

За начало отсчета примем уровень свободной поверхности жидкости в емкости В. Тогда $z_1=0$, $\frac{p_1}{\rho \cdot g} = 0$, так как давление p_1 атмосферное, а в этом случае пьезометрическая высота равна 0. Кроме того, скорость v_1 можно приравнять нулю, так как площадь поверхности резервуара велика по сравнению с площадью живого сечения трубы. Учтем, что на входе в насос установлен вакуумметр, и пьезометрическая высота будет отрицательная. Уравнение Бернулли принимает вид:

$$z_2 - \frac{p_B}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} = 0$$

Из полученного уравнения выразим величину z_2, которая представляет собой геометрическую высоту установки насоса, обозначенную на рисунке как H_2.

$$H_2 = \frac{p_B}{\rho \cdot g} - \frac{v_2^2}{2g} - h_{1-2} \qquad (6.2)$$

Таким образом, необходимо определить скорость течения жидкости на входе в насос, в сечении 2-2 и потери напора между сечениями 1-1 и 2-2.

Примем следующие исходные данные: L_1=6 м, d_1=80 мм, L_2 =3,5 м, d_2 = 65 мм, шероховатость труб примем Δ =0,12 мм. Показания вакуумметра составляют величину $p_в$ =98 кПа. Плотность жидкости 770 кг/м^3, кинематическая вязкость ν = 0,007 см^2/с. На всасывающей линии установлены всасывающая коробка (коробка фильтров) с обратным клапаном 1, поворотное колено 2, задвижка 3, представляющие собой местные сопротивления. Для учета влияния местных сопротивлений на потери напора жидкости заданы соответственно коэффициенты местных сопротивлений $\varsigma_{кор}$=6, $\varsigma_{кол}$ = 1,2, $\varsigma_{зад}$=2,0.

Необходимо учесть, что всасывающая линия составлена из двух труб разной длины и диаметра. Следовательно, надо определить потери напора для трубы диаметром d_1 и для трубы диаметром d_2. Величину расхода примем равной Q = 5,35 л/с =5,35 м^3/с..

Проведем расчет в последовательности:

1. Определим скорость течения в трубе диаметром d_1

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0{,}0214}{3{,}14 \cdot 0{,}08^2} = 1{,}065 м/с$$

2. Определим режим течения жидкости в трубе длиной L_1

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{1{,}065 \cdot 0{,}08}{0{,}007 \cdot 10^{-4}} = 121714$$

При этом величину кинематической вязкости переведем в систему СИ (из см^2 в м^2)

Таким образом, режим течения турбулентный.

3. Определим зону шероховатости труб

$$10\frac{d}{\Delta} = 10 \cdot \frac{80}{0{,}12} = 6666$$

$$500\frac{d}{\Delta} = 500 \cdot \frac{80}{0{,}12} = 333333$$

Таким образом, расчетное число Re_1 = 121714 соответствует зоне шероховатых труб, когда $10\frac{d}{\Delta} \le \mathrm{Re} \le 500\frac{d}{\Delta}$.

4. Гидравлические сопротивления определяем по формуле Альтшуля

$$\lambda_1 = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}_1} + \frac{\Delta}{d_1}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{121714} + \frac{0{,}12}{80}\right)^{0{,}25} = 0{,}023$$

5. Потери напора определяем с учетом потерь напора на трение по длине и потерь напора в местных сопротивлениях

$$h'_{1-2} = \left(\lambda_1 \frac{L_1}{d_1} + \varsigma_{кор}\right) \cdot \frac{v_1^2}{2g} = \left(0{,}023 \cdot \frac{6}{0{,}08} + 6\right) \cdot \frac{1{,}065^2}{19{,}6} = 0{,}42 м$$

На данном участке местным сопротивлением является всасывающая коробка (коробка фильтров) с обратным клапаном.

Аналогично определим потери напора по трубе длиной L_2 и диаметра d_2.

6. Определим скорость течения в трубе диаметром d_1

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0{,}0214}{3{,}14 \cdot 0{,}065^2} = 6{,}45 м/с$$

7. Определим режим течения жидкости в трубе длиной L_2

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{6{,}45 \cdot 0{,}065}{0{,}007 \cdot 10^{-4}} = 598929$$

8. Определим зону шероховатости труб

$$10\frac{d}{\Delta} = 10 \cdot \frac{65}{0{,}12} = 5417$$

$$500\frac{d}{\Delta} = 500 \cdot \frac{65}{0{,}12} = 270833$$

Таким образом, расчетное число $\mathrm{Re}_1 = 270833$ соответствует автомодельной (квадратичной) зоне, когда $\mathrm{Re} > 500\frac{d}{\Delta}$

9. Гидравлические сопротивления определяем по формуле Шифринсона

$$\lambda_2 = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}12}{65}\right)^{0{,}25} = 0{,}023$$

10. Потери напора определяем с учетом потерь напора на трение по длине и потерь напора в местных сопротивлениях

$$h''_{1-2} = \left(\lambda_2 \frac{L_2}{d_2} + \varsigma_{кол} + \varsigma_{задв}\right) \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \left(0{,}023 \cdot \frac{3{,}5}{0{,}065} + 1{,}2 + 2{,}0\right) \cdot \frac{6{,}45^2}{19{,}6} = 9{,}42 м$$

При расчете учтем, что на данном участке местными сопротивления являются поворот трубы (колено) и задвижка.

11. Определим суммарные потери напора на всасывающей линии насоса.

$$h_{1-2} = h'_{1-2} + h''_{1-2} = 0{,}42 + 9{,}42 = 9{,}84 м$$

12. Тогда определим геометрическую высоту установки насоса по уравнению (6.2)

$$H_2 = \frac{p_B}{\rho \cdot g} - \frac{v_2^2}{2g} - h_{1-2} = \frac{98 \cdot 10^3}{770 \cdot 9{,}8} - \frac{6{,}45^2}{19{,}6} - 9{,}84 = 1{,}05 м$$

7. Определение показания прибора давления скоростной трубки Пито

Трубка Пито сконструирована для определения скорости жидкости в потоке (Рис. 7.1).

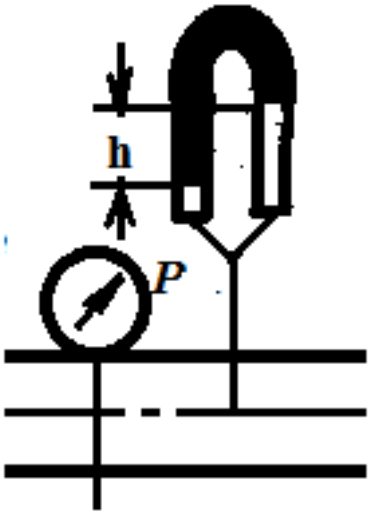


Рисунок 7.1. Трубка Пито

Выделим сечения 1-1 и 2-2 и запишем уравнение Бернулли.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \qquad (7.1)$$

Так как трубопровод расположен горизонтально, то $z_1=z_2=0$. Скорость жидкости в сечении 2-2 $v_2=0$, так как жидкость в трубке В находится в состоянии покоя. Тогда получим

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \qquad (7.2)$$

Правую часть уравнения (7.2) можно представить в виде

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = h_2 - h_1$$

Тогда величину скорости потока будет равна:

$$v_1 = \sqrt{2g(h_2 - h_1)} \qquad (7.3)$$

Если величина скорости течения жидкости известна, то можно решить обратную задачу – по величине скорости определить соответствующие показания прибора давления. Для этого проведем преобразования уравнения

(7.3). Индекс 1 у величины скорости можно опустить, так как это средняя скорость течения жидкости в трубопроводе. Кроме того, необходимо учесть, что разность давления измеряется дифманометром (или дифпьезометром) по разности плотностей жидкостей (или по разности плотности между жидкостью и воздухом).

Таким образом, разность давлений можно представить в виде:

$$p_1 - p_2 = (\rho_1 - \rho_2) \cdot g \cdot h$$

С учетом полученного выражения можно записать

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(\rho_1 - \rho_2) \cdot g \cdot h}{\rho_1 \cdot g}$$

Выразим величину h – искомую величину показания прибора давления.

$$h = \frac{v^2 \cdot \rho_1}{(\rho_1 - \rho_2) \cdot 2g} \qquad (7.4)$$

Если прибором давления является дифпьезометр, то плотностью воздуха в нем пренебрегаем, т.е. $\rho_2 = 0$.

Тогда расчетное уравнение примет вид

$$h = \frac{v^2}{2g} \qquad (7.5)$$

8. Пример определения показания дифманометра (или дифпьезометра) скоростной трубки по заданной плотности жидкости в нем ρ_2

Показания дифманометра (или дифпьезометра) скоростной трубки Пито определяются по заданной плотности жидкости в нем ρ_2. Если в верхней части пьезометра находится воздух, то его плотность условно принимается за 0.

Пример 1.Пусть известна величина плотности жидкости в дифманометре ρ_2 = 800 кг/м^3. Плотность жидкости в трубопроводе составляет ρ_1 = 1000 кг/м^3. Скорость жидкости 2,47 м/с. Тогда показания дифманометра будут определяться по уравнению (7.4).

$$h = \frac{2{,}47^2 \cdot 1000}{(1000 - 800) \cdot 19{,}6} = 1{,}55 м$$

Пример 2. Пусть величина плотности ρ_2 =0. Плотность жидкости в трубопроводе ρ_1 =870 кг/м^3, скорость течения жидкости в трубопроводе составляет величину 2,03 м/с. По уравнению (7.5) определим показания дифпьезометра скоростной трубки Пито:

$$h = \frac{2{,}03^2}{19{,}6} = 0{,}210 м = 21 см$$

9. Расчет и построение эпюры скоростей в точке установки трубки Пито

Турбулентное движение жидкостей в трубах характеризуется интенсивным вихреобразованием. Установившегося движения (в строгом понимании) в турбулентном потоке не существует. Измерения показывают, что в каждой точке скорость непрерывно меняется как по величине, так и по направлению. При рассмотрении турбулентного движения наиболее интересны с инженерной точки зрения два основных вопроса: определение потерь напора и распределение скоростей по поперечному сечению трубы. При этом распределение скоростей и потери напора сильно зависят от таких параметров, как диаметр трубы, скорости движения жидкости, вязкости жидкости и шероховатости труб.

Согласно исследованиям ученых в области гидромеханики установлено, что при турбулентном течении жидкости в трубах местная скорость на расстоянии 0,223r от стенки трубы равна средней скорости. Средняя скорость определяется известным уравнением:

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

Это обстоятельство используется для измерения расхода жидкостей и газов в трубопроводах: измерительный прибор трубка Пито (вертушка) располагается в точке средней скорости, а замеренную величину скорости затем умножают на площадь живого сечения трубопровода. Более того, определение расхода в трубопроводе путем измерения скорости в одной точке можно применять для потоков, движущихся с большими скоростями, так этот метод не вызывает больших потерь напора.

Исследования А.Д. Альтшуля позволили получить для турбулентного течения следующее уравнение, характеризующее профиль скоростей:

$$\frac{u}{u_{max}} = \left(\frac{y}{r}\right)^{0,9\sqrt{\lambda}} \qquad (9.1)$$

где y – координата точки оси трубопровода, r – радиус трубы, u – истинная скорость движения жидкости в данной точке, u_{max} – наибольшая (или максимальная) скорость течения жидкости, которая устанавливается в центре потока на оси трубопровода, λ – коэффициент гидравлического течения, определяется по уравнению Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0{,}25} \qquad (9.2)$$

где Re – число Рейнольдса, характеризующее режим течения, d – диаметр трубы, Δ – шероховатость трубы.

Профиль скоростей симметричен относительно оси трубопровода. Уравнение (9.1) справедливо для всей области турбулентного течения. Расчетные формулы для определения отношения средней скорости к максимальной и коэффициент Кориолиса также получены А.Д. Альтшулем и имеют вид:

$$\frac{u_{\max}}{v} = 1 + 1{,}3 \cdot \sqrt{\lambda}$$
$$\alpha = 1 + 2{,}65 \cdot \lambda \qquad (9.3)$$

Таким образом, доказано, что отношения скоростей турбулентного потока и коэффициент Кориолиса зависят только от величины коэффициента гидравлического сопротивления λ.

10. Пример построения эпюры скоростей

Построим эпюру скоростей в месте установки скоростной трубки Пито по следующим исходным данным:

Расход жидкости в трубопроводе Q = 12 л/с, плотность жидкости ρ = 900 кг/м^3, кинематическая вязкость жидкости ν =0,1 см^2/с, диаметр трубопровода d = 75 мм, шероховатость труб Δ =0,35 мм.

Проведем расчет в последовательности:

1. Определим среднюю скорость движения жидкости

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 10^{-4}}{3{,}14 \cdot 0{,}075^2} = 2{,}72 м/с$$

2. Режим течения

$$\mathrm{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2{,}72 \cdot 0{,}075}{0{,}1 \cdot 10^{-4}} = 20400$$

Следовательно, режим течения турбулентный

3. Для турбулентного потока определим зону шероховатости

$$2320 \le \mathrm{Re} \le 10\frac{d}{\Delta}$$

$$10\frac{d}{\Delta} \le \mathrm{Re} \le 500\frac{d}{\Delta}$$

Подставим численные значения и определим зону шероховатости труб

$$10\frac{75}{0{,}35} = 2143$$

$$500 \cdot \frac{75}{0{,}35} = 107143$$

Таким образом, расчётное число Рейнольса Re = 20400 строго больше, чем $10\frac{d}{\Delta}$, но меньше, чем $500 \cdot \frac{d}{\Delta}$. Следовательно, в данном потоке гидравлические сопротивления соответствуют зоне шероховатых труб и определяются по уравнению Альтшуля (9.2).

4. Гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}11 \cdot (\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d})^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{20400} + \frac{0{,}35}{75}\right)^{0{,}25} = 0{,}033$$

5. Максимальная скорость потока, возникающая на оси трубопровода

$$u_{\max} = v \cdot \left(1 + 1{,}3 \cdot \sqrt{\lambda}\right) = 2{,}72 \cdot \left(1 + 1{,}3 \cdot \sqrt{0{,}033}\right) = 3{,}36 м/с$$

6. Проведем расчет скоростей u, возникающих в потоке, по уравнению (9.1).

$$\frac{u}{u_{max}} = \left(\frac{y}{r}\right)^{0,9\sqrt{\lambda}}$$

Зададимся значениями координаты y, равными: 0,2r, 0,4r,0,6r,0.8r. Затем проведем расчет скоростей потока u, соответствующих координатам потока.

-при y = 0,2r =0,2·37,5мм=7,5 мм

$$u_1 = u_{max} \cdot (0,2)^{0,9\cdot\sqrt{0,033}} = 3,36 \cdot (0,2)^{0,1723} = 2,55 м/с$$

- при y = 0,4r = 0,4·37,5 = 15 мм

$$u_2 = 3,36 \cdot 0,4^{0,1723} = 2,86 м/с$$

- при y = 0,6r = 0,6·37,5=22,5 мм

$$u_3 = 3,36 \cdot 0,6^{0,1723} = 3,08 м/с$$

- при y = 0,8r = 0,8·37,5 = 30 мм

$$u_4 = 0,8^{0,1723} = 3,23 м/с$$

- при y = r , т.е. в центре потока скорость будет равна максимальной, u_{max} = 3,36 м/с.

Полученные результаты сводим в таблицу 10.1.

Таблица 10.1

Результаты расчета скоростей потока

№ п/п	Координата потока,y, мм	Скорость потока, u_i, м/с
1	7,5	2,55
2	15	2,86
3	22,5	3,08
4	30	3,23
5	37,5	3,36

По полученным данным строим профиль скоростей (рис. 10.1).

Задаемся масштабом по вертикали $M_в$ = 1:1, по горизонтали $M_г$ =1:1.

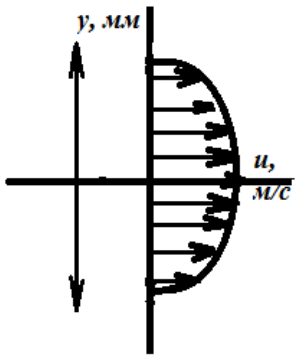


Рисунок 10.1. Профиль скоростей

11. Истечение жидкости через отверстия и насадки

В технике исследование истечения жидкости из отверстий и насадков имеет большое практическое значение. Это связано с тем, что результаты исследований находят широкое применение при решении таких технических задач, как измерение количества проходящей жидкости, при расчете и создании сильной, дальнобойной и при этом компактной струи, при расчете распространения свободной струи в массе жидкости, обеспечение быстрого опорожнения резервуара, при конструировании сопел и форсунок и т.д.

Основные инженерные задачи при этом – это определение скорости истечения и расход жидкости. Рассмотрим сначала явление истечения капельной жидкости через круглое отверстие диаметром d_0 в тонкой стенке. Условимся, что стенку можно считать тонкой, если ее толщина δ намного меньше диаметра ($\delta < 0{,}2d$), т.е. струя соприкасается при истечении только по периметру стенки. Кроме того, отверстие называется малым, если его размер намного меньше приведенного напора H_0. Приведенный напор определяется уравнением

$$H_0 = H + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g}$$

Тогда диаметр малого отверстия составляет величину $d_0 < 0{,}1H$.

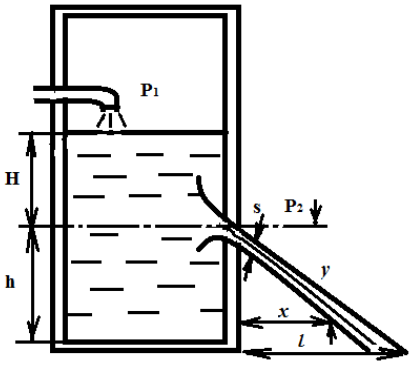


Рисунок 11.1. Схема истечения жидкости из резервуара
через малое отверстие в тонкой стенке

Рассмотрим случай истечения жидкости из круглого отверстия диаметром d_0 в тонкой стенке (рис.11.1). Истечение происходит в атмосферу, обозначим величину давления p_0. Давление в сосуде принимаем постоянным и равным p_1. Площадь отверстия обозначим s_0. Как показывают опыты, струя жидкости по выходе из отверстия сжимается и расстоянии от него, примерно равным 0,5 диаметра струи, приобретает наименьшую площадь s_c.

Поэтому вводят коэффициент сжатия струи ε, равный отношению

$$\varepsilon = \frac{s_c}{s_0} \qquad (11.1)$$

В обычных условиях при истечении воды из малых отверстий в больших резервуарах опытные данные дают значение коэффициента сжатия струи, находящиеся в пределах

$$\varepsilon = 0{,}61\text{-}0{,}63$$

Проведем плоскость сравнения 0-0 через сжатое сечение струи и запишем уравнение Бернулли относительно этой плоскости и плоскости, проходящей по свободной поверхности жидкости в резервуаре.

$$H + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + \alpha \cdot \frac{v^2}{2g} + \varsigma \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (11.2)$$

где ς – коэффициент местного сопротивления отверстия.

Принимаем скорость на свободной поверхности раздела жидкости $v_1 = 0$.

Тогда выразим из (11.1) скорость истечения жидкости:

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \varsigma}} \cdot \sqrt{2g \cdot \left(H + \frac{p_1 - p_0}{\rho \cdot g} \right)}$$

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \varsigma}}$$

Обозначим φ – коэффициент скорости. Тогда получим:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot \left(H + \frac{p_1 - p_0}{\rho \cdot g} \right)}$$

Эта формула справедлива для истечения жидкости из сосуда (резервуара), работающего под давлением.

Если истечение жидкости происходит из открытого резервуара, то получим:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H} \qquad (11.3)$$

Известна формула Торичелли:

$$v_T = \sqrt{2gH}$$

Следовательно, коэффициент скорости представляет собой отношение реальной скорости истечения жидкости к идеальной:

$$\varphi = \frac{v}{v_T}$$

Коэффициент скорости – справочная величина.

Расход жидкости при истечении определяется как произведение скорости истечения на площадь струи. В свою очередь, площадь струи можно определить с помощью (11.1).

$$S_C = \varepsilon \cdot S_o$$

Тогда уравнение расхода жидкости примет вид:

$$Q = s_C \cdot v = \varepsilon \cdot s_0 \cdot \varphi \cdot \sqrt{2gH} = \mu \cdot s_0 \cdot \sqrt{2gH} \qquad (11.4)$$

где μ – коэффициент расхода, справочная величина.

Таким образом, коэффициент расхода равен произведению коэффициента скорости на коэффициент сжатия струи.

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi \qquad (11.5)$$

Теоретическим расходом называется величина

$$Q_T = s_0 \cdot \sqrt{2gH}$$

Следовательно, коэффициент расхода представляет собой отношение действительного расхода к теоретическому:

$$\mu = \frac{Q}{Q_T} \qquad (11.6)$$

Для круглого отверстия в тонкой стенке в результате экспериментальных и теоретических исследований были получены следующие значения коэффициентов сжатия, скорости и расхода:

$$\varepsilon = 0{,}62$$

$$\varphi = 0{,}97$$

$$\mu = 0{,}6$$

Коэффициент расхода при истечении через малое отверстие в тонкой стенке имеет незначительную величину. Поэтому в технике широко применяют истечение жидкости через насадки

11.1. Истечение жидкости из цилиндрического насадка

Насадками называются короткие патрубки различной формы, через которые происходит истечение жидкости. Обычно длина насадка составляет от 3 до 8 диаметров

Рассмотрим истечение капельной жидкости через цилиндрический насадок.

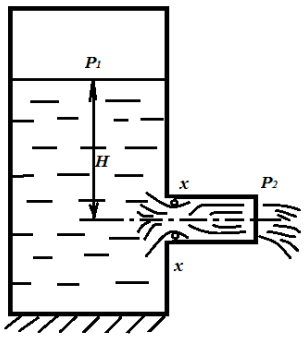


Рисунок 11.2. Схема истечения жидкости из наружного цилиндрического насадка

Выходящая из отверстия жидкость сначала испытывает сжатие, потом расширяется и на выходе полностью заполняет поперечное сечение. Таким образом, коэффициент сжатия ε = 1. Тогда коэффициенты расхода и скорости истечения будут равны между собой.

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi = 1 \cdot \varphi = \varphi$$

Так как коэффициент местного сопротивления насадка ς=0,5, то можно определить коэффициент скорости (и расхода).

$$\varphi = \mu = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \varsigma}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0{,}5}} = 0{,}82$$

Сопоставим скорости истечения из отверстия и насадка в идентичных условиях:

Отверстие

$$v = 0{,}97\sqrt{2gH}$$

Насадок

$$v = 0{,}82\sqrt{2gH}$$

Следовательно, при истечении из отверстия скорость больше, чем при истечении из насадка, так как гидравлические сопротивления насадка больше.

Затем сопоставим расходы жидкости:

Отверстие

$$Q_O = 0{,}62 \cdot s_0 \cdot \sqrt{2gH}$$

Насадок

$$Q_{HAC} = 0{,}82 \cdot s_0 \cdot \sqrt{2gH}$$

$$\frac{Q_{HAC}}{Q_O} = \frac{0{,}82}{0{,}62} = 1{,}33$$

Таким образом, при истечении из насадка расход жидкости увеличивается в 1,33 раза по сравнению с отверстием из-за разрежения, создающегося внутри насадка (парадокс Даламбера). Для нормальной работы насадка необходимо, чтобы наименьшее давление, возникающее внутри насадка, было выше, чем давление насыщенного пара при данной температуре.

Напор, при котором давление в сжатом сечении становится равным давлению насыщенного пара, называется предельным напором. Расчеты показывают, что $H_{мах}$ = 12,5 м. Если напор станет равным предельному, то возникнет явление кавитации и произойдет срыв потока. Суженная струя не заполняет сечение насадка и течет, не касаясь его стенок. Расход при этом резко падает. Следовательно, для нормальной работы насадка необходимо выполнение условия: $H_0 < H_{мах}$.

В технике находят применение, кроме цилиндрического, насадки других типов. Типы насадков представлены на рис. 11.3.

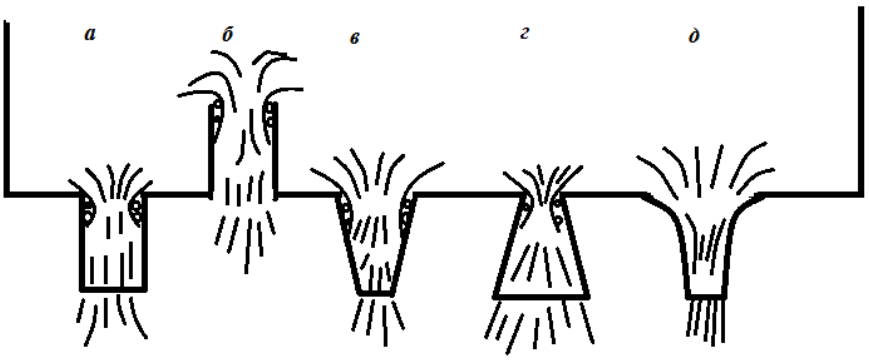


Рисунок 11.3. Типы насадков: *а* – Внешний цилиндрический, *б* – внутренний цилиндрический, *в* – конический сходящийся, *г* – конический расходящийся, *д* – коноидальный

В некоторых случаях (особенно при малых размерах геометрических размерах отверстий) в качестве насадка может выступать и толстая стенка.

Рассмотрим область применения насадков различных типов. Конически сходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда при данном напоре нужно получить большую скорость истечения, большие дальность полета струи и силу ее удара: в пожарных брандспойтах, в аппаратах обдувки газоходов котлов, в устройствах очистки поверхностей от загрязнений, окалины, старой краски и т.д. Конически расходящиеся насадки целесообразно применять, когда при заданном напоре нужно увеличить расход и одновременно уменьшить скорость истечения жидкости. Поэтому форму расходящихся насадков имеют трубы под насыпями дорог, расходящиеся насадки применяют для замедления подачи смазочных веществ. Кроме того, их используют там, где необходимо достичь значительный всасывающий эффект – в инжекторах, эжекторах, в системах гидрозолоудаления ТЭС, земснарядах и др. Коноидальные насадки повторяют очертание струи и обладают наименьшими гидравлическими сопротивлениями. На практике применяются сравнительно редко в связи с большой трудностью их изготовления. Обычно устанавливаются в гидромониторах, пожарных гидрантах, фонтанах. Характеристики насадков: коэффициенты сжатия, скорости и расхода приведены в таблице 11.1.

Таблица 11.1

Коэффициенты истечения насадков

Отверстие или насадок	Коэффициент сжатия ε	Коэффициент скорости φ	Коэффициент расхода μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,62	0,97	0,60
Внешний цилиндрический насадок	1	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	1	0,71	0,71
Конический сходящийся насадок ($\theta = 13^0 24`$)	0,98	0,97	0,95
Конический расходящийся ($\theta = 8^0$)	1	0,45	0,45
Коноидальный	1	0,98	0,98

Коэффициенты истечения для отверстий и насадков зависят от числа Рейнольса. При этом для всех насадков коэффициенты сжатия ε, скорости φ и расхода μ относятся к выходным сечениям.

11.2. Пример определения установившегося уровня жидкости в промежуточной емкости

Пусть необходимо определить установившийся уровень жидкости в промежуточной ёмкости при истечении жидкости, если известны диаметр насадка $d_{нас}$, коэффициент расхода насадка $\mu_{нас}$ и расход жидкости Q.

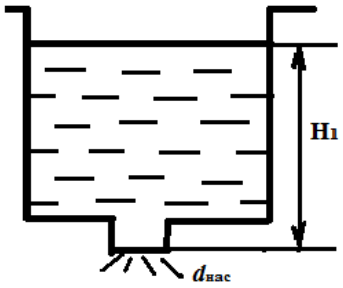


Рисунок 11.4. Схема истечения из промежуточной емкости

Примем для расчета следующие значения:

$Q = 15$ л/с;
$d_{нас} = 50$ мм;
$\mu_{нас} = 0,8$

Для решения задачи воспользуемся уравнением (11.4)

$$Q = \mu_{НАС} \cdot s_O \cdot \sqrt{2gH}$$

Для определения напора H (или установившегося уровеня жидкости в ёмкости) возведем в квадрат правую и левую части (11.4) и выразим величину H.

$$H = \frac{Q^2}{\mu_{НАС}^2 \cdot s_O^2 \cdot 2g} = \frac{16 \cdot Q^2}{\mu_{НАС}^2 \pi^2 \cdot d_{НАС}^4} = \frac{16 \cdot 15^2 \cdot (10^{-3})^2}{0,8^2 \cdot 3,14^2 \cdot (0,05)^4} = 6,1м$$

12. Пример определение разности показаний манометров

Необходимо определить разность показаний манометров $p_{м2}$ и $з_{м3}$, установленных на нагнетательной линии насоса.

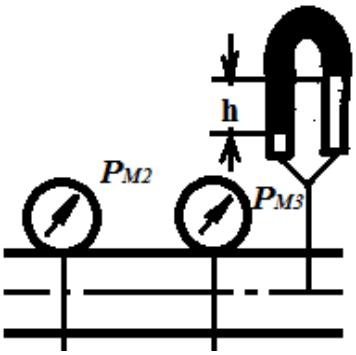


Рисунок 12.1. Схема установки насосов на нагнетательной линии

Известно показание манометра $p_{м1}$. Манометр $p_{м2}$ расположен на расстоянии $L_4 + L_5$ от места установки манометра $p_{м1}$. На показания манометра $p_{м2}$ будут влиять потери давления от трения по длине $p_т$ и потери давления в местном сопротивлении $p_м$. Показания манометра $p_{м3}$ можно определить только после того, как будет известно показание манометра $p_{м2}$.

Для того, чтобы определить показание манометра $p_{м2}$, предварительно определим потери напора на участке от места установки манометра $p_{м1}$ до места установки манометра $p_{м3}$. Проведем расчет в последовательности по следующим исходным данным.

Дано:

Расход жидкости Q = 5 л/с, показание манометра $p_{м1}$ = 150 кПа, диаметр трубы d_1 = 81 мм, диаметр трубы d_2 = 68 мм, длина трубы L_4 = 1 м, длина трубы L_5 = 3 м, плотность жидкости ρ = 760 кг/м^3, кинематическая вязкость ν = 0,007 см^2/с, коэффициент местного сопротивления $\varsigma_{кол}$ = 1,31, шероховатость труб Δ = 0,15мм.

Величину коэффициентов местного сопротивления определим по таблице 12.1.

Таблица 12.1

Значения усредненных коэффициентов
местных сопротивлений (квадратичная зона)

Вид сопротивление	$\varsigma_{кв}$
Вход в трубу:	
С острыми кромками	0,5
Вдающийся внутрь резервуара	1,0
Выход из трубы	1,0
Угольник с углом поворота	
45^0	0,44
90^0	1,31

Окончание таблицы 12.1

Вид сопротивление	$\zeta_{кв}$
Колено плавное (90^0)	0,23
Тройник	0,32
Шаровой клапан	45,0
Вентиль обычный	4,00
Задвижка:	
Полностью открытая (n = 1)	0,15
n =0,75	0,2
n =0,5	2,0
n =0,4	4,6
n =0,3	10,0
n =0,2	35,0
Кран пробковый	0,4

Решение:

1. Выделим сечение 1-1 в месте установки манометра $p_{м1}$, сечение 2-2 в месте установки манометра $p_{м2}$.

2. Составим уравнение Бернулли для сечений

$$z_1 + \frac{p_{M1}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_{M2}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

$$z_1 = 0$$

$$z_2 = l_4$$

3. Выразим величину пьезометрической высоты в месте установки манометра 2

$$\frac{p_{M2}}{\rho \cdot g} = -z_2 + \frac{p_{M1}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_{1-2}$$

4. Определим скорости течения жидкости в сечениях

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}081^2} = 0{,}97 м/с$$

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}068^2} = 1{,}38 м/с$$

5. Определим потери напора на участке между сечениями

Потери напора состоят из потерь напора по длине L_4 и потерь напора по длине L_5.. Кроме тог, на участке длиной L_4 потери напора только на трение по длине, а на участке длиной L_5 находится местное сопротивление – поворот под углом 90^0.

Для участка длиной L_4 определяем потери напор в последовательности:

$$\mathrm{Re} = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{0{,}97 \cdot 0{,}081}{0{,}007 \cdot 10^{-4}} = 112243$$

$$10\frac{d}{\Delta} = 10 \cdot \frac{81}{0{,}15} = 5400$$

$$500\frac{d}{\Delta} = 500 \cdot \frac{81}{0{,}15} = 270000$$

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{112243} + \frac{0{,}15}{81}\right)^{0{,}25} = 0{,}024$$

$$h_1 = \lambda \cdot \frac{l_4}{d_1} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0{,}024 \cdot \frac{1}{0{,}081} \cdot \frac{0{,}97^2}{19{,}6} = 0{,}014 м$$

Для участка длиной L_5 потери напора в последовательности

$$\mathrm{Re} = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{1{,}38 \cdot 0{,}068}{0{,}007 \cdot 10^{-4}} = 134057$$

$$10\frac{d}{\Delta} = 10\frac{68}{0{,}15} = 4533$$

$$500\frac{d}{\Delta} = 500\frac{68}{0{,}15} = 226667$$

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{134057} + \frac{0{,}15}{68}\right)^{0{,}25} = 0{,}025$$

$$h_2 = \left(\lambda \cdot \frac{L_5}{d_2} + \varsigma_{кол}\right) \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \left(0{,}025 \cdot \frac{3}{0{,}068} + 1{,}31\right)^{0{,}25} \cdot \frac{1{,}38^2}{19{,}6} = 0{,}23 м$$

$$h_{1-2} = h_1 + h_2 = 0{,}014 + 0{,}23 = 0{,}244 м$$

6. Тогда определим пьезометрическую высоту в месте установки манометра 2 и искомое давление $p_{м2}$.

$$\frac{p_{M2}}{\rho \cdot g} = -z_2 + \frac{p_{M1}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_{1-2}$$

$$\frac{p_{M2}}{\rho \cdot g} = h_p = -1 + \frac{150 \cdot 10^3}{760 \cdot 9{,}8} + \frac{0{,}97^2 - 1{,}38^2}{19{,}6} - 0{,}244 = 18{,}85 м$$

Тогда искомая величина показания манометра $p_{м2}$

$$p_{м2} = \rho \cdot g \cdot h_P = 760 \cdot 9{,}8 \cdot 18{,}85 = 140{,}4 кПа$$

7. Приступим к определению показания манометра $p_{м3}$.

Для определения величины давления $p_{м3}$ известны данные:

$p_{м2}$ = 140,4 кПа, длина трубы L_6 = 75 м, диаметр трубы d_2 = 68 мм, шероховатость трубы Δ = 0,15 мм , плотность жидкости ρ = 760 кг/м3,

кинематическая вязкость ν = 0,007 см2/с. Местные сопротивления отсутствуют. Таким образом, потери напора жидкости создаются только за счет сил трения. Учтем, что при определении показания манометра $p_{м2}$ были рассчитаны:

1. величина скорости течения жидкости

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}068^2} = 1{,}38 м / с$$

2. режим течения и коэффициент гидравлического сопротивления

$$\mathrm{Re} = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{1{,}38 \cdot 0{,}068}{0{,}007 \cdot 10^{-4}} = 134057$$

$$10\frac{d}{\Delta} = 10\frac{68}{0{,}15} = 4533$$

$$500\frac{d}{\Delta} = 500\frac{68}{0{,}15} = 226667$$

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{134057} + \frac{0{,}15}{68}\right)^{0{,}25} = 0{,}025$$

1. определим гидравлические потери по формуле Дарси–Вейсбаха

$$h = \lambda \cdot \frac{L_6}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}025 \cdot \frac{75}{0{,}068} \cdot \frac{1{,}32^2}{19{,}6} = 2{,}679 м$$

2. тогда можно записать уравнение Бернулли между сечениями, в которых установлены манометры 2 и 3.

$$z_1 + \frac{p_{M2}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_{M3}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h$$

Учтем, что трубопровод расположен горизонтально, разности геометрических высот нет. Диаметр трубы не меняется, поэтому скоростные высоты можно не учитывать.

3. Величина давления, которое показывает манометр 3, будет равна

$$p_{M3} = p_{M2} - \rho \cdot g \cdot h = 140{,}4 \cdot 10^3 - 760 \cdot 9{,}8 \cdot 2{,}679 = 120{,}4 кПа$$

Таким образом, показания манометра $p_{м3}$ составляют величину 120,4 кПа.

Тогда искомая разность показаний манометров

$$\Delta p = p_{м2} - p_{м3} = 140{,}4 - 120{,}4 = 20{,}4 \text{ кПа}.$$

Кроме того, разность показаний манометров $p_{м2}$ и $p_{м3}$ можно определить сразу, по уравнению Бернулли, записанному для сечений, в которых установлены манометры. При этом не требуется определять величины по-

казаний манометров. Достаточно определить только потери напора на трение по длине. Сечение 1-1 проведем в точке установки манометра $p_{м2}$, сечение 2 - 2 – в точке установки манометра $p_{м3}$.

$$p_{M2} = p_{M3} + \rho \cdot g \cdot h_{2-3}$$
$$\Delta p = p_{M2} - p_{M3} = \rho \cdot g \cdot h$$

Гидравлические потери напора определяются в следующем порядке. Учтем, что выше были определены все необходимые величины.

2. величина скорости течения жидкости

$$v_2 = 1{,}38 \text{ м/с}$$

3. режим течения

$$\mathrm{Re} = 134057$$

4. зона шероховатости труб

При определении зоны шероховатости труб было установлено, что выполняется условие: $10\frac{d}{\Delta} < \mathrm{Re} \le 500\frac{d}{\Delta}$. Следовательно, жидкость течет на турбулентном режиме в зоне шероховатых труб. Гидравлические сопротивления определяются по уравнению Альтшуля.

5. гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}025$$

Проведем расчет в последовательности:

4. определим гидравлические потери по формуле Дарси–Вейсбаха

$$h = \lambda \cdot \frac{L_6}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}025 \cdot \frac{75}{0{,}068} \cdot \frac{1{,}32^2}{19{,}6} = 2{,}679 м$$

5. разность давлений, определяемых показаниями манометров $p_{м2}$ и $p_{м3}$ будет равна

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h = 760 \cdot 9{,}8 \cdot 2{,}679 = 19{,}95 \approx 20 кПа$$

13. Определение суммарных потерь напора в местных сопротивлениях нагнетательной линии и их суммарной эквивалентной длины

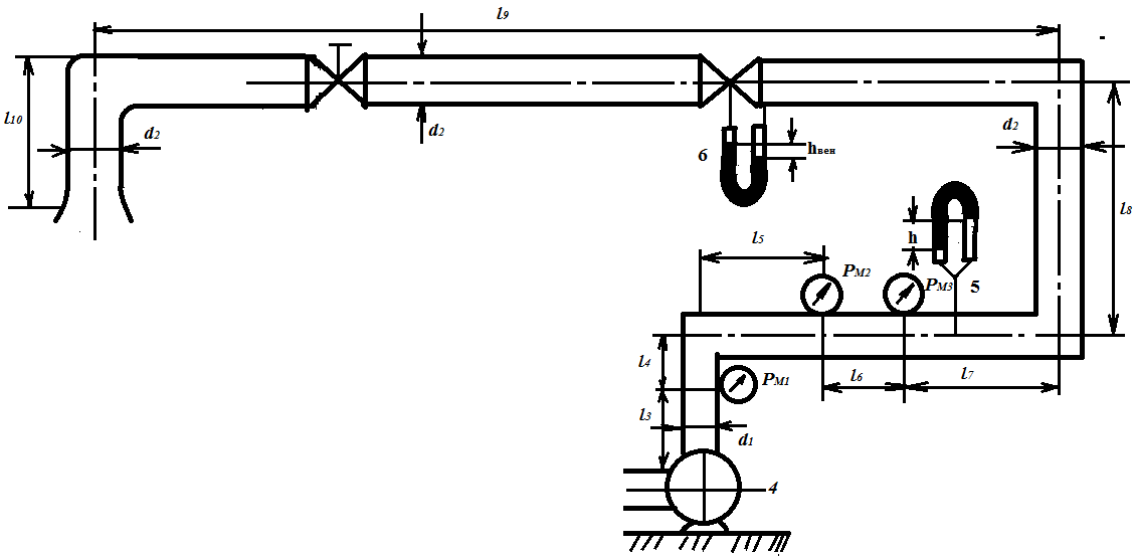


Рисунок 13.1. Нагнетательная линия

Определим по схеме установки виды местных сопротивлений и их количество. Согласно схеме установке, местными сопротивлениями нагнетательной линии являются:

1. угольник с углом поворота 90^0 – 3;
2. колено плавное – 1;
3. задвижка полностью открытая - 1;
4. выход из трубы -1,
5. расходомер Вентури- 1.

Определим по таблице 12.1 коэффициенты местных сопротивлений. Угольник $\varsigma_{уг} = 1{,}32$; колено плавное $\varsigma_{кол} = 0{,}23$; задвижки полностью открытые $\varsigma_{задв} = 0{,}15$; выход из трубы $\varsigma_{вых} = 1{,}0$, расходомер Вентури -по соотношению диаметров трубопровода и узкого сечения расходомера можно принять $\varsigma_{вен} = 1{,}0$. На нагнетательной линии диаметр трубы остается постоянным и равным d_2. Решим задачу по следующим исходным данным:

Расход жидкости Q = 5 л/с, диаметр трубы $d_2 = 68$ мм, плотность жидкости $\rho = 760$ кг/м3, кинематическая вязкость $\nu = 0{,}007$ см^2/с, шероховатость труб $\Delta = 0{,}15$мм.

Тогда можно использовать полученные ранее величины:

1. величина скорости течения жидкости

$$v_2 = 1{,}38 \text{ м/с};$$

2. гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}025$$

Проведем расчет суммарных потерь напора в местных сопротивлениях и их суммарную эквивалентную длину в следующей последовательности.

1. Определим сумму местных сопротивлений в нагнетательной линии:

$$\sum\varsigma = 3\cdot\varsigma_{уг} + \varsigma_{кол} + \varsigma_{задв} + \varsigma_{вых} + \varsigma_{вен} = 3\cdot 1{,}32 + 0{,}23 + 0{,}15 + 1{,}0 + 1{,}0 = 6{,}34$$

2. Определим суммарные потери напора в местных сопротивлениях по формуле Дарси

$$h_M = \sum\varsigma\cdot\frac{v_2^2}{2g} = 6{,}34\cdot\frac{1{,}38^2}{19{,}6} = 0{,}616м$$

3. Определим суммарную эквивалентную длину нагнетательной линии.

Эквивалентной длиной трубопровода $l_{экв}$ называется такая длина трубопровода, для которой потери напора в местных сопротивлениях равны потерям напора по длине. Определяется по формуле:

$$l_{экв} = \frac{\sum\varsigma\cdot d}{\lambda}$$

Вычислим эквивалентную длину для данных условий

$$l_{экв} = \frac{\sum\varsigma\cdot d}{\lambda} = \frac{6{,}34\cdot 0{,}068}{0{,}025} = 17{,}24м$$

Таким образом, суммарные потери напора в местных сопротивлениях нагнетательной линии установки составляют величину $h_М$ = 0,616 м, а суммарная эквивалентная длина равна $l_{экв}$ = 17,24 м.

14. Определение диаметра самотечного трубопровода

Самотечным называется трубопровод, перемещение жидкости в котором осуществляется только за счет действия силы тяжести. Задача определения минимально необходимого диаметра трубопровода решается, если заданы действующий напор, параметры жидкости (плотность, вязкость), а также параметры трубопровода (длина, диаметр, шероховатость). Основным расчетным уравнением является уравнение действующего напора:

$$H_Д = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \varsigma \right) \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l_{ПР}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (14.1)$$

Следует отметить, что аналитическое решение задачи затруднено, так как искомый диаметр трубопровода входит в (14.1) не только прямо, но и косвенно, так как от него зависят скорость течения, гидравлические сопротивления и потери напора.

В этом случае пользуются графоаналитическим методом. Сущность его заключается в следующем. Задаются рядом значений диаметра и определяют потери напора по алгоритму: $d \to v \to \mathrm{Re} \to \lambda \to h_{пот}$. Затем строят график зависимости $h_{пот} = f(d)$. По графику определяют величину диаметра, соответствующего величине действующего напора.

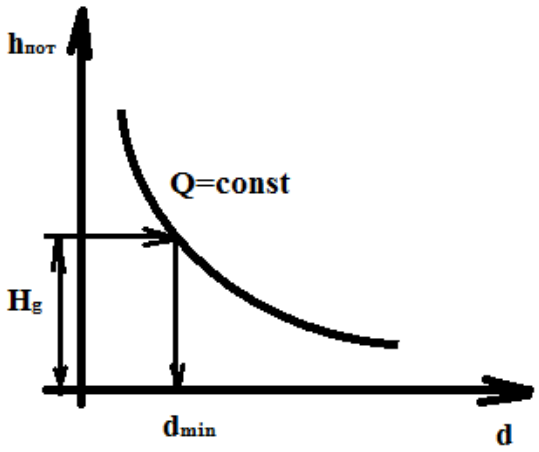


Рисунок 14.1. Графическая зависимость
потерь напора в простом трубопроводе от диаметра

Определим диаметр самотечного трубопровода d_c по следующим величинам:

- расход жидкости $Q = 5$ л/с $= 5 \cdot 10^{-3}$ м^3/с
- плотность жидкости $\rho = 760$ кг/м^3
- кинематическая вязкость $\nu = 0{,}06$ см^2/с $= 6 \cdot 10^{-6}$ м^2/с
- длина самотечного трубопровода $L_c = 60$ м

- шероховатость трубы Δ_c =0,5 мм

- местные сопротивления и значения коэффициентов местных сопротивлений – вход в трубу, $\varsigma_{вх}$ = 0,5; выход их трубы $\varsigma_{вых}$ = 1,0

- высота установки насоса H_2 = 2,0 м

- постоянный уровень в верхнем резервуаре H_3 = 3,0 м

Проведем расчет в последовательности.

Найдем действующий напор трубопровода:

По схеме видно, что течение жидкости из верхнего резервуара А в нижний резервуар В под действием напора

Для построения графика зависимости $h_{пот} = f(d)$ проведем расчет точек по приведенному выше алгоритму.

Точка 1

1. Примем d_1 = 100 мм = 0,1 м
2. Скорость течения

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 3{,}82 м/с$$

3. Режим течения

$$\mathrm{Re} = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{3{,}82 \cdot 0{,}1}{6 \cdot 10^{-6}} = 63667$$

4. Зона шероховатости

$$\frac{10 d_1}{\Delta_c} = \frac{10 \cdot 100}{0{,}5} = 2000$$

$$500 \cdot \frac{d_1}{\Delta_c} = 500 \cdot \frac{100}{0{,}5} = 100000$$

Зона шероховатых труб, гидравлические сопротивления определяем по формуле Альтшуля

5. Гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta_c}{d_1}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{63667} + \frac{0{,}5}{100}\right)^{0{,}25} = 0{,}031$$

6. Потери напора

$$h_1 = \left(\lambda \frac{l_c}{d_1} + \sum \varsigma\right) \cdot \frac{v_1^2}{2g} = \left(0{,}031 \cdot \frac{60}{0{,}1} + 1{,}5\right) \cdot \frac{3{,}82^2}{19{,}6} = 14{,}96 м$$

Таким образом, рассчитанные потери напора больше, чем действующий напор. Следовательно, необходимо увеличить диаметр трубы.

Точка 2

1. Примем диаметр $d_2 = 120$ м
2. Скорость течения

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}12^2} = 2{,}45 м/с$$

3. Режим течения

$$\mathrm{Re} = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{2{,}45 \cdot 0{,}12}{6 \cdot 10^{-6}} = 49000$$

4. Зона шероховатости

$$\frac{10 d_2}{\Delta_c} = \frac{10 \cdot 120}{0{,}5} = 2400$$

$$500 \cdot \frac{d_2}{\Delta_c} = 500 \cdot \frac{120}{0{,}5} = 120000$$

Зона шероховатых труб, гидравлические сопротивления определяем по формуле Альтшуля.

5. Гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta_c}{d_2}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{49000} + \frac{0{,}5}{120}\right)^{0{,}25} = 0{,}03$$

6. Потери напора

$$h_2 = \left(\lambda \frac{l}{d_2} + \sum \varsigma\right) \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \left(0{,}03 \cdot \frac{60}{0{,}12} + 1{,}5\right) \cdot \frac{2{,}45^2}{19{,}6} = 5{,}05 м$$

Точка 3

1. Примем диаметр $d_3 = 130$ мм
2. Скорость течения

$$v_3 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}130^2} = 2{,}26 м/с$$

3. Режим течения

$$\mathrm{Re} = \frac{v_3 \cdot d_3}{\nu} = \frac{2{,}26 \cdot 0{,}130}{6 \cdot 10^{-6}} = 48967$$

4. Зона шероховатости

$$\frac{10 d_3}{\Delta_c} = \frac{10 \cdot 130}{0{,}5} = 2600$$

$$500 \cdot \frac{d_3}{\Delta_c} = 500 \cdot \frac{130}{0{,}5} = 130000$$

5. Гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta_c}{d_3}\right)^{0{,}25} = 0{,}11\cdot\left(\frac{68}{48967} + \frac{0{,}5}{130}\right)^{0{,}25} = 0{,}0296$$

6. Потери напора

$$h_3 = \left(\lambda\frac{l_c}{d_3} + \sum\varsigma\right)\cdot\frac{v_3^2}{2g} = \left(0{,}0296\cdot\frac{60}{0{,}13} + 1{,}5\right)\cdot\frac{2{,}26^2}{19{,}6} = 3{,}95м$$

Точка 4

1. Примем диаметр d_4 = 150 мм
2. Скорость течения

$$v_4 = \frac{4Q}{\pi\cdot d_4^2} = \frac{4\cdot 5\cdot 10^{-3}}{3{,}14\cdot 0{,}150^2} = 1{,}7м/с$$

3. Режим течения

$$\mathrm{Re} = \frac{v_4\cdot d_4}{\nu} = \frac{1{,}7\cdot 0{,}150}{6\cdot 10^{-6}} = 42500$$

4. Зона шероховатости

$$\frac{10d_4}{\Delta_c} = \frac{10\cdot 150}{0{,}5} = 3000$$

$$500\cdot\frac{d_4}{\Delta_c} = 500\cdot\frac{150}{0{,}5} = 150000$$

5. Гидравлические сопротивления

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta_c}{d_4}\right)^{0{,}25} = 0{,}11\cdot\left(\frac{68}{42500} + \frac{0{,}5}{150}\right)^{0{,}25} = 0{,}029$$

6. Потери напора

$$h_4 = \left(\lambda\frac{l_c}{d_4} + \sum\varsigma\right)\cdot\frac{v_4^2}{2g} = \left(0{,}029\cdot\frac{60}{0{,}15} + 1{,}5\right)\cdot\frac{1{,}7^2}{19{,}6} = 1{,}93м$$

По полученным данным составим таблицу 14.1

Таблица 14.1

Результаты расчета самотечного трубопровода

№ точки	Диаметр, d, мм	Потери напора, h,м
1	100	14,96
2	120	5,05
3	130	3,95
4	150	1,93

По полученным данным строим график зависимости $h_{пот} = f(d)$.

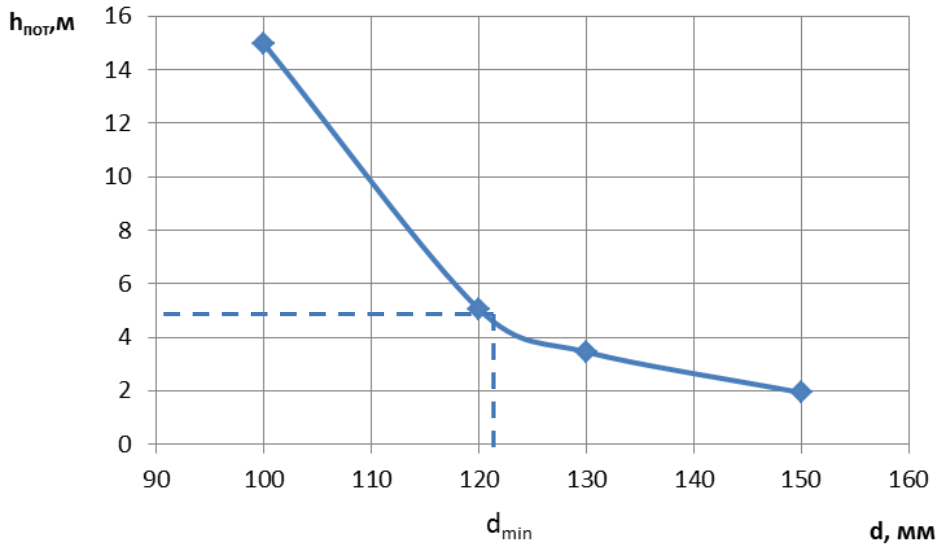


Рисунок 14.2 График зависимости $h_{пот} = f(d)$

На построенном графике определяем на оси ординат величину, соответствующему действующему напору Нд = 5,0 м. От этой точки проводим горизонталь до пересечения с графиком. Точку пересечения проектируем на ось абсцисс и определяем диаметр самотечного трубопровода. Для данного расчета величина диаметра самотечного трубопровода составляет:

$$d_c = 122 \text{ мм}.$$

15. Гидравлический удар

Гидравлический удар в трубопроводе – это явление резкого, скачкообразного повышения давления в жидкости, происходящее при резком изменении скорости ее течения. Резкое повышение давления воды в трубах при внезапном перекрытии трубопровода в водопроводной технике достаточно давно. Это явление было названо «гидравлическим ударом» в связи с тем, что оно часто сопровождается появлением звука, сходного со звуком удара молотком по твердому телу, а иногда и сильным сотрясением трубы. Теоретические исследования явления гидравлического удара были начаты еще в конце 19 в., однако решена эта задача Н.Е. Жуковским. Исследования Н.Е. Жуковского показали, что гидроудар представляет собой сложный физический процесс и все явления объясняются возникновением и распространением ударной волны, происходящей от сжатия воды и от расширения стенок трубы. Явление гидроудара возникает при резком открытии или закрытии задвижек на трубопроводе, при остановке насоса или турбины. Например, при быстром закрытии задвижки происходит торможение жидкости у задвижки и кинетическая энергия жидкости преобразуется в энергию давления. Область повышенного давления распространяется по жидкости в сторону, противоположную скорости ее движения. Скорость движения границы этой области называется скоростью распространения волны гидравлического удара. Если не учитывать деформацию трубопровода при гидроударе, то скорость распространения волны (обозначается с), определяется только свойствами жидкости по формуле:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \qquad (15.1),$$

где К – модуль упругости жидкости измеряется в МПа, справочная величина, ρ – плотность жидкости, кг/м^3.

Если необходимо учитывать деформацию трубопровода, то скорость распространения ударной волны определится уравнением:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot d}{E \cdot \delta}}} \qquad (15.2)$$

где Е – модуль упругости металла, МПа, справочная величина, δ – толщина стенки трубы, d – диаметр трубопровода.

При расчете гидроудара определяют также фазу гидроудара. Фазой гидроудара Т называют удвоенное время пробега ударной волны.

$$T = \frac{2l}{c} \qquad (15.3)$$

где l – расстояние от места возникновения гидроудара до области, в которой давление постоянно. Тогда можно определить понятия прямого и непрямого

гидроудара. Прямым называется такой гидроудар, при котором время изменения скорости жидкости t меньше , чем фаза гидроудара. Для прямого гидроудара ударное повышение давления определяется по формуле Жуковского:

$$p_{уд} = \rho \cdot c \cdot v \tag{15.4}$$

где v – скорость, с которой двигалась жидкость до остановки.

Если время изменение скорости больше фазы гидроудара (t > T), то удар называется непрямым, и определяется по формуле:

$$p_{уд} = \rho \cdot c \cdot v \cdot \frac{T}{t} \tag{15.5}$$

Гидроудар имеет периодический колебательный характер и продолжается до тех пор, пока не затухнет под влиянием гидравлических сопротивлений. Отметим, что на газопроводах и воздуховодах величина гидравлического удара незначительна.

Для предотвращения возникновения такого явления, как гидроудар, в технике применяют следующие меры:

1. Время закрытия и открытия запорных устройств определяется таким образом, чтобы избежать явления гидроудара;
2. Пробковые краны устанавливаются только на коротких участках трубы длиной менее 50 м;
3. На насосе устанавливают демпфирующие воздушные колпаки;
4. Время выбега ротора насоса увеличивается путем установки маховых колес на вал насоса;
5. Для защиты насосных установок от гидравлических ударов в напорных трубопроводах устанавливаются обратные клапаны, предохранительные клапаны и демпферы.

15.1. Определение минимальной толщины стальных стенок трубы, при которой не происходит ее разрыва в момент прямого гидроудара

Пусть известны следующие параметры

Расход жидкости $Q = 5л/с = 5 \cdot 10^{-3} м^3/с$

Диаметр трубопровода $d_2 = 68$ мм $= 0{,}068$ м

Модуль упругости жидкости $K = 1{,}3 \cdot 10^9$ Па

Плотность жидкости $\rho = 760$ кг/м^3

Проведем расчет минимальной толщины стенки трубы, при которой не произойдет разрыва трубы в момент прямого гидравлического удара.

1. Определим скорость распространения ударной волны по (15.1), считая, что трубопровод не деформируется

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 10^9}{760}} = 1308{,}7 м/с$$

2. Определим скорость течения жидкости

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}068^2} = 1{,}38 м/с$$

При гидроударе в трубопроводе возникают радиальные деформации ε. При этом в стенке трубы возникают нормальные напряжения σ, которые можно определить по закону Гука.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \qquad (15.6)$$

где E – модуль упругости металла, справочная величина, для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Для стали 20 в момент действия прямого гидроудара допускаемые напряжения $[\sigma] = 80 МПа$.

3. Определим относительные деформации по (15.6), приравняв нормальные напряжения допускаемым

$$\varepsilon = \frac{[\sigma]}{E} = \frac{80}{2 \cdot 10^5} = 40 \cdot 10^{-5}$$

Кроме того, при выводе уравнения ударного давления рассматривалась связь между радиальными деформациями и величиной ударного давления. В результате было получено уравнение

$$\varepsilon = \frac{d \cdot p_{уд}}{2\delta \cdot E} \qquad (15.7)$$

Таким образом, необходимо определить величину ударного давления по (15.4).

4. Ударное давление определяем по уравнению (15.4)

$$p_{уд} = \rho \cdot c \cdot v = 760 \cdot 1307{,}87 \cdot 1{,}38 = 1{,}372 МПа$$

5. Выразим величину толщины стенки трубы δ из уравнения (15.7)

$$\delta = \frac{d \cdot \Delta p_{уд}}{\varepsilon \cdot E \cdot 2} = \frac{0{,}068 \cdot 1{,}372 \cdot 10^6}{40 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2} = \frac{0{,}068 \cdot 1{,}372}{160} = 0{,}00058 м = 0{,}58 мм$$

Таким образом, определена минимальная толщина стенки трубы, при которой не происходит ее разрыва в момент прямого гидравлического улара.

16. Определение полезной мощности и КПД насоса

Разность полных удельных энергий в сечениях непосредственно за насосом и перед ним представляет собой полную удельную энергию $H_н$, сообщенную насосом жидкости.

$$H_{НАС} = H_1 - H_2$$

Полезная мощность насоса (теоретическая)определяется уравнением

$$N_{П_т} = (H_1 - H_2) \cdot \rho \cdot g \cdot Q = H_{НАС} \cdot \rho \cdot g \cdot Q \text{, Вт}$$

Для определения создаваемого насосом напора $H_{нас}$ выделим начальное сечение 1-1 и конечное 3-3 (рис.16.1). Составим уравнение баланса напоров жидкости для начального и конечного живых сечений потока. И выразим величину напора насоса.

$$H_{НАС} - H - \frac{\alpha_H \cdot v_{НАС}^2}{2g} = h_{1-3} = h_{ВС} + h_H$$

$$H_{НАС} = H + \frac{\alpha_H \cdot v_{НАС}^2}{2g} + h_{ВС} + h_H = H + \frac{1 \cdot v_1^2}{2g} + \frac{1 \cdot v_2^2}{2g} + h_{ВС} + \lambda_1 \cdot \frac{l_3}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_{пр}}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \qquad (16.1)$$

где индекс «вс» относится к всасывающей, индекс «н» – к нагнетательной линии, Н – высота подъёма жидкости, определяется по схеме.

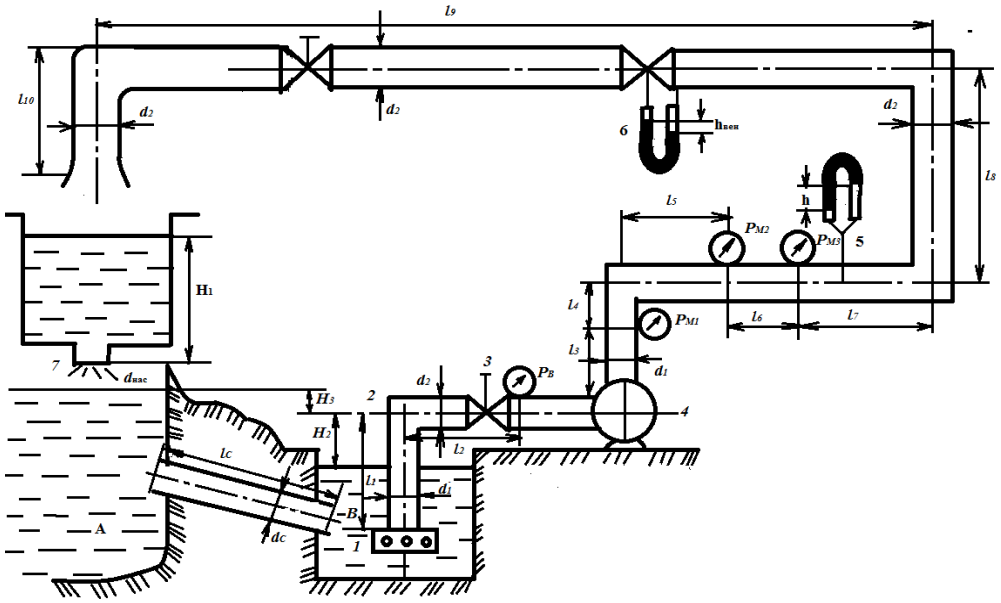


Рисунок 16.1. Схема циркуляционной установки

Из схемы установки высота подъёма жидкости определится выражением:

$$H = H_2 + l_3 + l_4 + l_8 - l_{10} \qquad (16.2)$$

Расчет проведем для следующих исходных данных:

Расход жидкости Q = 22 л/с; плотность жидкости ρ = 850 кг/м^3, кинематическая вязкость жидкости ν = 0,05 см^2/с; длины труб: l_1 = 15 м, l_2 =6 м,l_3 = 4 м, l_4 =4 м, l_5 = 8 м, l_6 =100 м, l_7 =50 м, l_8 = l0 м, l_9 =220 м, l_{10} = 14м; диаметры труб d_1 =110мм, d_2 = 100мм, шероховатость Δ =0,2 мм; коэффициенты местных сопротивлений, установленных на всасывающей линии: коробки $\varsigma_{кор}$ =7,0, колена $\varsigma_{кол}$ = 1,0, $\varsigma_{задв}$ = 1,0, расходомер Вентури, для которого можно принять $\varsigma_{вен}$ =1,0; показания манометра $p_{м1}$, установленного на нагнетательной линии $p_{м1}$ = 340 кПа, вакуумметра, установленного на всасывающей линии $p_в$ =54 кПа.

Следовательно, для определения напора насоса необходимо определить величины, входящие в уравнение (16.1):

1. Потери напора во всасывающей линии;
2. Потери напора в нагнетательной линии;
3. Скоростную высоту в нагнетательной линии;
4. Высоту подъема столба жидкости Н по уравнению (16.2)

Проведем расчет в предложенной последовательности.

1. Определим потери напора во всасывающей линии.

Необходимо учесть, что на всасывающей стороне насоса установлены трубы диаметром d_1 =110мм, длиной l_1 = 15 м, и диаметром d_2 = 100мм и соответственно длиной l_2 =6 м. Кроме того, установлены местные сопротивления. Поэтому для каждой трубы определяем потери напора на трение и потери напора в местных сопротивлениях.

Тогда расчетное уравнение потерь напора на всасывающей стороне насоса примет вид:

$$h_{BC} = h_1 + h_2,$$

где h_1 = потери напора на трение и в местных сопротивлениях по трубе длиной l_1 , диаметра d_1; h_2 – потери напора на трение и в местных сопротивлениях по трубе длиной l_2, диаметра d_2.

Определим потери напора на трение и в местных сопротивлениях при течении жидкости по трубе длиной l_1 =15м, диаметра d_1 = 110 мм в последовательности:

1. Скорость течения

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 22 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}11^2} = 2{,}32 м/с$$

2. Режим течения

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{2{,}32 \cdot 0{,}11}{5 \cdot 10^{-6}} = 51040$$

3. Зона шероховатости

$$10\frac{d_1}{\Delta}=10\frac{110}{0,2}=5500$$

$$500\frac{d_1}{\Delta}=500\cdot\frac{110}{0,2}=275000$$

4. Гидравлические сопротивления

Зона шероховатости – шероховатые трубы, гидравлические сопротивления определяем по уравнению Альтшуля

$$\lambda_1=0,11\cdot\left(\frac{68}{\mathrm{Re}}+\frac{\Delta}{d_1}\right)^{0,25}=0,11\cdot\left(\frac{68}{51040}+\frac{0,2}{110}\right)^{0,25}=0,026$$

5. Потери напора на трение по длине и в местных сопротивлениях.

Учтем, что на трубе диаметром d_1 местными сопротивлениями является коробка фильтров, коэффициент местного сопротивления которой задан $\varsigma_{кор}$ = 7. Тогда потери напора по трубе длиной l_1 =15 м, диаметром d_1 = 110 мм, определяем уравнением

$$h_1=\left(\lambda_1\cdot\frac{l_1}{d_1}+\varsigma_{кор}\right)\cdot\frac{v_1^2}{2g}=\left(0,026\cdot\frac{15}{0,11}+7\right)\cdot\frac{2,32^2}{19,6}=2,9м$$

Определим потери напора на трение и в местных сопротивлениях при течении жидкости по трубе длиной l_2 =15м, диаметра d_2 = 100 мм в последовательности:

1. Скорость течения

$$v_2=\frac{4Q}{\pi\cdot d_2^2}=\frac{4\cdot 22\cdot 10^{-3}}{3,14\cdot 0,1^2}=2,8м/с$$

2. Режим течения

$$\mathrm{Re}_2=\frac{v_2\cdot d_2}{\nu}=\frac{2,8\cdot 0,1}{5\cdot 10^{-6}}=56000$$

3. Зона шероховатости

$$10\cdot\frac{d_2}{\Delta}=10\cdot\frac{100}{0,2}=5000$$

$$500\cdot\frac{d_2}{\Delta}=500\cdot\frac{100}{0,2}=250000$$

4. Гидравлические сопротивления

По уравнению Альтшуля

$$\lambda_2=0,11\cdot\left(\frac{68}{\mathrm{Re}_2}+\frac{\Delta}{d_2}\right)^{0,25}=0,11\cdot\left(\frac{68}{56000}+\frac{0,2}{100}\right)^{0,25}=0,026$$

5. Потери напора на трение и в местных сопротивлениях

Учтем, что на трубе диаметром d_2 = 100 мм и длиной l_2 = 6 м, местными сопротивлениями являются поворот (колено) и задвижка, для которых соответственно коэффициенты местных сопротивлений равны $\varsigma_{кол}$ = 1,0, $\varsigma_{задв}$ = 1,0. Тогда определим потери напора

$$h_2 = \left(\lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \varsigma_{кол} + \varsigma_{задв} \right) \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \left(0{,}026 \cdot \frac{6}{0{,}1} + 1 + 1 \right) \cdot \frac{2{,}8^2}{19{,}6} = 1{,}424 м$$

6. Тогда определим потери напора во всасывающей линии

$$h_{ВС} = h_1 + h_2 = 2{,}9 + 1{,}424 = 4{,}324 м$$

2. Потери напора в нагнетательной линии.

В нагнетательной линии потери напора определяются отдельно для трубы длиной l_3, так как диаметр этой трубы d_1. Затем на схеме установки диаметр нагнетательной линии на всем протяжении становится равным d_2. При этом гидравлические сопротивления λ_1 уже определены. Кроме того, скорость течения жидкости уже известна. Следовательно, необходимо определить потери напора на трение и в местных сопротивлениях на всем протяжении трубопровода, имеющего диаметр d_2.

$$h_H = \lambda_1 \cdot \frac{l_3}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_{їд}}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \qquad (16.3)$$

Решим задачу в последовательности:

Определим эквивалентную длину нагнетательного трубопровода. Предварительно определим количество местных сопротивлений и значения коэффициентом местных сопротивлений. По схеме установки видно, что к местным сопротивлениям нагнетательной линии относятся 3 угольника, задвижка, расходомер Вентури, плавное колено , выход из трубы, для которых соответственно известны коэффициенты местных сопротивлений:

$$\varsigma_{уг} = 1{,}32,\ \varsigma_{задв} = 0{,}15,\ \varsigma_{вен} = 1{,}0,\ \varsigma_{вых} = 1{,}0\ \varsigma_{вен} = 1{,}0.$$

Тогда эквивалентная длина определяется уравнением:

$$l_Э = \frac{\sum \varsigma \cdot d}{\lambda} = \frac{\sum \varsigma \cdot d_2}{\lambda_2} = \frac{\left(3 \cdot \varsigma_{уг} + \varsigma_{задв} + \varsigma_{вен} + \varsigma_{кол} + \varsigma_{вых} \right) \cdot d_2}{\lambda_2}$$

$$l_Э = \frac{\left(3 \cdot 1{,}32 + 0{,}15 + 1{,}0 + 0{,}23 + 1{,}0 \right) \cdot 0{,}1}{0{,}026} = \frac{6{,}34 \cdot 0{,}1}{0{,}026} = 24{,}38 м$$

Определим приведенную длину нагнетательного трубопровода $l_{пр}$. Приведенная длина трубопровода равна сумме длин самого трубопровода и эквивалентной длины.

$$l_{ПР} = l_{ТР} + l_Э ,$$

где $l_{тр}$ – длина трубопровода нагнетательной части , $l_э$ – эквивалентная длина трубопровода, на которой потери напора в местных сопротивлениях равна потерям напора по длине.

Длина трубопровода нагнетательной части состоит из суммы длин труб одинакового диаметра d_2, составляющих трубопровод (согласно схеме установки). Таким образом, длина трубопровода нагнетательной части установки будет равна:

$$l_{TP} = l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9 + l_{10} + l_Э = 4 + 8 + 100 + 50 + 10 + 220 + 14 = 406м$$

Приведенная длина трубопровода

$$l_{ПР} = 406 + 24{,}38 = 430{,}38м$$

После определения приведенной длины трубопровода появляется возможность определения потерь напора на нагнетательном трубопроводе (16.3)

$$h_H = \lambda_1 \cdot \frac{l_3}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_{їð}}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}026 \cdot \frac{4}{0{,}11} \cdot \frac{2{,}32^2}{19{,}6} + 0{,}026 \cdot \frac{430{,}38}{0{,}1} \cdot \frac{2{,}8^2}{19{,}6} = 45{,}02ì$$

По уравнению (16.2) определим высоту подъёма жидкости насосом.

$$H = H_2 + l_3 + l_4 + l_8 - l_{10} = 1{,}76 + 4 + 4 + 10 - 14 = 5{,}76м$$

Тогда определим с помощью уравнения (16.1) напор насоса:

$$H_{HAC} = H + \frac{\alpha_H \cdot v_{HAC}^2}{2g} + h_{BC} + h_H = H + \frac{1 \cdot v_1^2}{2g} + \frac{1 \cdot v_2^2}{2g} + h_{BC} + \lambda_1 \cdot \frac{l_3}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_{їð}}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H_{ÍÀÑ} = Í + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{BC} + h_H = 5{,}76 + \frac{2{,}32^2}{19{,}6} + \frac{2{,}8^2}{19{,}6} + 4{,}324 + 45{,}02 = 55{,}78ì$$

Если напор насоса определен, то можно определить полезную мощность насоса.

$$N_{П_Т} = (H_1 - H_2) \cdot \rho \cdot g \cdot Q = H_{HAC} \cdot \rho \cdot g \cdot Q$$

$$N_{П_Т} = 55{,}8 \cdot 850 \cdot 9{,}8 \cdot 22 \cdot 10^{-3} = 10222Bm$$

Отметим, что полученное значение соответствует теоретическому уравнению. С другой стороны, полезную мощность насоса можно определить по показаниям приборов давления, установленных на всасывающей и на нагнетательной стороне.

На всасывающей стороне насосной установки установлен вакуумметр, показания которого $p_в$, на нагнетательной стороне насоса установлен манометр, показания которого $p_{м1}$. По показаниям манометров также можно определить полезную мощность насоса. Показания манометров известны, тогда полезная мощность насоса составит:

$$N_П = (p_{M1} - (-p_B)) \cdot Q = (340 + 54) \cdot 10^3 \cdot 22 \cdot 10^{-3} = 8668Bm$$

Так как величины полезной мощности насоса (теоретической) и полезной мощности, определенной по показаниям приборов давления, численно различаются, то появляется возможность определить расхождение результатов, или погрешность определения полезной мощности δ.

$$\delta = \frac{N_{П_Т} - N_П}{N_{П_Т}} \cdot 100\% = \frac{10222 - 8668}{10222} \cdot 100\% = 15{,}2\%$$

Библиографический список

1. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости) : учебное пособие / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – Москва : Стройиздат, 1975. – 323 с. : ил. – Текст : непосредственный.
2. Шатихина Т. А. Гидрогазодинамика : учебное пособие для вузов / Т. А. Шатихина. – Ростов-на-Дону, 2009. – 191 с. – Текст : непосредственный.
3. Сборник задач по гидравлике и газодинамике для нефтяных вузов / Г. Д. Розенберг, И. М. Астрахан, А. Е. Евгеньев, И. Н. Кочина. – Москва : Недра, 1990. – 231 с. – Текст : непосредственный.
4. Карпов, К. А. Прикладная гидрогазодинамика : учебное пособие / К. А. Карпов, Р. О. Олехнович. – Санкт-Петербург : Лань, 2018. – 100 с. – Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. – URL : https://e.lanbook.com/book/107938.
5. Муравьев, А. В. Гидрогазодинамика : учебное пособие / А. В. Муравьев, Н. Н. Кожухов, И. Г. Дроздов ; под редакцией А. В. Баракова. – Воронеж : Воронежский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2018. – 314 с. – Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL : http://www.iprbookshop.ru/93255.html.
6. Челомбитко, С. И. Гидрогазодинамика : задания для курсовой работы для студентов направления 140100.62 "Тепоэнергетика и теплотехника", профиль подготовки "Промышленная теплоэнергетика" всех форм обучения / С. И. Челомбитко. – Тюмень : ТюмГАСУ, 2013. – 34 с. – Текст : непосредственный.

ФЗ №436-ФЗ	Издание не подлежит маркировке в соответствии с п. 1 ч. 4 ст.11

Научное издание

Олег Андреевич Степанов
Елена Олеговна Антонова
Наталья Владимировна Рыдалина

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА
В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

В авторской редакции

Подписано в печать 24.06.2021. Формат 60x90 1/16. Усл. печ. л. 5,7.
Тираж 50 экз. Заказ № ___

Библиотечно-издательский комплекс
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Тюменский индустриальный университет».
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38.

Типография библиотечно-издательского комплекса.
625039, Тюмень, ул. Киевская, 52.