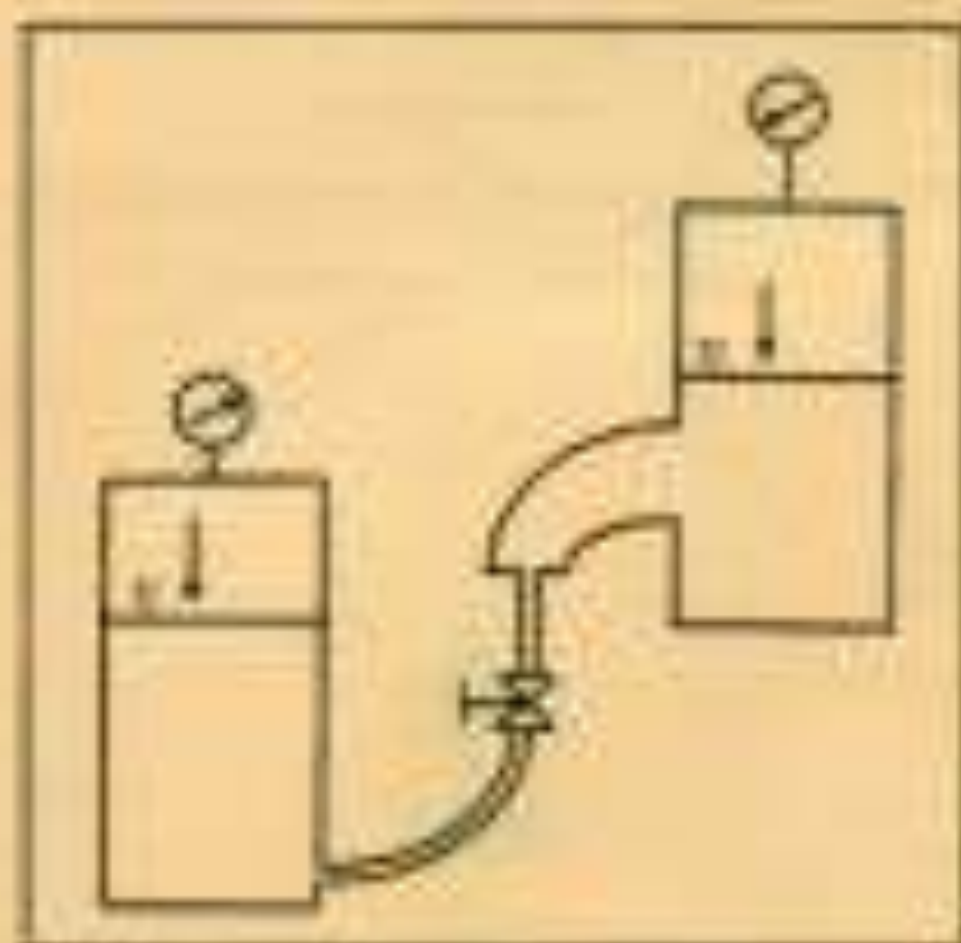


**РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ,
ПОДБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ**



Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

Московский государственный университет леса

**РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ, ПОДБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ**

Учебное пособие

Для студентов специальностей 170400, 210300, 260200, 260300

Второе издание, стереотипное



Издательство Московского государственного университета леса
Москва – 2004

УДК 676.02/.05(075.8)

6Л2 Расчет трубопроводов, подбор и определение эксплуатационных показателей центробежных насосов: Учебное пособие. Для студентов специальностей 170400, 210300, 260200, 260300. 2-е изд., стер. – М.: МГУЛ, 2004. – 84 с.

Одобрено и рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом университета.

Рецензент – доцент А.Б. Левин

Кафедра процессов и аппаратов деревообрабатывающих производств

Авторы: Афанасьев Геннадий Николаевич, профессор;
Булгаков Виктор Иванович, доцент;
Савицкий Анатолий Станиславович, доцент;
Шевляков Александр Александрович, доцент

Под общей редакцией академика, д.т.н. А.Н. Обливина

Редактор Л.Г. Кулагина

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на 2004 г., доп.

© Г.Н. Афанасьев, В.И. Булгаков, А.С. Савицкий, А.А. Шевляков, 1998
© Московский государственный университет леса, 2004

ЛР № 020718 от 02.02.1998 г.

ПД № 00326 от 14.02.2000 г.

Подписано к печати 10.09.04	Формат 60×88/16
Бумага 80 г/м ² "Снегурочка"	Ризография
Объем 5,25 п. л.	Заказ № 57*
Тираж 200 экз.	

Издательство Московского государственного университета леса.
141005. Мытищи-5, Московская обл., 1-я Институтская, 1, МГУЛ.
Телефоны: (095) 588-57-62, 588-53-48, 588-54-15. Факс: 588-51-09.

E-mail: izdat@mgul.ac.ru

Содержание

Предисловие	4
1. Типы трубопроводов и их классификация	5
2. Гидравлический расчет напорных трубопроводов	8
2.1. Аналитический гидравлический расчет простых трубопроводов .	8
2.2. Графоаналитический расчет простых трубопроводов	32
2.3. Расчет трубопровода с непрерывной раздачей жидкости	40
2.4. Расчет простого трубопровода с насосной подачей жидкости ...	43
2.5. Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов	46
3. Расчет насосов	52
4. Задание на расчетно-графическую работу на тему: “Расчет сложного трубопровода и выбор марки центробежного насоса”	59
5. Задание на расчетно-графическую работу на тему: “Подбор насосов и выявление их эксплуатационных показателей при работе в различ- ных режимах”	61
Литература	73
Приложения	74

Предисловие

Данное учебное пособие предназначено для выполнения расчетно-графических работ студентами всех видов обучения специальностей 1704.00, 2103.00, 2602.00, 2603.00, изучающих дисциплины “Основные процессы и аппараты химических производств”, “Гидравлика, гидравлические машины, гидро- и пневмопривод” по разделам “Гидродинамика” и “Гидравлические машины”.

В нем, кроме теоретического материала, приведены методики решения задач, а в качестве примера разобраны различные методы решения типовых задач по гидродинамике. В приложениях и по тексту учебного пособия приведен обширный справочный материал, необходимый для решения задач.

Дополнительно для выполнения студентами расчетно-графических работ представлено несколько многовариантных задач.

Предлагаемая работа может быть полезна студентам не только при выполнении расчетно-графических работ, но и при самостоятельной проработке материала по данным темам как дополнительный материал к лекциям, а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

1. Типы трубопроводов и их классификация

Все трубопроводы разделяются на простые и сложные. К простым относятся трубопроводы без разветвлений постоянного или переменного сечения, к сложным - трубопроводы с разветвлениями, составленные из последовательно и параллельно соединенных простых трубопроводов или ветвей. Особое место занимают трубопроводы с непрерывной раздачей жидкости, кольцевые, а также с насосной подачей (разомкнутые и замкнутые). В практике встречаются также разнообразные сложные трубопроводы комбинированного типа.

Для определения затрат энергии на перемещение жидкостей по трубопроводу и подбора насоса, используемого для этого перемещения, необходимо произвести расчет гидравлического сопротивления трубопровода.

Общие потери напора (давления) в трубопроводах складываются из потерь по длине и потерь на местных сопротивлениях. В зависимости от соотношения величин этих потерь различают гидравлически длинные и гидравлически короткие трубопроводы.

Гидравлически длинными трубопроводами называются трубопроводы большой длины, в которых основными потерями являются потери напора по длине, а потери напора на местных сопротивлениях составляют менее 5÷10 % потерь напора по длине. Поэтому потерями напора на местных сопротивлениях и скоростным напором в гидравлически длинных трубопроводах можно пренебречь. В некоторых случаях потери напора на местных сопротивлениях могут быть учтены путем увеличения потерь напора по длине на 5÷10 %, т.е. $h_{w\Sigma} = (1,05 \div 1,1) \cdot \Sigma h_{тр}$. К гидравлически длинным трубопроводам относятся водопроводные сети, нефтепроводы, магистральные трубопроводы.

Гидравлически короткими трубопроводами называются трубопроводы относительно небольшой длины, в которых потери напора на местных сопротивлениях и скоростной напор соизмеримы с потерями напора по длине (составляют не менее 5÷10 % потерь напора по длине). При их расчете исходят из принципа суперпозиции (наложения или суммирования) потерь, принимая $h_{w\Sigma} = \Sigma h_{тр} + \Sigma h_{м}$. К гидравлически коротким трубопроводам относятся трубопроводы гидроприводов, всасывающие линии насосов, сифоны, внутридомовые теплофикационные сети.

Разветвленные, или тупиковые, трубопроводы (рис. 1) состоят из магистрали и отходящих от нее отдельных трубопроводов (ветвей) с незамкнутыми, концевыми (тупиковыми) участками. Места разветвлений трубопровода называют узлами.

Замкнутые, или кольцевые, трубопроводы представляют собой систему смежных замкнутых контуров - колец с отбором жидкости в узловых

точках или с непрерывной раздачей ее на отдельных участках. На рис. 2 представлена схема сложного кольцевого трубопровода, состоящего из двух колец **OABC** и **ADEB**.

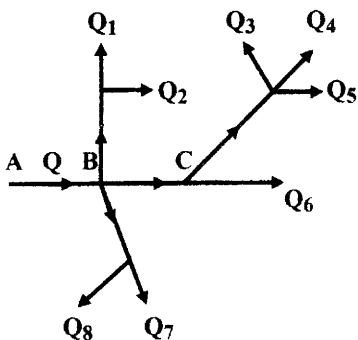


Рис. 1. Схема сложного тупикового трубопровода с раздачей жидкости в конечных сечениях:
ABC - магистраль;
B, C - узлы

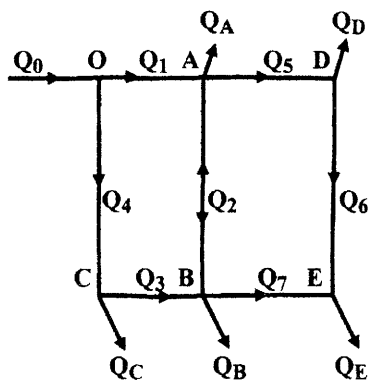


Рис. 2. Схема сложного кольцевого трубопровода:
O - первичный узел с наибольшим напором

Кольцевой трубопровод обеспечивает надежную и бесперебойную подачу жидкости за счет перераспределения расхода в сети, но при его строительстве требуется больше труб, чем при тупиковом.

Трубопровод с непрерывной раздачей жидкости представлен на рис. 3. Жидкость, поступающая в начальную точку A трубопровода с расходом Q, частично непрерывно и равномерно раздается по всей длине участка (так называемый расход непрерывной раздачи $Q_{н.р.}$), частично же поступает в конечную точку B трубопровода (транзитный расход Q_T). Для этого случая соблюдается равенство $Q = Q_{н.р.} + Q_T$.

В большинстве случаев напор создается тем или иным насосом. Трубопровод с насосной подачей может быть разомкнутым (рис. 4,а) и замкнутым (рис. 4,б).

Разомкнутый трубопровод состоит из двух участков - всасывающего, по которому жидкость движется к насосу, и напорного, по которому жидкость движется от насоса (нагнетается насосом).

Замкнутый трубопровод с насосной подачей обязательно должен иметь расширительный или компенсационный бак, чаще всего присое-

диненный у входа в насос, где давление жидкости минимальное. Без этого бачка абсолютное давление внутри замкнутого трубопровода было бы неопределяемым и переменным в связи с колебаниями температуры и утечками через зазоры.

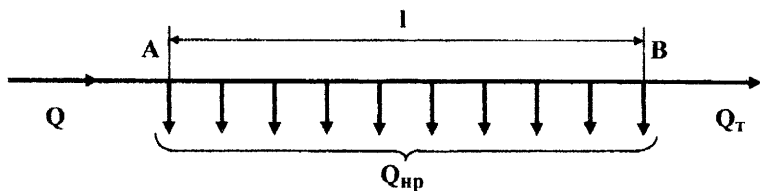


Рис. 3. Трубопровод с непрерывной раздачей жидкости

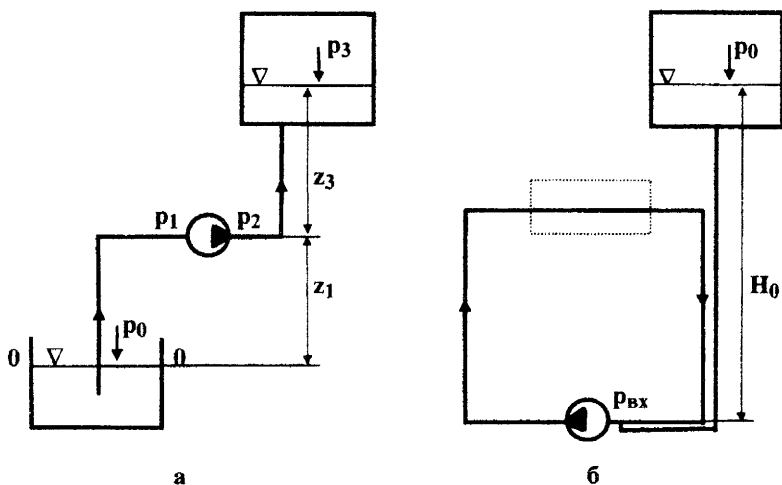


Рис. 4. Схема трубопровода с насосной подачей:
а - разомкнутый; б - замкнутый

При наличии расширительного бачка, присоединенного к трубопроводу как показано на рис. 4,б, давление перед входом в насос определяется давлением в бачке p_0 и высотой H_0 : $p_{вх} = p_0 + \rho_{ж} \cdot g \cdot H_0$.

Бачок можно включить в замкнутый трубопровод так, как это показано на рис. 4,б штриховой линией. Трубопровод внутри бачка при этом должен иметь разрыв или сообщаться с полостью бачка через отверстия в трубопроводе.

2. Гидравлический расчет напорных трубопроводов

Расчет трубопроводов возможен двумя способами: аналитическим и графическим.

2.1. Аналитический гидравлический расчет простых трубопроводов

На практике при расчете простого трубопровода могут возникнуть три задачи.

Задача 1

Заданы расход жидкости Q , ее свойства (ρ , ν), все геометрические характеристики трубопровода (l_j , d_j , z_j и др.), шероховатость труб Δ_j , давление (или напор) в конечном сечении p_2 .

Требуется найти потребный напор $H_{\text{потр}}$.

Потребным напором $H_{\text{потр}}$ для простого трубопровода называется пьезометрический напор $p_1/(\rho \cdot g)$ в начальном сечении, обеспечивающий заданный расход жидкости в трубопроводе.

Простой трубопровод может состоять как из труб одного диаметра, так и из труб различного диаметра.

В первом случае сначала подсчитывают число Рейнольдса Re и определяют режим течения. Для гидравлически коротких трубопроводов основным расчетным уравнением является уравнение Бернулли, которое записывается для начального 1 и конечного 2 сечений трубопровода относительно произвольно выбранной плоскости сравнения (0 - плоскости). В общем случае это уравнение записывается как

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \zeta_m \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (1)$$

В этом уравнении: v_1 - скорость жидкости в начальном сечении трубопровода (если жидкость вытекает из бака, то сечение 1 берут на свободной поверхности жидкости в баке и тогда $v_1 = 0$); v_2 - скорость жидкости в конечном сечении трубопровода (если жидкость вытекает из трубы под уровень жидкости, то сечение 2 берут на свободной поверхности жидкости, под уровень которой вытекает жидкость из трубы, тогда $v_2 = 0$); v - скорость жидкости в трубопроводе. В случае, если жидкость течет под действием насоса и вытекает в газовую среду, то $v_1 = v_2 = v$ (сечение 1 берется на выходе из насоса, сечение 2 - на выходе из трубы).

Из уравнения (1) определяется $H_{\text{потр}}$:

$$H_{\text{потр}} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha}{2 \cdot g} (v_2^2 - v_1^2) + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \zeta_{mi} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (2)$$

Так как $d = \text{const}$, то $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$.

Коэффициент гидравлического трения λ определяется в зависимости от числа Рейнольдса Re .

Если $Re \leq 2320$ (область ламинарного режима движения жидкости), то

$$\lambda = \frac{A}{Re}. \quad (3)$$

Если $2320 < Re \leq 30 \cdot \frac{d_3}{\Delta_3}$ (область гидравлически гладких труб), то

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \cdot Re}}. \quad (4)$$

Если $30 \cdot \frac{d_3}{\Delta_3} < Re \leq 500 \cdot \frac{d_3}{\Delta_3}$ (область гидравлически шероховатых труб), то

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d_3} \right)^{0,25}. \quad (5)$$

Если $Re > 500 \cdot \frac{d_3}{\Delta_3}$ (квадратичная область сопротивлений или область автомодельности), то

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_3}{d_3} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

В этих формулах:

A - коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения трубопровода, 1;

d_3 - эквивалентный диаметр трубопровода, м;

Δ_3 - эквивалентная шероховатость внутренних стенок трубопровода, м.

Для труб (каналов) произвольного поперечного сечения эквивалентный диаметр d_3 определяется по формуле:

$$d_3 = \frac{4 \cdot S}{\Pi},$$

где S - площадь живого сечения потока, м²;

Π - смоченный периметр, м.

Значения коэффициента A и эквивалентного диаметра трубопровода

d_3 для некоторых труб с различной формой поперечного сечения приведены в табл. 1.

Ориентировочные значения шероховатости для некоторых труб и каналов, необходимые для определения области течения (формулы (4) - (6)), даны в табл. 2.

Таблица 1

Значения d_3 и коэффициента A для труб с различной формой поперечного сечения

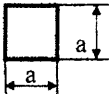
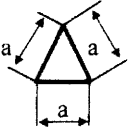
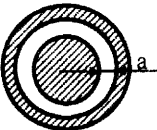
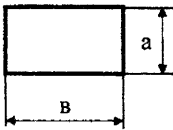
Форма сечения	Схема	d_3 , м	A , л
Круг диаметром d		d	64
Квадрат со стороной a		a	57
Равносторонний треугольник со стороной a		$0,58 \cdot a$	53
Кольцевой зазор размером a		$2 \cdot a$	96
Прямоугольник со сторонами a и b :			
$a/b \approx 0 \quad (a/b \ll 0,1)$		$2 \cdot a$	96
$a/b = 0,1$		$1,81 \cdot a$	85
$a/b = 0,2$		$1,67 \cdot a$	78
$a/b = 0,25$		$1,6 \cdot a$	73
$a/b = 0,33$		$1,5 \cdot a$	69
$a/b = 0,5$		$1,3 \cdot a$	62

Таблица 2

Эквивалентная шероховатость Δ_z труб и каналов

Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ_z , мм
Цельнотянутые стальные трубы	Новые, не бывшие в употреблении	0,02 - 0,10
	Очищенные после многих лет эксплуатации	до 0,04
	Трубопроводы водяных систем отопления независимо от источника их питания	0,2
	Умеренно корродированные	~ 0,4
	С небольшим отложением накипи	~ 0,4
	Водопроводные трубы, находившиеся в эксплуатации	1,2 - 1,5
Цельносварные стальные трубы	Новые или старые в лучшем состоянии	0,04 - 0,10
	Бывшие в эксплуатации, равномерная коррозия	~ 0,15
	Слабые отложения	1,5
	Значительные отложения	2,0 - 4,0
Оцинкованные стальные трубы	Новые, чистая оцинковка	0,07 - 0,1
	Обычная оцинковка	0,1 - 0,15
Оцинкованные трубы из листовой стали	Новые	0,15
	Бывшие в эксплуатации	0,18
Чугунные трубы	Новые	0,25 - 1,0
	Водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
	Бывшие в эксплуатации, корродированные	1,0 - 1,5
	С отложениями	1,0 - 1,5
	Очищенные после многих лет эксплуатации	0,3 - 1,5
	Сильно корродированные	до 3,0
Каналы керамические, глазурированные		1,4
Стеклянные трубы		0,0015-0,01
Алюминиевые трубы	Технические гладкие	0,015 - 0,06
Бетонные трубы	Хорошая поверхность с затиркой	0,3 - 0,8
	Грубая (шероховатая) поверхность	3,0 - 9,0

Коэффициенты местных сопротивлений ζ_{mi} берутся из справочников в зависимости от вида местного сопротивления и числа Рейнольдса Re или рассчитываются по известным формулам.

Во втором случае, когда трубопровод состоит из труб различного диаметра, подсчитывается число Рейнольдса для каждой трубы и выбираются соответствующие формулы для расчета λ_j каждой трубы (формулы (3) - (6)).

Уравнение (2) для данного случая запишется в виде:

$$H_{потр} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2}{2 \cdot g} \cdot v_2^2 - \frac{\alpha_1}{2 \cdot g} \cdot v_1^2 + \\ + \sum_{j=1}^m \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^n \zeta_{mij} \right) \cdot \frac{v_j^2}{2 \cdot g}, \quad (7)$$

где v_j - скорость жидкости на j -ом участке трубопровода длиной l_j и диаметром d_j .

Из уравнения постоянства расхода скорости на каждом участке трубопровода выражаются через заданный расход Q :

$$v_j = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_j^2} = \frac{Q}{0,785 \cdot d_j^2} = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_j^2}. \quad (8)$$

В случае гидравлически длинного трубопровода:

- для трубопровода постоянного сечения

$$H_{потр} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + (1,05 \dots 1,1) \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (9)$$

- для трубопровода переменного сечения

$$H_{потр} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + (1,05 \dots 1,1) \cdot \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j} \cdot \frac{v_j^2}{2 \cdot g}, \quad (10)$$

или, с учетом выражения (8),

$$H_{потр} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + 9,11 \cdot 10^{-2} \cdot Q^2 \cdot \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j^5}. \quad (11)$$

Расчет гидравлически длинного трубопровода можно производить также с использованием расходной характеристики K , численные значения которой для стандартных диаметров и двух категорий шероховатости водопроводных труб приведены в табл. 3 для квадратичной области сопротивлений.

Если область сопротивления не квадратичная, а переходная или гид-

гидравлически гладкая, то табличное значение K следует умножить на поправочный коэффициент Θ_1 , определяемый по данным табл. 4, т.е. для переходной области

$$K_n = K \cdot \Theta_1. \quad (12)$$

Потери напора на трение, выраженные через расходную характеристику, запишутся в виде

$$h_{тр} = Q^2 \cdot \frac{1}{K^2}. \quad (13)$$

Таблица 3

Значения расходных характеристик K для квадратичной области сопротивлений

d, мм	Трубы нормальные		Трубы новые стальные и чугунные	
	K $10^{-3}, \text{м}^3/\text{с}$	K^2 $10^{-3}, \text{м}^6/\text{с}^2$	K $10^{-3}, \text{м}^3/\text{с}$	K^2 $10^{-3}, \text{м}^6/\text{с}^2$
50	8,313	0,0691	10,10	0,1020
75	24,77	0,6136	29,70	0,8821
100	53,61	2,874	63,73	4,061
125	97,39	9,485	115,1	13,248
150	158,4	25,091	186,3	34,708
200	340,8	116,15	398,0	158,40
250	616,4	379,90	716,3	513,09
300	999,3	998,60	1157	1339
350	1503	2259	1735	3007
400	2140	4580	2463	6066
450	2920	8526	3354	11249
500	3857	14876	4424	19563

Таблица 4

Значения поправочного коэффициента Θ_1 для областей сопротивлений гидравлически гладких или гидравлически шероховатых труб

Скорость v , м/с														
0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
Трубы нормальные														
0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Трубы новые стальные и чугунные														
0,86	0,89	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99

Тогда для трубопровода постоянного сечения уравнение (9) будет иметь вид

$$H_{\text{потр}}(z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + (1,05...1,1) \cdot \frac{Q^2 \cdot l}{K^2} \quad (14)$$

или

$$H_{\text{потр}}(z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + (1,05...1,1) \cdot \frac{Q^2 \cdot l}{(K \cdot \Theta_1)^2}, \quad (15)$$

а уравнение (10) для трубопровода переменного сечения

$$H_{\text{потр}}(z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + (1,05...1,10) \cdot Q^2 \cdot \sum_{j=1}^m \frac{l_j}{K_j^2} \quad (16)$$

или

$$H_{\text{потр}}(z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + (1,05...1,10) \cdot Q^2 \cdot \sum_{j=1}^m \frac{l_j}{(K_j \cdot \Theta_{1j})^2}. \quad (17)$$

Задача 2

Заданы свойства жидкости (ρ , ν), все геометрические характеристики трубопровода (l_j , d_j , z_j и др.), шероховатость труб Δ , давление (или напор) в конечном сечении трубопровода p_2 , заданный напор H . Требуется найти расход жидкости Q в трубопроводе.

Числа Рейнольдса в этом случае определить невозможно, так как неизвестна скорость течения жидкости v_j . Режимом течения предварительно можно задаться, основываясь на вязкости жидкости (вода, бензин, керосин - турбулентный режим; масло, нефть - ламинарный режим). В дальнейшем необходимо проверить принятое предположение.

Задача решается с использованием уравнения Бернулли, записанного для двух сечений относительно произвольно выбранной плоскости сравнения.

Если трубопровод имеет трубу постоянного диаметра, то уравнение Бернулли будет иметь вид (1), где коэффициент гидравлического сопротивления λ можно рассчитать по выражениям:

- для ламинарного режима движения жидкости

$$\lambda = \frac{A}{Re} = \frac{A \cdot \nu}{v \cdot d_j};$$

- для турбулентного режима движения жидкости

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v}{v \cdot d_3} + \frac{\Delta_3}{d_3} \right)^{0,25}.$$

В этом случае получается сложное алгебраическое уравнение, которое решается графическим способом или на ЭВМ. Графический способ решения подобных уравнений приведен при решении примера 1 (с. 17).

Для турбулентного режима движения жидкости можно также предварительно задаться значением λ в пределах $0,015 \div 0,045$.

Далее решается уравнение (1) и определяется скорость v . Затем вычисляется число Рейнольдса Re и уточняется значение λ (по соответствующей формуле (3) - (6)). После этого снова решается уравнение (1) с уточненным значением λ и находится уточненное значение скорости v . И снова вычисляется число Re , уточняется λ и так далее методом последовательных приближений находят истинное значение скорости $v^{ист}$ и по нему рассчитывают расход жидкости

$$Q = v^{ист} \cdot S,$$

где S - живое сечение потока.

Если трубопровод состоит из ряда m последовательно соединенных труб различного диаметра d_j , то и в этом случае задача решается аналогично предыдущей. Необходимо только выразить скорости движения жидкости на любых $(m-1)$ участках (трубах) через скорость жидкости на произвольном j -ом участке (трубе) по уравнению постоянства расхода

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = \dots = v_m \cdot S_m = Q, \quad (18)$$

где $v_1, \dots, v_m$ - скорость жидкости в соответствующей трубе, м/с;

$S_1, \dots, S_m$ - живое сечение потока в соответствующей трубе, м².

Дальше задача решается методом последовательных приближений.

Для расчета гидравлически длинного трубопровода применяют формулу (9) или (10) в зависимости от того одного ли диаметра трубопровод или нет. И дальше задача решается методом последовательных приближений также как и при гидравлически коротком трубопроводе.

Для области гидравлически гладких труб, области гидравлически шероховатых труб и квадратичной области сопротивлений задача может также решаться с использованием расходной характеристики K , с применением уравнений (14) - (17). После расчета Q необходимо по числу Re проверить соответствие принятых областей сопротивлений полученным. Если соответствия нет, то расчет производится повторно, с принятием областей сопротивления, полученных по первому расчету.

Задача 3

Заданы свойства жидкости (ρ, ν), расход жидкости Q , напор H , все

геометрические характеристики трубопровода (l_j , z_j и др.) кроме диаметра труб (d_j), шероховатость труб Δ_j .

Требуется найти диаметр труб d_j в трубопроводе.

Так же, как и в предыдущей задаче, числа Рейнольдса **Re** в этом случае определить невозможно, так как неизвестен диаметр труб d_j . Поэтому режимом движения жидкости необходимо предварительно задаться, как и в предыдущем случае.

Расчет гидравлически коротких трубопроводов ведется с использованием уравнения (1). Если трубопровод состоит из одной трубы постоянного диаметра **d**, который неизвестен, то из уравнения постоянства расхода скорость **v** выражают через расход жидкости **Q** и диаметр трубы **d**

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (19)$$

Используя соответствующие формулы для расчета λ ((3) - (6)) решают уравнение (1) относительно неизвестного диаметра трубы **d**. Затем рассчитывают число **Re**, определяют область сопротивления, по соответствующей формуле рассчитывают λ , снова решают уравнение (1) и определяют новое значение диаметра **d**. Так же, как и ранее, продолжают рассчитывать методом последовательных приближений диаметр трубы **d** до тех пор, пока последнее вычисленное значение **d** не станет равным (или отличаться с заранее заданной точностью (для инженерных расчетов погрешность может составлять не более 2 - 3 %)) предыдущему значению **d**. Окончательно выбирают ближайший больший диаметр по ГОСТ 355-67 (табл. 5).

Таблица 5

Условные проходы трубопроводов (номинальный внутренний диаметр)
ГОСТ 355-67

d, мм	3	4	5	6	8	10	13	15	20	25	32
d, мм	40	50	60	70	80	100	125	150	175	200	225

Если трубопровод состоит из **n** труб различного диаметра, то необходимо задаться диаметрами любых (**n-1**) участков трубопровода и рассчитать диаметр оставшегося участка по методике, рассмотренной выше, с использованием уравнения (7).

Гидравлически длинные трубопроводы рассчитываются по той же методике, что и гидравлически короткие, но с использованием уравнений (9) или (10).

Если задача решается с использованием расходной характеристики

K , то в случае, если трубопровод состоит из трубы постоянного диаметра, необходимо задаться различными диаметрами d_i , затем по табл. 3 найти соответствующее значение K_i и построить график $K = f(d)$ (рис. 5). Затем, пользуясь формулой (13), определить $K^{ист}$:

$$K^{ист} = \sqrt{\frac{Q^2 \cdot l}{H}} = Q \cdot \sqrt{\frac{l}{H}}. \quad (20)$$

На графике $K = f(d)$ откладывают значение $K^{ист}$ и находят $d^{ист}$, значение которого округляют в большую сторону до ближайшего диаметра трубы по ГОСТ 355-67.

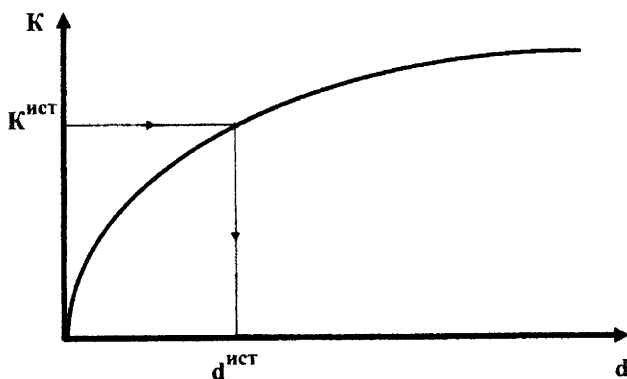
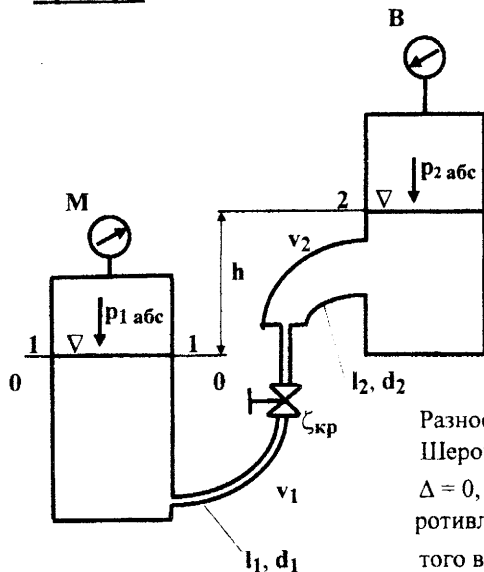


Рис. 5. График $K = f(d)$

Если трубопровод состоит из n труб различного диаметра, то также задаются диаметрами ($n-1$) участка и для них находят соответствующие значения K_i , а диаметр оставшегося участка определяют также, как и для трубопровода постоянного диаметра.

Пример 1



По трубопроводу размерами $l_1 = 5$ м, $l_2 = 5$ м, $d_1 = 20$ мм, $d_2 = 40$ мм подается бензин ($\rho = 765$ кг/м³, $\nu = 5 \cdot 10^{-3}$ Ст) из бака с избыточным давлением $p_m = 90$ кПа в расположенный выше бак, где поддерживается вакуумметрическое давление $p_v = 30$ кПа.

Разность уровней в баках $h = 6$ м. Шероховатость трубопровода $\Delta = 0,1$ мм, коэффициент сопротивления полностью открытого вентиля $\zeta_{кр} = 4$.

Требуется определить расход бензина Q .

Предварительно необходимо заданные параметры перевести в систему СИ. Получим: $d_1 = 2 \cdot 10^{-2}$ м; $d_2 = 4 \cdot 10^{-2}$ м; $\nu = 5 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $p_m = 9 \cdot 10^4$ Па; $p_v = 3 \cdot 10^4$ Па; $\Delta = 1 \cdot 10^{-4}$ м.

Так как в системе имеется вакуумметрическое давление, то задачу удобнее решать в абсолютных давлениях. Поэтому все заданные давления переводим в абсолютные давления:

$$p_{1 \text{ абс}} = p_{\text{атм}} + p_m = 9,8 \cdot 10^4 + 9 \cdot 10^4 = 18,8 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$p_{2 \text{ абс}} = p_{\text{атм}} - p_v = 9,8 \cdot 10^4 - 3 \cdot 10^4 = 6,8 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Трубопровод гидравлически короткий.

1. Составляем уравнение Бернулли для сечений (1 - 1) - (2 - 2) относительно плоскости сравнения (0 - плоскости), совпадающей с сечением 1 - 1. На свободной поверхности жидкости, если уровень жидкости не изменяется или нет специальных оговорок, всегда считаем, что скорость жидкости равна нулю. Следовательно, в нашем случае $v_{11} = v_{22} = 0$. Поскольку сечение 1 - 1 совпадает с плоскостью сравнения $z_1 = 0$, а $z_2 = h$.

С учетом вышесказанного уравнение Бернулли можно записать в следующем виде:

$$\frac{P_{1a6} \cdot c}{\rho \cdot g} = h + \frac{P_{2a6} \cdot c}{\rho \cdot g} + h_{w1-2},$$

где полные потери напора между данными сечениями h_{w1-2} можно расписать как

$$h_{w1-2} = \zeta_{вх} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_{кр} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_{вых} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \\ + \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}.$$

2. Скорости v_1 и v_2 связаны между собой уравнением неразрывности $v_1 \cdot d_1^2 = v_2 \cdot d_2^2 = Q = \text{const.}$

Выразим скорости v_1 и v_2 через расход Q

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2}; \quad v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2}.$$

3. Так как коэффициенты гидравлического трения λ_1 и λ_2 неизвестны, то можно вычислить их по формуле (5)

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re_1} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v}{v_1 \cdot d_1} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = \\ = 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v \cdot \pi \cdot d_1}{4 \cdot Q} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25};$$

$$\lambda_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v}{v_2 \cdot d_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = \\ = 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v \cdot \pi \cdot d_2}{4 \cdot Q} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25}.$$

4. Принимаем значения $\zeta_{вх} = 0,5$; $\zeta_{вых} = 1,0$.

Таким образом, уравнение Бернулли, применительно к данной задаче запишется как

$$\frac{P_{1a6} \cdot c}{\rho \cdot g} = h + \frac{P_{2a6} \cdot c}{\rho \cdot g} + \left[\zeta_{вх} + \zeta_{кр} + \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 + 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v \cdot \pi \cdot d_1}{4 \cdot Q} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} \times \right.$$

$$\times \frac{l_1}{d_1} \left] \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d_1^4 \cdot g} + \left[\zeta_{\text{вых}} + 0,11 \cdot \left(\frac{68 \cdot v \cdot \pi \cdot d_2}{4 \cdot Q} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} \cdot \frac{l_2}{d_2} \right] \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d_2^4 \cdot g}.$$

В полученное уравнение подставим численные значения величин

$$\begin{aligned} \frac{18,8 \cdot 10^4}{765 \cdot 9,8} = 6 + \frac{6,8 \cdot 10^4}{765 \cdot 9,8} + \left[0,5 + 4 + \left(1 - \left(\frac{20}{40} \right)^2 \right)^2 + 0,11 \times \right. \\ \times \left(\frac{68 \cdot 5 \cdot 10^{-7} \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot Q} + \frac{10^{-4}}{2 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,25} \cdot \frac{5}{2 \cdot 10^{-2}} \left. \right] \times \\ \times \frac{8 \cdot Q^2}{3,14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4 \cdot 9,8} + \left[1 + 0,11 \left(\frac{68 \cdot 5 \cdot 10^{-7} \cdot 4 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot Q} + \frac{10^{-4}}{4 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,25} \times \right. \\ \times \left. \frac{5}{4 \cdot 10^{-2}} \right] \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{3,14^2 \cdot (4 \cdot 10^{-2})^4 \cdot 9,8} \end{aligned}$$

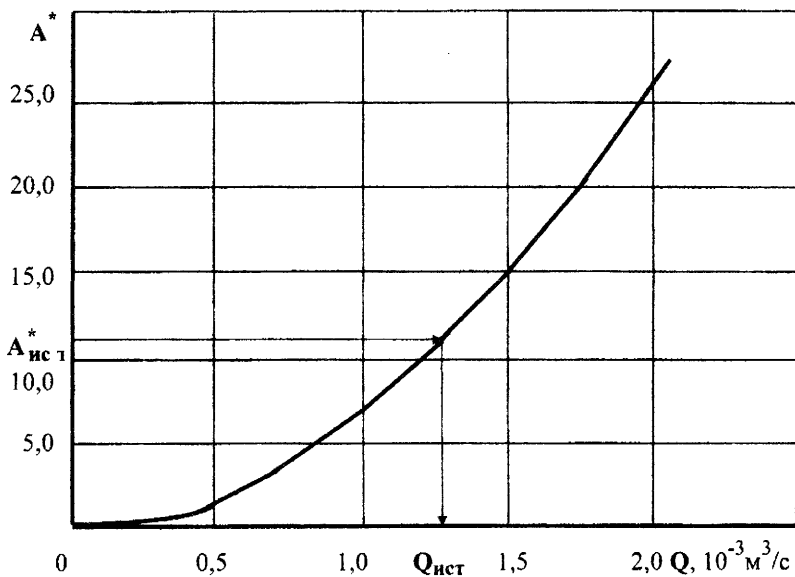
и после соответствующих преобразований получим

$$\begin{aligned} 10,807 = \left[5,062 + 27,5 \cdot \left(\frac{5,34 \cdot 10^{-7}}{Q} + 5 \cdot 10^{-3} \right)^{0,25} \right] \cdot 5,17 \cdot 10^5 \cdot Q^2 + \\ + \left[1 + 13,75 \cdot \left(\frac{3,4 \cdot 10^{-7}}{Q} + 2,5 \cdot 10^{-3} \right)^{0,25} \right] \cdot 3,23 \cdot 10^4 \cdot Q^2. \quad (*) \end{aligned}$$

5. Решение алгебраического уравнения (*) можно получить либо аналитическим способом при помощи ЭВМ (что предпочтительнее) либо графическим способом. Для этого задаемся различными значениями Q (в правой части уравнения), при этом определяя величину в левой части уравнения (обозначив ее как A^*). Полученные значения вносим в таблицу:

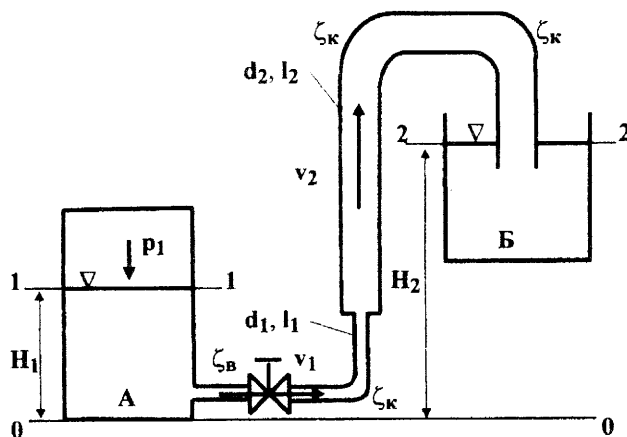
$Q, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
A^*	0	$7,38 \cdot 10^{-2}$	1,68	6,63	14,84	26,32

По данным таблицы строим график $A^* = f(Q)$.



Откладываем по оси ординат истинное значение $A_{ис\ T}^* = 10.81$, проводим горизонтальную прямую до пересечения с кривой и абсцисса точки пересечения дает значение расхода $Q = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Пример 2



Вода перетекает из бака А в резервуар Б по оцинкованным стальным трубам диаметром $d_1 = 25$ мм; $d_2 = 40$ мм, длиной $l_1 = 5$ м; $l_2 = 15$ м. Определить расход воды Q , если избыточное давление в баке А $p_1 = 2$ ати, высота уровней $H_1 = 1$ м; $H_2 = 5$ м. Коэффициенты местных сопротивлений принять: в вентиле $\zeta_v = 4$; в коленах $\zeta_k = 0,25$.

Предварительно необходимо заданные параметры перевести в систему СИ. Получим: $d_1 = 2,5 \cdot 10^{-2}$ м; $d_2 = 4,0 \cdot 10^{-2}$ м, $p_1 = 2 \cdot 9,8 \cdot 10^4 = 1,96 \cdot 10^5$ Па.

Так как в системе нет вакуумметрического давления, то задачу удобнее решать в избыточных давлениях. При этом атмосферное давление не учитывается.

Трубопровод гидравлически короткий.

1. Составляем уравнение Бернулли для сечений (1 - 1) - (2 - 2), которые совпадают со свободными поверхностями жидкости в баке и резервуаре, относительно плоскости сравнения 0 - 0, совпадающей с дном бака А. Поэтому $z_1 = H_1$, а $z_2 = H_2$. На свободной поверхности жидкости, если уровень жидкости не изменяется или нет специальных оговорок, всегда считаем, что скорость жидкости равна нулю. Следовательно, в нашем случае $v_{11} = v_{22} = 0$. Так как задача решается в избыточных давлениях, то давление в сечении (2 - 2) $p_2 = 0$.

Примем коэффициент местного сопротивления на входе в трубу $\zeta_{вх} = 0,5$, а на выходе из трубы $\zeta_{вых} = 1,0$.

Потери напора при внезапном расширении трубопровода в месте соединения труб диаметрами d_1 и d_2 будем определять по формуле Борда-Карно

$$h_{\text{вн.рас ш}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g}.$$

С учетом вышесказанного уравнение Бернулли можно записать в следующем виде:

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = H_2 + h_{w1-2}$$

или, расписав суммарные потери h_{w1-2} между сечениями (1 - 1) - (2 - 2), получим

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = H_2 + \zeta_{вх} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_v \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_k \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g} +$$

$$+ \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + 2 \cdot \zeta_{\kappa} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \zeta_{\text{вых}} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}.$$

2. Выразим скорости v_1 и v_2 через расход Q из уравнения постоянства расхода (8):

$$v_1 = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_1^2}; \quad v_2 = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_2^2}.$$

3. Так как коэффициенты гидравлического трения λ_1 и λ_2 неизвестны, то зададимся их значениями. Предположим, что режим движения воды в трубах турбулентный и примем $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,02$.

4. Подставим в исходное уравнение Бернулли скорости, выраженные через расход Q ,

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = H_2 + \left(\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{в}} + \zeta_{\kappa} + \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \right) \cdot \frac{1,274^2 \cdot Q^2}{2 \cdot g \cdot d_1^4} + \frac{1}{2 \cdot g} \times \\ \times \left(\frac{1,274 \cdot Q}{d_1^2} - \frac{1,274 \cdot Q}{d_2^2} \right)^2 + \left(2 \cdot \zeta_{\kappa} + \zeta_{\text{вых}} + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \right) \cdot \frac{1,274^2 \cdot Q^2}{2 \cdot g \cdot d_2^4}, \quad (*)$$

а затем численные значения заданных величин

$$1 + \frac{1,96 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9,8} = 5 + \left(0,5 + 4 + 0,25 + 0,02 \cdot \frac{5}{2,5 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot \frac{1,623 \cdot Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot (2,5 \cdot 10^{-2})^4} + \\ + \frac{1,623 \cdot Q^2}{2 \cdot 9,8} \cdot \left(\frac{1}{(2,5 \cdot 10^{-2})^2} - \frac{1}{(4 \cdot 10^{-2})^2} \right)^2 + \left(2 \cdot 0,25 + 1 + 0,02 \cdot \frac{15}{4 \cdot 10^{-2}} \right) \times \\ \times \frac{1,623 \cdot Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot (4 \cdot 10^{-2})^4}.$$

Проведем необходимые преобразования

$$21 = 5 + \left(0,5 + 4 + 0,25 + 0,02 \cdot \frac{5}{2,5 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot 2,12 \cdot 10^5 \cdot Q^2 + \\ + 7,871 \cdot 10^4 \cdot Q^2 + \left(2 \cdot 0,25 + 1 + 0,02 \cdot \frac{15}{4 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot 5,175 \cdot 10^5 \cdot Q^2; \\ 21 = 5 + 1,855 \cdot 10^6 \cdot Q^2 + 7,871 \cdot 10^4 \cdot Q^2 + 4,658 \cdot 10^6 \cdot Q^2;$$

$$16 = 6,592 \cdot 10^6 \cdot Q^2.$$

В результате чего получим

$$Q = \left(\frac{16}{6,592 \cdot 10^6} \right)^{0,5} = 1,558 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Определим скорости движения воды в каждой трубе

$$v_1 = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_1^2} = 1,274 \cdot \frac{1,558 \cdot 10^{-3}}{(2,5 \cdot 10^{-2})^2} = 3,18 \text{ м/с};$$

$$v_2 = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_2^2} = 1,274 \cdot \frac{1,558 \cdot 10^{-3}}{(4 \cdot 10^{-2})^2} = 1,24 \text{ м/с}.$$

6. Определим числа Рейнольдса в каждой трубе. Для воды кинематический коэффициент вязкости при температуре $t = 20^\circ\text{C}$ равен $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (см. приложения, таб. III), поэтому

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{3,18 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 7,87 \cdot 10^4;$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,24 \cdot 4 \cdot 10^{-2}}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 4,91 \cdot 10^4.$$

7. Определим граничные значения чисел Рейнольдса для каждой трубы. По табл. 2 для оцинкованных стальных труб выберем значение эквивалентной шероховатости $\Delta = 0,1 \text{ мм} = 10^{-4} \text{ м}$. Следовательно,

- для первой трубы:

$$30 \cdot \frac{d_1}{\Delta} = 30 \cdot \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{10^{-4}} = 0,75 \cdot 10^4;$$

$$500 \cdot \frac{d_1}{\Delta} = 500 \cdot \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{10^{-4}} = 1,25 \cdot 10^4;$$

- для второй трубы:

$$30 \cdot \frac{d_2}{\Delta} = 30 \cdot \frac{4 \cdot 10^{-2}}{10^{-4}} = 1,2 \cdot 10^4;$$

$$500 \cdot \frac{d_2}{\Delta} = 500 \cdot \frac{4 \cdot 10^{-2}}{10^{-4}} = 2,0 \cdot 10^5.$$

Так как $Re_1 > 500 \cdot \frac{d_1}{\Delta}$ ($7,84 \cdot 10^4 > 1,25 \cdot 10^4$), а $30 \cdot \frac{d_2}{\Delta} < Re_2 < 500 \cdot \frac{d_2}{\Delta}$

($1,2 \cdot 10^4 < 4,91 \cdot 10^4 < 2,0 \cdot 10^5$), то коэффициент гидравлического трения λ_1 определяется по формуле (6), а коэффициент гидравлического трения λ_2 по формуле (5):

$$\lambda_1' = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{1 \cdot 10^{-4}}{2,5 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,25} = 0,028;$$

$$\lambda_2' = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{4,91 \cdot 10^4} + \frac{1 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,25} = 0,027.$$

8. Подставим новые значения λ_1' и λ_2' в уравнение (*) и решим его

$$\begin{aligned} 21 &= 5 + \left(0,5 + 4 + 0,25 + 0,028 \cdot \frac{5}{2,5 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot 2,12 \cdot 10^5 \cdot Q^2 + \\ &+ 7,871 \cdot 10^4 \cdot Q^2 + \left(2 \cdot 0,25 + 1 + 0,027 \cdot \frac{15}{4 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot 5,175 \cdot 10^5 \cdot Q^2; \\ 21 &= 5 + 2,194 \cdot 10^6 \cdot Q^2 + 7,871 \cdot 10^4 \cdot Q^2 + 6,016 \cdot 10^6 \cdot Q^2; \\ 16 &= 8,289 \cdot 10^6 \cdot Q^2, \end{aligned}$$

в результате чего получим новое значение расхода

$$Q' = \left(\frac{16}{8,289 \cdot 10^6} \right)^{0,5} = 1,389 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

9. Вычислим новые значения скоростей движения воды в трубах

$$v_1' = 1,274 \cdot \frac{Q'}{d_1^2} = 1,274 \cdot \frac{1,389 \cdot 10^{-3}}{(2,5 \cdot 10^{-2})^2} = 2,83 \text{ м/с};$$

$$v_2' = 1,274 \cdot \frac{Q'}{d_2^2} = 1,274 \cdot \frac{1,389 \cdot 10^{-3}}{(4 \cdot 10^{-2})^2} = 1,11 \text{ м/с}.$$

10. Определим числа Рейнольдса в каждой трубе.

$$Re_1' = \frac{v_1' \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,83 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 7,005 \cdot 10^4;$$

$$Re_2' = \frac{v_2' \cdot d_2}{\nu} = \frac{1,11 \cdot 4 \cdot 10^{-2}}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 4,396 \cdot 10^4.$$

Так как $Re_1' > 500 \cdot \frac{d_1}{\Delta}$ ($7,005 \cdot 10^4 > 1,25 \cdot 10^4$), а $30 \cdot \frac{d_2}{\Delta} < Re_2' < 500 \cdot \frac{d_2}{\Delta}$

($1,2 \cdot 10^4 < 4,396 \cdot 10^4 < 2,0 \cdot 10^4$), то коэффициент гидравлического трения λ''_1 определяется по формуле (6) и принимает прежнее значение (т. к. не зависит от Re - область автомодельности), а коэффициент гидравлического трения λ''_2 по формуле (5):

$$\lambda''_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{1 \cdot 10^{-4}}{2,5 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,25} = 0,028;$$

$$\lambda''_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{4,396 \cdot 10^4} + \frac{1 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,25} = 0,028.$$

11. Подставим значения λ''_1 и λ''_2 в уравнение (*) и произведем вычисления

$$\begin{aligned} 21 &= 5 + \left(0,5 + 4 + 0,25 + 0,028 \cdot \frac{5}{2,5 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot 2,12 \cdot 10^5 \cdot Q^2 + \\ &+ 7,871 \cdot 10^4 \cdot Q^2 + \left(2 \cdot 0,25 + 1 + 0,028 \cdot \frac{15}{4 \cdot 10^{-2}} \right) \cdot 5,175 \cdot 10^5 \cdot Q^2; \\ 21 &= 5 + 2,194 \cdot 10^6 \cdot Q^2 + 7,871 \cdot 10^4 \cdot Q^2 + 6,21 \cdot 10^6 \cdot Q^2; \\ 16 &= 8,483 \cdot 10^6 \cdot Q^2, \end{aligned}$$

в результате чего получим новое значение расхода

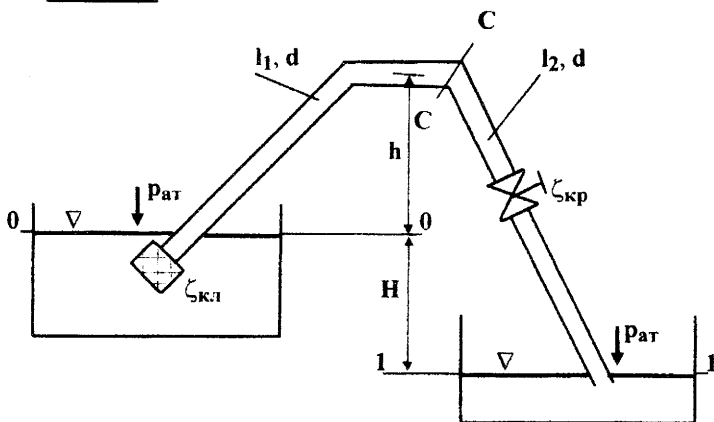
$$Q'' = \left(\frac{16}{8,483 \cdot 10^6} \right)^{0,5} = 1,373 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

12. Сравним полученное значение расхода Q'' с прежним его значением Q' . Погрешность определения Q'' будет составлять

$$\delta = \left| \frac{Q'' - Q'}{Q''} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1,373 \cdot 10^{-3} - 1,389 \cdot 10^{-3}}{1,373 \cdot 10^{-3}} \right| \cdot 100\% \cong 1,2\%.$$

Точность расчета достаточна. Поэтому принимаем расход жидкости из бака А в резервуар Б равным $Q = 1,373 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Пример 3



По сифонному трубопроводу, для которого задан напор $H = 6$ м, необходимо подавать расход воды $Q = 50$ л/с при условии, чтобы вакуумметрическая высота в сечениях трубопровода не превышала 7 м. Опасное сечение С - С расположено выше начального уровня воды на $h = 4$ м, длина восходящей линии трубопровода до этого сечения $l_1 = 100$ м, а нисходящей линии $l_2 = 60$ м. Трубопровод снабжен приемным клапаном с сеткой ($\zeta_{кл} = 5$) и задвижкой.

Определить диаметр трубопровода d и коэффициент сопротивления задвижки $\zeta_{кр}$, удовлетворяющие условиям задачи. Потерями на поворотах пренебречь.

Предварительно переведем заданные параметры в систему СИ:

$Q = 50$ л/с $= 50$ дм³/с $= 50 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $h_{\text{вак}} = 7$ м вод. ст., следовательно $p_{\text{вак}} = \rho \cdot g \cdot h_{\text{вак}} = 10^3 \cdot 9,8 \cdot 7 = 6,86 \cdot 10^4$ Па.

Так как в системе имеется вакуум, то задачу лучше решать в абсолютных давлениях (при этом необходимо учитывать атмосферное давление $p_{\text{ат}} = 9,81 \cdot 10^4$ Па). Поэтому переведем вакуумметрическое давление в сечении С - С в абсолютное давление

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{вак}} = 9,81 \cdot 10^4 - 6,86 \cdot 10^4 = 2,95 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Трубопровод гидравлически короткий.

1. Составим уравнение Бернулли для сечений (0 - 0) - (С - С) относительно плоскости сравнения 0 - 0, совпадающей с сечением 0 - 0. На свободной поверхности жидкости, если уровень жидкости не изменяется или нет специальных оговорок, всегда считаем, что скорость жидкости равна

нулю. Следовательно в нашем случае $v_{00} = 0$, а $v_{cc} = v$. Поскольку сечение 0 - 0 совпадает с плоскостью сравнения 0 - 0 $z_0 = 0$, а $z_c = h$.

С учетом вышесказанного уравнение Бернулли можно записать в следующем виде:

$$\frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} = h + \frac{P_{аб \cdot c}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + h_{w_{0-c}}$$

или

$$\frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} = h + \frac{P_{аб \cdot c}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + \left(\zeta_{к \cdot л} + \lambda \cdot \frac{l_1}{d} \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (*)$$

В этом уравнении неизвестны λ и d .

2. Для цельнотянутых стальных водопроводных труб, находящихся в эксплуатации, по табл. 2 определим эквивалентную шероховатость $\Delta = 1,2$ мм = $1,2 \cdot 10^{-3}$ м. Предположим, что движение воды по трубе турбулентное и происходит в области автомодельности, поэтому коэффициент Кориолиса примем $\alpha = 1$, а для расчета коэффициента гидравлического трения в трубопроводе λ будем использовать формулу (6).

3. Подставим в исходное уравнение Бернулли выражение для коэффициента гидравлического трения

$$\frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} = h + \frac{P_{аб \cdot c}}{\rho \cdot g} + \left[\alpha + \zeta_{к \cdot л} + 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \cdot \frac{l_1}{d} \right] \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

а затем численные значения заданных величин

$$\frac{9,8 \cdot 10^4}{10^3 \cdot 9,8} = 4 + \frac{2,95 \cdot 10^4}{10^3 \cdot 9,8} + \left[1 + 5 + 0,11 \cdot \left(\frac{1,2 \cdot 10^{-3}}{d} \right)^{0,25} \cdot \frac{100}{d} \right] \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}.$$

Проведем необходимые преобразования

$$10 = 4 + 3,01 + \left(6 + \frac{2,046}{d^{1,25}} \right) \cdot \frac{v^2}{19,6},$$

в результате чего получим

$$58,6 = \left(6 + \frac{2,046}{d^{1,25}} \right) \cdot v^2. \quad (**)$$

4. Выразим скорость движения воды в трубе через расход по выражению (8)

$$v = 1,274 \cdot \frac{Q}{d^2}$$

и подставим в уравнение (**)

$$58,6 = \left(6 + \frac{2,046}{d^{1,25}} \right) \cdot \left(1,274 \cdot \frac{Q}{d^2} \right)^2.$$

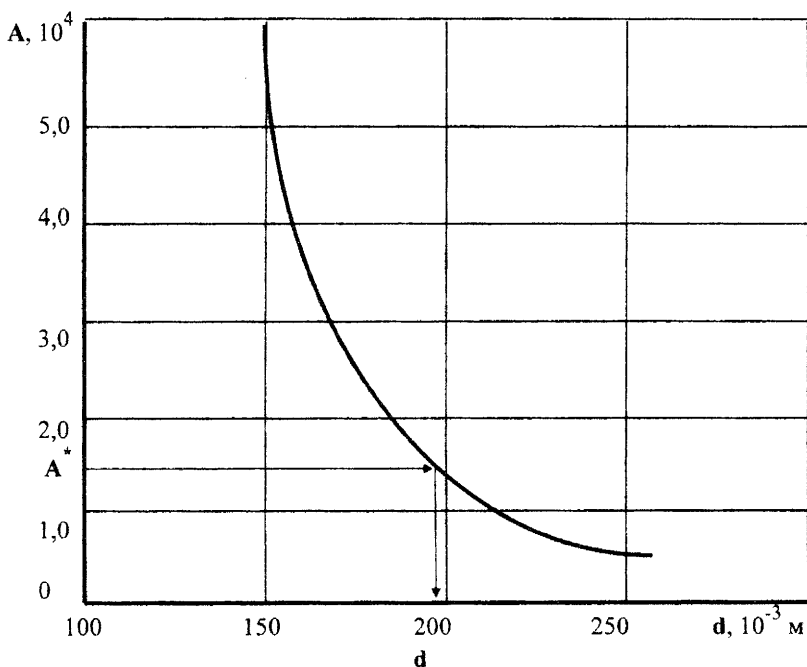
5. В полученное выражение подставим численное значение расхода

$$58,6 = \left(6 + \frac{2,046}{d^{1,25}} \right) \cdot \left(1,274 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-2}}{d^2} \right)^2;$$

$$58,6 = \left(6 + \frac{2,046}{d^{1,25}} \right) \cdot \frac{1,623 \cdot (5 \cdot 10^{-2})^2}{d^4}; \quad 14442,4 = \left(6 + \frac{2,046}{d^{1,25}} \right) \cdot \frac{1}{d^4}.$$

6. Обозначив $A^* = 14442,4$, решаем полученное уравнение графическим методом. Результаты расчета сводим в таблицу, по которой строим график $A = f(d)$.

d, мм	10	100	150	175	200	250
d, м	$1 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-1}$	$1,5 \cdot 10^{-1}$	$1,75 \cdot 10^{-1}$	$2 \cdot 10^{-1}$	$2,5 \cdot 10^{-1}$
A	$6,53 \cdot 10^{10}$	$4,24 \cdot 10^5$	$5,51 \cdot 10^4$	$2,57 \cdot 10^4$	$1,33 \cdot 10^4$	$0,45 \cdot 10^4$



Откладывая на оси ординат $A^* = 1,44 \cdot 10^4$, получим диаметр трубопровода $d = 195 \text{ мм} = 1,95 \cdot 10^{-1} \text{ м}$. По табл. 5 определяем ближайший больший диаметр по ГОСТ 355-67 - $d = 200 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-1} \text{ м}$.

7. Проверим правильность предположения, что жидкость течет в области автомодельности. Для этого определим число Re и комплекс $500 \cdot \frac{d}{\Delta}$.

Для воды кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,01 \text{ Ст} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Следовательно

$$\nu = 1,274 \cdot \frac{Q}{d^2} = 1,274 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-2}}{(2 \cdot 10^{-1})^2} = 1,274 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-2}} = 1,59 \text{ м/с};$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,59 \cdot 2 \cdot 10^{-1}}{10^{-6}} = 3,18 \cdot 10^5;$$

$$500 \cdot \frac{d}{\Delta} = 500 \cdot \frac{2 \cdot 10^{-1}}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 8,33 \cdot 10^4.$$

Так как $Re > 500 \cdot \frac{d}{\Delta}$ ($3,18 \cdot 10^5 > 8,33 \cdot 10^4$), то предположение о том, что жидкость течет в области автомодельности, справедливо.

8. Определим коэффициент сопротивления задвижки.

Для этого составим уравнение Бернулли для сечений (С - С) - (1 - 1) относительно плоскости сравнения 0 - 0, совпадающей с сечением 0 - 0. На свободной поверхности жидкости, если уровень жидкости не изменяется или нет специальных оговорок, всегда считаем, что скорость жидкости равна нулю. Следовательно, в нашем случае $v_{11} = 0$, а $v_{cc} = v$. Поскольку сечение 0 - 0 совпадает с плоскостью сравнения 0 - 0 $z_c = h$, а $z_1 = -H$.

С учетом вышесказанного уравнение Бернулли можно записать в следующем виде:

$$h + \frac{P_{аб\ c}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} = -H + \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} + h_{wc-1}$$

или

$$h + \frac{P_{аб\ c}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} = -H + \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} + \left(\zeta_{кр} + \zeta_{вых} + \lambda \cdot \frac{l_2}{d} \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}.$$

В этом уравнении неизвестны λ , $\zeta_{вых}$ и $\zeta_{кр}$.

Коэффициент гидравлического трения λ определим по формуле (6)

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{1,2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-1}} \right)^{0,25} = 0,031.$$

Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении из трубы в бак примем равным $\zeta_{\text{вых}} = 1$.

Подставим все численные значения величин в исходное уравнение и решим его относительно неизвестной $\zeta_{\text{кр}}$

$$4 + \frac{2,95 \cdot 10^4}{10^3 \cdot 9,8} + \frac{1,59^2}{2 \cdot 9,8} = -6 + \frac{9,8 \cdot 10^4}{10^3 \cdot 9,8} + \left(\zeta_{\text{кр}} + 1 + 0,031 \cdot \frac{60}{0,2} \right) \cdot \frac{1,59^2}{2 \cdot 9,8};$$

$$4 + 3,01 + 0,129 = -6 + 10 + (\zeta_{\text{кр}} + 1 + 9,3) \cdot 0,129;$$

$$24,33 = 10,3 + \zeta_{\text{кр}};$$

$$\zeta_{\text{кр}} = 14.$$

Ответ: $d = 0,2$ м; $\zeta_{\text{кр}} = 14$.

2.2. Графоаналитический расчет простых трубопроводов

При расчете гидравлически коротких трубопроводов в некоторых случаях (например, при графоаналитическом способе расчета) потери напора на местных сопротивлениях удобно выражать через равные им потери напора по длине прямого участка трубопровода эквивалентной длины $l_{\text{экв}}$.

Записав

$$h_M = \zeta_M \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{экв}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

получим

$$l_{\text{экв}} = \frac{\zeta_M}{\lambda} \cdot d. \quad (21)$$

Тогда расчет суммарных потерь напора в трубопроводе производится по суммарной длине действительных и эквивалентных участков трубопровода.

Для трубопровода длиной l постоянного поперечного сечения общие потери напора определяются выражением

$$h_{W\Sigma} = h_{Tp} + \sum_{i=1}^n h_{Mi} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (22)$$

где расчетная длина трубопровода

$$L = l + \sum_{i=1}^n l_{\text{экв}i}. \quad (23)$$

В выражении (23) $\sum_{i=1}^n l_{\text{экв}i}$ - сумма эквивалентных длин, соответствующих всем местным сопротивлениям, расположенных на трубопроводе. Причем в длину трубопровода l включается длина и самих местных сопротивлений (например, длина закругления трубы (отвода)).

Задачу 2 целесообразнее решать графическим способом, который основан на построении характеристики трубопровода.

Характеристикой трубопровода называется график зависимости суммарных потерь напора в трубопроводе от расхода $h_{W\Sigma}=f(Q)$. При ламинарном режиме течения характеристика трубопровода линейная (рис. 6а), при турбулентном - представляет собой параболу второй степени (рис. 6б).

Суммарные потери напора в общем случае удобно выразить как

$$h_{W\Sigma}=A \cdot Q^m, \quad (24)$$

где m - показатель степени, равный 1 для ламинарного режима и 2 - для турбулентного режима;

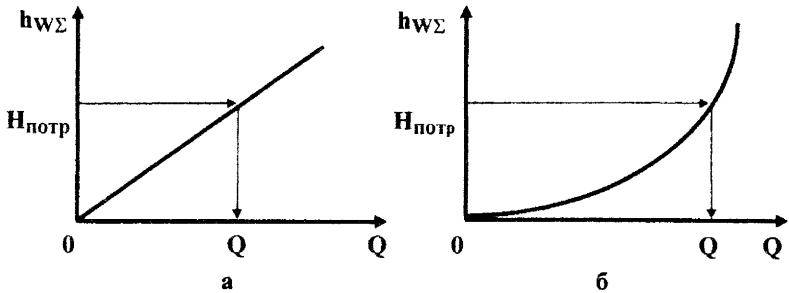


Рис. 6. Характеристики трубопровода

A - сопротивление трубопровода, определяемое по выражению

$$A = \lambda \cdot \frac{\Pi \cdot L}{8 \cdot g \cdot S^3}, \quad (25)$$

S - живое сечение потока, m^2 ;

Π - смоченный периметр, m .

Задаваясь различными значениями Q , по уравнению (24) с учетом выражения (25) строят характеристику трубопровода $h_{w\Sigma} = f(Q)$. Затем, откладывая на оси ординат величину потребного напора $H_{потр}$, находят расход жидкости Q по трубопроводу.

Если гидравлически короткий трубопровод состоит из ряда труб различного диаметра, соединенных последовательно, то по выражению (24) с учетом (25) строят характеристики для каждого участка трубопровода в отдельности (рис. 7), учитывая, что расчетная длина L_i каждого участка определяется как

$$L_i = l_i + \sum_{j=1}^m l_{экв},$$

где l_i - длина i -го участка трубопровода;

$\sum_{j=1}^m l_{экв}$ - сумма эквивалентных длин, соответствующих всем мест-

ным сопротивлениям, расположенных на i -ом участке трубопровода.

Характеристику всего трубопровода строят суммированием ординат характеристик отдельных участков (сложение характеристик по вертикали).

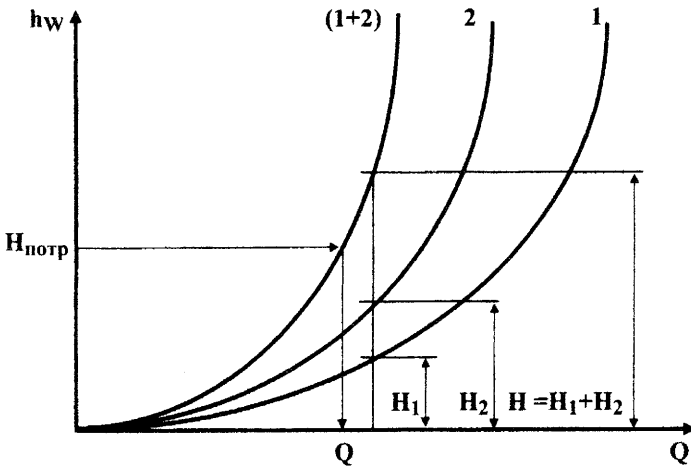


Рис. 7 Характеристики трубопроводов, соединенных последовательно

Для гидравлически длинных трубопроводов характеристику каждого отдельного участка можно построить с использованием выражения

$$h_{\text{Тр}i} = Q^2 \cdot \frac{l_i}{K_i^2} \cdot (1,05 \dots 1,1),$$

а затем используя прием, как для гидравлически коротких трубопроводов, путем сложения характеристик участков трубопровода по вертикали, строят суммарную характеристику трубопровода и по ней определяют расход Q . Или, если задан расход Q , по суммарной характеристике трубопровода определяют потребный напор $H_{\text{потр}}$.

Если трубопровод состоит из ряда труб различного диаметра, соединенных параллельно, то строят характеристику для каждого участка трубопровода в отдельности так же, как и при последовательном соединении труб, учитывая какой это трубопровод - гидравлически короткий или гидравлически длинный.

Затем строят характеристику всего трубопровода путем суммирования абсцисс характеристик отдельных участков (сложение характеристик по горизонтали) (рис. 8).

После этого, в зависимости от того, какая решается задача, определяют $H_{\text{потр}}$ или Q .

Абсцисса точек пересечения горизонтальной прямой $H_{\text{потр}}$ с каждой характеристикой отдельного участка дает величину расхода Q_i на этом участке (рис. 8).

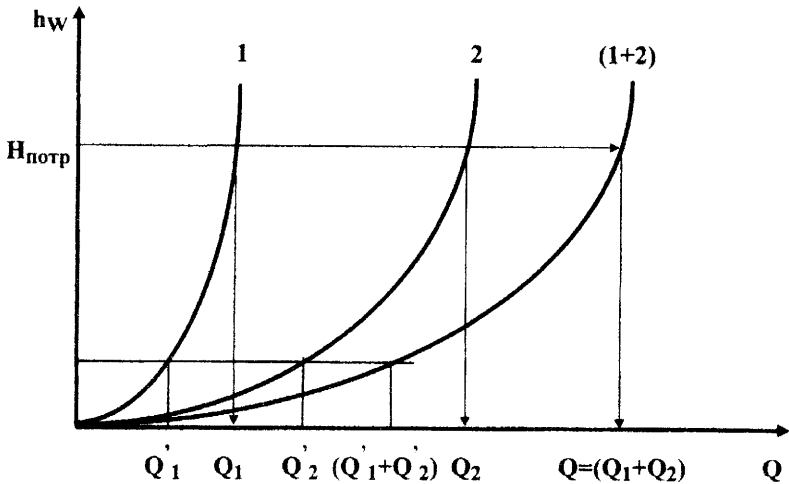
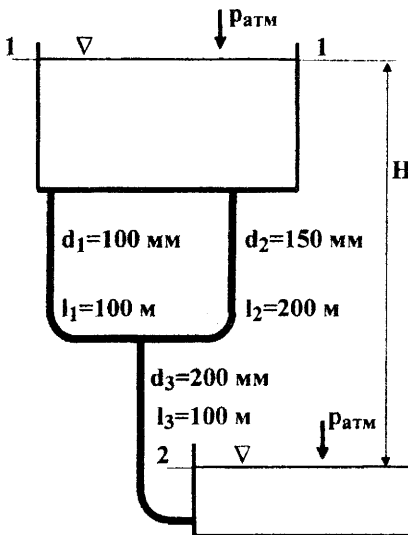


Рис. 8 Характеристики трубопроводов, соединенных параллельно

Пример 4



Определить расход воды, протекающей из верхнего в нижний резервуар по системе труб, показанной на схеме. Разность уровней воды в резервуарах $H = 6$ м, диаметр труб (в мм) и их длины (в м) указаны на схеме.

Расходные характеристики для новых водопроводных труб равны:

$$K_{100} = 61,4 \text{ л/с};$$

$$K_{150} = 179,4 \text{ л/с};$$

$$K_{200} = 383,7 \text{ л/с}.$$

Трубопроводы 1 и 2 соединены

параллельно, трубопровод 3 присоединен последовательно к системе труб 1 и 2.

Считаем, что трубопровод гидравлически длинный. Поэтому потерями на местных сопротивлениях и скоростным напором пренебрежем.

Потери напора по длине определяются по выражению (13). Для каждого трубопровода, задаваясь различными значениями расхода Q , определим потери напора по длине и занесем их в таблицу.

$Q, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$		5	10	15	20	25	30
$h_{\text{тр}}, \text{ м}$	1-й трубопровод	0,66	2,65	5,97	10,6	16,58	23,87
	2-й трубопровод	0,16	0,62	1,40	2,48	3,88	5,59
	3-й трубопровод	0,017	0,068	0,15	0,27	0,42	0,61

$Q, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$		35	40	45	50	60
$h_{\text{тр}}, \text{ м}$	1-й трубопровод	32,49	42,44	53,71	66,3	
	2-й трубопровод	7,61	9,94	12,58	15,54	
	3-й трубопровод	0,84	1,09	1,38	1,70	2,44

По данным таблицы строим характеристики отдельных трубопроводов (рис. 9).

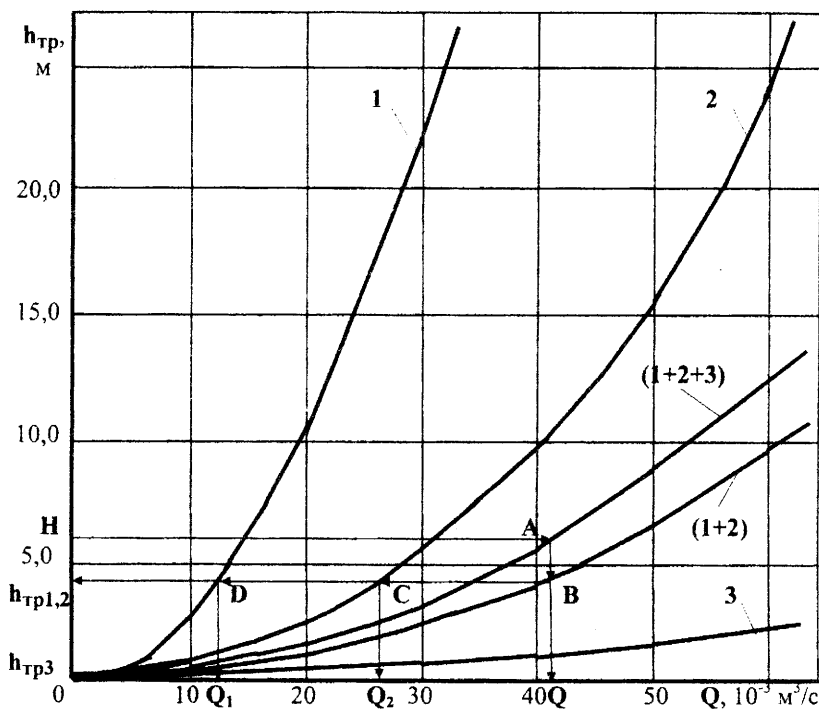


Рис. 9 Построение характеристики трубопроводов к примеру 4

Затем графически складываем по горизонтали характеристики 1-го и 2-го трубопроводов, соединенных параллельно. На рис. 9 это кривая (1+2). После этого графически складываем по вертикали суммарную характеристику (1+2) с характеристикой 3-го трубопровода, соединенного последовательно с 1-м и 2-м трубопроводами. На рис. 9 это кривая (1+2+3). Далее по оси ординат откладываем величину располагаемого напора $H = 6$ м и идем вправо до пересечения с суммарной характеристикой трубопровода. От точки пересечения **A** опускаем перпендикуляр на ось **Q**. Получим $Q = 41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Это и есть величина расхода жидкости по данному трубопроводу.

Расход жидкости по каждому трубопроводу отдельно определяется следующим образом. От точки **A** опускаем перпендикуляр до пересечения с кривой (1+2). Получаем точку **B**. От этой точки идем влево до пересечения с кривой 2 (точка **C**) и кривой 1 (точка **D**). Абсцисса точки **C** дает величину расхода жидкости по 2-му трубопроводу ($Q_2 = 28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), а абсцисса точки **D** определяет расход жидкости по 1-му трубопроводу ($Q_1 = 13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$). Ординаты точек **C** и **D** одинаковы и определяют потери напора в 1-м и 2-м трубопроводах, которые одинаковы и равны $h_{\text{тр}1,2} = 4,5$ м (как следует из графика). Потери напора в 3-м трубопроводе равны $h_{\text{тр}3} = 1,5$ м.

Таким образом $h_{\text{тр}1,2} + h_{\text{тр}3} = H$.

Проверим режим движения жидкости в трубопроводах. Для этого подсчитаем числа **Re** для каждого трубопровода:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_1 \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 13 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 10^{-6}} = 1,66 \cdot 10^5;$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 28 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 10^{-6}} = 2,34 \cdot 10^5;$$

$$Re_3 = \frac{v_3 \cdot d_3}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3 \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 41 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 10^{-6}} = 2,61 \cdot 10^5.$$

При расчетах принималось значение кинематического коэффициента вязкости воды $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Так как в каждом трубопроводе $Re > 10^5$, то область сопротивлений квадратичная и можно пользоваться расходной характеристикой **K** без всяких поправок.

Аналитическим способом эту задачу можно решить следующим образом.

Пусть по первому трубопроводу протекает жидкость расходом Q_1 , по второму - Q_2 , а по третьему - $Q_3 = Q$, следовательно

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (*)$$

Составим уравнение Бернулли для сечений (1-1) - (2-2), относительно плоскости сравнения (0 - 0), совпадающей с сечением (2-2)

$$H = h_{\text{тр}1,2} + h_{\text{тр}3} = \frac{Q_1^2 \cdot l_1}{K_1^2} + \frac{Q^2 \cdot l_3}{K_3^2}. \quad (**)$$

Так как при параллельном соединении трубопроводов потери напора в них одинаковы, то $h_{\text{тр}1} = h_{\text{тр}2}$. Таким образом можно записать

$$\frac{Q_1^2 \cdot l_1}{K_1^2} = \frac{Q_2^2 \cdot l_2}{K_2^2},$$

откуда

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}}. \quad (***)$$

Подставим выражение (***) в уравнение (*)

$$Q = Q_1 \cdot \left(1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} \right).$$

Откуда

$$Q_1 = \frac{Q}{\left(1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} \right)}.$$

Подставив полученное выражение в уравнение (**), получим

$$H = \frac{Q^2 \cdot l_1}{\left(1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} \right)^2 \cdot K_1^2} + \frac{Q^2 \cdot l_3}{K_3^2}$$

или

$$H = Q^2 \cdot \left[\frac{l_1}{\left(1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} \right)^2 \cdot K_1^2} + \frac{l_3}{K_3^2} \right].$$

Откуда

$$Q = \sqrt{\frac{H}{\frac{l_1}{\left(1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}}\right)^2 \cdot K_1^2} + \frac{l_3}{K_3^2}}}}$$

или после подстановки исходных данных и необходимых преобразований

$$Q = \sqrt{\frac{6}{\frac{100}{\left(1 + \frac{179,4 \cdot 10^{-3}}{61,4 \cdot 10^{-3}} \cdot \sqrt{\frac{100}{200}}\right)^2 \cdot (61,4 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{100}{(383,7 \cdot 10^{-3})^2}}}};$$

$$Q = 41,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход жидкости по 1-му трубопроводу определим как

$$Q_1 = \frac{Q}{\left(1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}}\right)} = \frac{41,4 \cdot 10^{-3}}{\left(1 + \frac{179,4 \cdot 10^{-3}}{61,4 \cdot 10^{-3}} \cdot \sqrt{\frac{100}{200}}\right)} = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход жидкости по 2-му трубопроводу найдем с использованием выражения (*)

$$Q_2 = Q - Q_1 = (41,4 \cdot 10^{-3} - 13,5 \cdot 10^{-3}) = 27,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери напора в 1-м и 2-м трубопроводах равны

$$h_{\text{тр}1,2} = \frac{Q_1^2 \cdot l_1}{K_1^2} = \frac{Q_2^2 \cdot l_2}{K_2^2} = \frac{(13,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 100}{(61,4 \cdot 10^{-3})^2} = \frac{(27,9 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 200}{(179,4 \cdot 10^{-3})^2} = 4,8 \text{ м}.$$

Потери напора в 3-м трубопроводе равны

$$h_{\text{тр}3} = H - h_{\text{тр}1,2} = 6 - 4,8 = 1,2 \text{ м}.$$

Некоторое различие в полученных результатах объясняется погрешностью, вызванной графическими построениями.

2.3. Расчет трубопровода с непрерывной раздачей жидкости

Трубопровод с непрерывной раздачей жидкости (длиной l и диаметром d) представлен на рис. 3. Расчет такого трубопровода выполняют в предположении, что жидкость отбирается из трубопровода непрерывно и равномерно с интенсивностью q м³/(с·м) по всей длине l .

Гидравлический расчет трубопровода с непрерывной раздачей жидкости сводится к определению потерь напора на участке **AB** (на длине l).

Потери напора на трение по длине участка **AB** при квадратичном законе сопротивления определяется по выражению

$$h_W = \frac{1}{K^2} \cdot \left(Q_T^2 + Q_T \cdot Q_{н.р.} + \frac{Q_{н.р.}^2}{3} \right), \quad (26)$$

где $Q_{н.р.} = q \cdot l$.

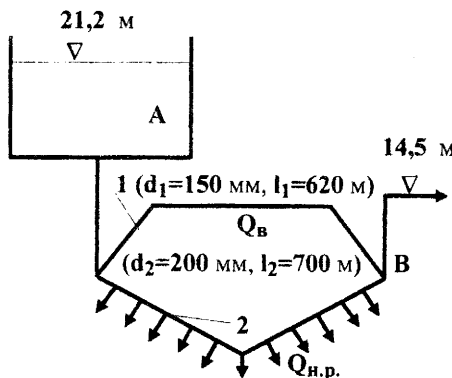
В том случае, когда транзитный расход жидкости на рассматриваемом участке отсутствует, т.е. $Q_T = 0$, потери напора на участке **AB** будут равны

$$h_W = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{K^2} \cdot Q^2, \quad (27)$$

где $Q = Q_{н.р.}$.

Из выражения следует, что при полном потреблении жидкости непрерывной раздачей потери напора в три раза меньше, чем при той же подаче Q жидкости только транзитом.

Пример 5



От напорного бака **А** в пункт **В** проложены два параллельных трубопровода. В одном из них расход распределяется в виде непрерывной раздачи $Q_{н.р.} = 23$ л/с. В пункт **В** поступает транзитный расход Q_B на отметку 14,5 м. Горизонт воды в напорном баке **А** расположен на отметке 21,2 м. Трубы нормальные.

Определить: 1. Транзитный расход Q_B в пункте **В**;

2. Отметку горизонта воды в напорном баке **А**, обеспечивающую увеличе-

ние расхода Q_B в 2 раза (при этом расход $Q_{н.р.}$ и отметка пьезометрической линии в пункте В остается без изменения).

Запишем начальные условия в системе СИ: $d_1 = 0,15$ м; $d_2 = 0,2$ м; $Q_{н.р.} = 23 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

По табл. 3 для нормальных труб найдем значения расходных характеристик: $K_1 = 158,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $K_2 = 340,8 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Решение:

1. Расход в трубопроводе без раздачи (1-й трубопровод) определяется по формуле (13)

$$H = Q_1^2 \cdot \frac{l_1}{K_1^2} \quad (*)$$

Откуда

$$Q_1 = K_1 \cdot \sqrt{\frac{H}{l_1}} = 158,4 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{6,7}{620}} = 16,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

так как $H = 21,2 - 14,5 = 6,7$ м.

Этот расход целиком поступает в водоразборный пункт В. Однако полный расход Q_B может быть больше, чем Q_1 , так как в трубопроводе с раздачей (2-й трубопровод), кроме расхода непрерывной раздачи $Q_{н.р.}$, возможно наличие транзитного расхода Q_T .

Определим транзитный расход Q_T в трубопроводе с непрерывной раздачей из формулы (26):

$$H = \left(Q_T^2 + Q_T \cdot Q_{н.р.} + \frac{Q_{н.р.}^2}{3} \right) \cdot \frac{l_2}{K_2^2} \quad (**)$$

откуда

$$Q_T^2 + Q_T \cdot Q_{н.р.} = \frac{H \cdot K_2^2}{l_2} - \frac{Q_{н.р.}^2}{3}$$

При этом, так как трубопроводы соединены параллельно, они имеют одинаковое гидравлическое сопротивление и работают при одинаковом напоре, равном $H = h_W = 6,7$ м.

Подставив численные значения известных величин

$$Q_T^2 + Q_T \cdot 23 \cdot 10^{-3} = \frac{6,7 \cdot (340,8 \cdot 10^{-3})^2}{700} - \frac{(23 \cdot 10^{-3})^2}{3}$$

и проводя необходимые преобразования, получим

$$Q_T^2 + Q_T \cdot 23 \cdot 10^{-3} - 93,5 \cdot 10^{-5} = 0.$$

Решая полученное квадратичное уравнение относительно Q_T , найдем

$$Q_T = 21,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Следовательно, полный расход в пункте В равен

$$Q_B = Q_I + Q_T = 16,5 \cdot 10^{-3} + 21,2 \cdot 10^{-3} = 37,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Если расход в пункте В увеличен вдвое, то

$$Q_B = 37,7 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 75,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определим, при каком напоре будет обеспечен этот расход.

Так как потери напора в обоих трубопроводах одинаковы, то, приравняв между собой выражения (*) и (**) и учитывая, что расход в первом трубопроводе $Q_I = Q_B - Q_T$, получим

$$\left(Q_T^2 + Q_T \cdot Q_{н.р.} + \frac{Q_{н.р.}^2}{3} \right) \cdot \frac{l_2}{K_2^2} = (Q_B - Q_T)^2 \cdot \frac{l_1}{K_1^2}$$

или

$$\left(Q_T^2 + Q_T \cdot Q_{н.р.} + \frac{Q_{н.р.}^2}{3} \right) \cdot \frac{l_2 \cdot K_1^2}{K_2^2 \cdot l_1} = Q_B^2 - 2 \cdot Q_B \cdot Q_T + Q_T^2.$$

Подставив численные значения известных величин

$$\left(Q_T^2 + Q_T \cdot 23 \cdot 10^{-3} + \frac{(23 \cdot 10^{-3})^2}{3} \right) \cdot \frac{700 \cdot (158,4 \cdot 10^{-3})^2}{(340,8 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 620} =$$

$$= (75,4 \cdot 10^{-3})^2 - 2 \cdot 75,4 \cdot 10^{-3} \cdot Q_T + Q_T^2$$

и проведя необходимые преобразования, окончательно получим

$$Q_T^2 - 20,69 \cdot 10^{-2} \cdot Q_T + 74,56 \cdot 10^{-4} = 0.$$

Решая это уравнение, найдем $Q_T = 46,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$

Следовательно, расход в первом трубопроводе равен

$$Q_I = Q_B - Q_T = 75,4 \cdot 10^{-3} - 46,5 \cdot 10^{-3} = 28,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери напора при этом составят

$$h_W = H = \frac{Q_I^2 \cdot l_1}{K_1^2} = \frac{(28,9 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 620}{(158,4 \cdot 10^{-3})^2} = 20,6 \text{ м}.$$

Поэтому отметка горизонта воды в баке А при увеличении расхода в пункте В в два раза должна быть

$$H_A = H_B + H = 14,5 + 20,6 = 35,1 \text{ м}.$$

2.4. Расчет простого трубопровода с насосной подачей жидкости

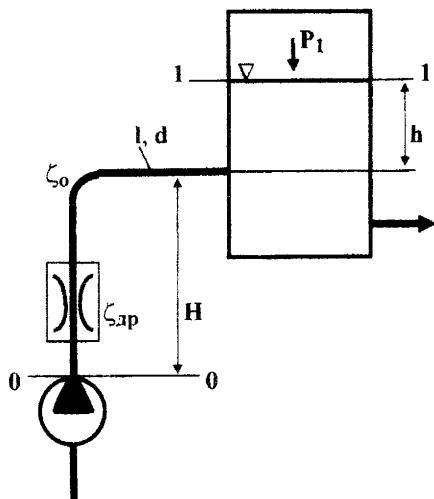
Расчет простого трубопровода с насосной подачей жидкости мало чем отличается от расчетов трубопроводов без насосной подачи, рассмотренных выше.

В этих задачах необходимо определить подачу насоса Q_H по известному давлению, развиваемому насосом, P_H , или определить давление, которое должен создавать насос (задачи 1 и 2).

При аналитическом гидравлическом расчете при составлении уравнения Бернулли сечение (1 - 1) берется на выходе из насоса, где известно давление P_H (или которое необходимо определить).

При графоаналитическом расчете трубопровода строятся характеристики каждого участка трубопровода (если имеются участки труб разного диаметра или участки с параллельным соединением труб), а затем характеристика всего трубопровода по выше рассмотренным правилам. После этого определяется Q_H или P_H , с учетом зависимости $P_H = \rho \cdot g \cdot H$, где ρ - плотность перекачиваемой жидкости; H - напор, развиваемый насосом.

Пример 6



Какое давление должен создавать насос при подаче масла $Q=0,4$ л/с и при давлении воздуха в пневмогидравлическом аккумуляторе $P_1=2$ Мпа, если коэффициент сопротивления квадратичного дросселя $\zeta_{др}=100$; длина трубопровода от насоса до аккумулятора $l=5$ м; диаметр трубопровода $d=100$ мм; высоты: $H=2,5$ м, $h=1$ м? Свойства масла: $\rho=900$ кг/м³; $\nu=0,5$ Ст. Коэффициент ζ отнесен к трубе $d_T=10$ мм. $\zeta_0=0,5$.

Предварительно переведем заданные параметры в систему Си:

$$Q = 0,4 \text{ л/с} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}; \quad P_1 = 2 \text{ Мпа} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}; \quad d = 100 \text{ мм} = 1 \cdot 10^{-1} \text{ м}; \\ d_T = 10 \text{ мм} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad \nu = 0,5 \text{ Ст} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Так как в системе нет вакуума, то задачу лучше решать в избыточных давлениях (атмосферное давление не учитывается).

1. Составим уравнение Бернулли для сечений (0 - 0) - (1 - 1) относительно плоскости сравнения 0, совпадающей с сечением (0 - 0), взятым на выходе из насоса. На свободной поверхности жидкости в баке скорость жидкости равна нулю. Поэтому, для нашего случая $z_0 = 0$, $z_1 = H + h$, $v_{00} = v$, $v_{11} = 0$.

$$\frac{P_H}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} = H + h + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \left(\zeta_{\text{вых}} + \zeta_0 + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \zeta_{\text{др}} \cdot \frac{v_T^2}{2 \cdot g}. \quad (*)$$

В этом уравнении неизвестны следующие параметры: коэффициент Кориолиса α , скорость жидкости в трубе v , коэффициент гидравлического трения λ , давление, развиваемое насосом, P_H , скорость жидкости в трубе v_T . Примем значение коэффициента местного сопротивления на выходе из трубы $\zeta_{\text{вых}} = 1$.

2. Для определения скоростей v и v_T запишем уравнение постоянства

расхода $Q = v_i \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$ из которого получим выражение (8)

$$v = 1,274 \cdot \frac{Q}{d^2} = 1,274 \cdot \frac{4 \cdot 10^{-4}}{(1 \cdot 10^{-1})^2} = 5,1 \cdot 10^{-2} \text{ м/с};$$

$$v_T = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_T^2} = 1,274 \cdot \frac{4 \cdot 10^{-4}}{(1 \cdot 10^{-2})^2} = 5,1 \text{ м/с}.$$

3. Чтобы определить α и λ необходимо вычислить число **Re** для движения жидкости в трубе

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5,1 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^{-1}}{5 \cdot 10^{-5}} = 1,02 \cdot 10^2.$$

Режим движения жидкости в трубе - ламинарный, следовательно коэффициент Кориолиса равен $\alpha = 2$, а коэффициент гидравлического трения λ определяется по формуле (3)

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1,02 \cdot 10^2} = 0,627.$$

4. Подставив в исходное уравнение (*) численные значения известных величин

$$\frac{P_n}{900 \cdot 9,8} + \frac{2 \cdot (5,1 \cdot 10^{-2})^2}{2 \cdot 9,8} = 2,5 + 1 + \frac{2 \cdot 10^6}{900 \cdot 9,8} + \left(1 + 0,5 + 0,627 \cdot \frac{5}{1 \cdot 10^{-1}}\right) \times$$

$$\times \frac{(5,1 \cdot 10^{-2})^2}{2 \cdot 9,8} + 100 \cdot \frac{5,1^2}{2 \cdot 9,8}$$

и проведя соответствующие преобразования

$$1,13 \cdot 10^{-4} \cdot P_n + 2,65 \cdot 10^{-4} = 2,5 + 1 + 2,27 \cdot 10^2 + (1 + 0,5 + 31,35) \cdot 1,33 \times$$

$$\times 10^{-4} + 132,7,$$

окончательно получим, что давление, которое должен развивать насос, равно $P_n = 3,21 \cdot 10^6$ Па.

2.5. Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов

Разветвленным трубопроводом называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб (рис. 10).

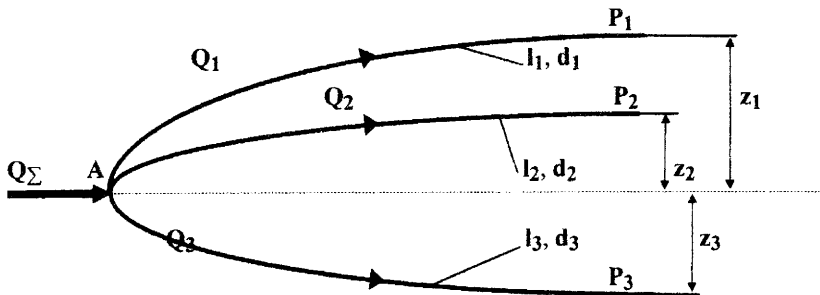


Рис. 10. Схема разветвленного трубопровода

В общем случае давления в конечных сечениях труб различны ($P_1 \neq P_2 \neq P_3$).

Также как и для параллельно соединенных трубопроводов суммарный расход жидкости равен сумме расходов в каждой трубе

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Основной задачей по расчету разветвленного трубопровода является определение расхода жидкости по каждому простому трубопроводу Q_i и потребного напора в узле А $H_{\text{потр}} = H_A$. При этом должно быть известно: суммарный расход жидкости в узле А Q_{Σ} , свойства жидкости (ρ , ν), размеры всех трубопроводов (l_i , d_i), а также z_i , давления в конечных сечениях P_i , все коэффициенты местных сопротивлений ζ_{ij} (если трубопроводы гидравлически короткие).

Для каждого простого трубопровода строится кривая потребного напора, задаваясь различными значениями расхода Q в диапазоне от 0 до Q_{Σ} . Кривая потребного напора строится исходя из формулы

$$H_{\text{потр } i} = H_{\text{ст } i} + A_i Q^m, \quad (28)$$

где $H_{\text{ст } i}$ - статический напор, который можно представить как некоторую эквивалентную геометрическую высоту подъема жидкости;

A_i - сопротивление i -го трубопровода, определяемое по выражению (25);

m - показатель степени, равный 1 для ламинарного режима и 2

для турбулентного режима течения жидкости.

$H_{ct i}$ определяется по выражению

$$H_{ct i} = \Delta z_i + \frac{P_i}{\rho \cdot g}, \quad (29)$$

где $\Delta z_i = z_i - z_A$ (здесь z_i - высота расположения конечного сечения i - го трубопровода над выбранной плоскостью сравнения; z_A - высота расположения узла A над той же плоскостью сравнения (для случая, показанного на рис. 10, $\Delta z_i = z_i$ ($z_A = 0$)).

Величина $H_{ct i}$ может принимать как положительные так и отрицательные значения.

Затем строится кривая потребного напора для всего разветвленного трубопровода сложением кривых потребных напоров отдельных трубопроводов по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов (сложение кривых потребных напоров по горизонтали). На рис. 11 показано построение кривой потребного напора для всего разветвленного трубопровода для случая, представленного на рис. 10.

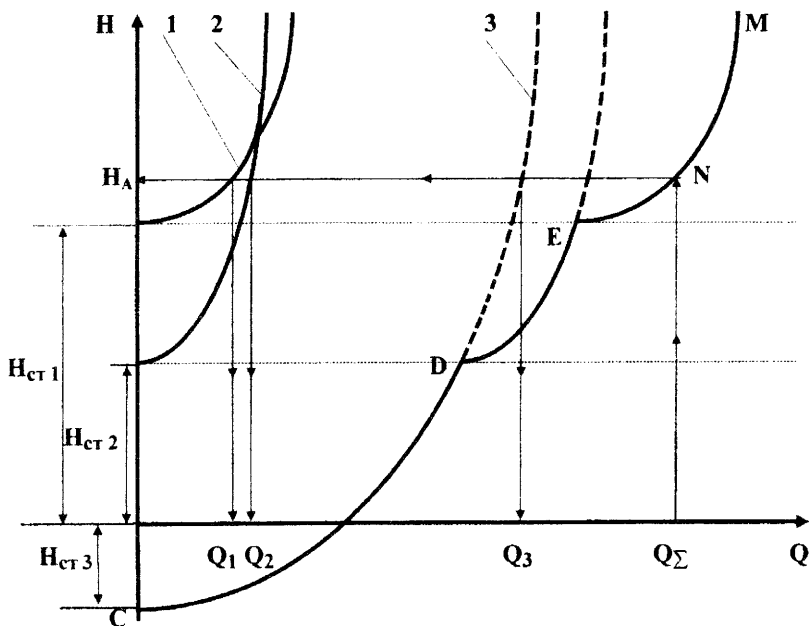


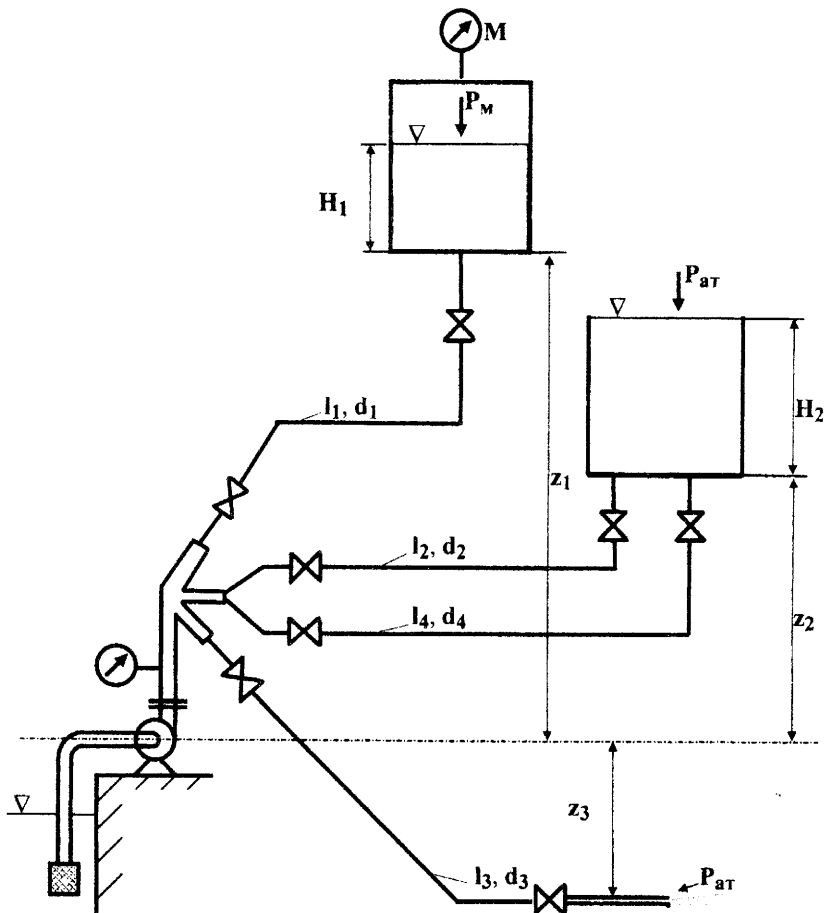
Рис. 11. Построение кривой потребного напора **CDEM** для всего разветвленного трубопровода

После этого на оси абсцисс откладывается значение Q_{Σ} , проводится вертикальная прямая до пересечения с суммарной кривой потребного напора (точка N). Ордината этой точки и будет являться величиной потребного напора в узле А H_A . Из графика видно, что условием подачи жидкости во все простые трубопроводы является неравенство

$$H_A > H_{ст1}.$$

Проводя из точки N горизонтальную прямую до пересечения с кривой потребного напора i -го трубопровода, определяют расход жидкости в этом трубопроводе (по абсциссе точки пересечения).

Пример 7



Определить напор, который должен создавать насос, чтобы по системе труб, представленной на схеме, подавать суммарный расход воды в количестве 54 л/с. Размеры труб: $l_1 = 36$ м, $d_1 = 75$ мм; $l_2 = l_4 = 48,1$ м, $d_2 = d_4 = 50$ мм; $l_3 = 9,5$ м, $d_3 = 50$ мм. Геометрические высоты: $z_1 = 8,5$ м; $z_2 = 4,36$ м; $z_3 = -3,8$ м; $H_1 = 2$ м; $H_2 = 3$ м. Давление в резервуаре $P_M = 1,8$ ати. Из 3-го трубопровода происходит истечение воды в атмосферу.

Определить также расход воды по каждому трубопроводу.

Переведем заданные параметры в систему СИ. Получим: $d_1 = 7,5 \cdot 10^{-2}$ м; $d_2 = d_3 = d_4 = 5,0 \cdot 10^{-2}$ м; $P_M = 1,8 \cdot 9,8 \cdot 10^4 = 1,764 \cdot 10^5$ Па; $Q = 54 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Представленный на схеме трубопровод является разветвленным. Отдельные трубопроводы считаются гидравлически длинными, поэтому целесообразнее решать эту задачу через расходные характеристики. По табл. 3 в зависимости от диаметра трубы (для новой стальной) найдем:

$$K_1 = 29,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad K_{2,3,4} = 10,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

1. Для каждого отдельного трубопровода по формуле (3) определим потери напора h_i , задавая различные значения расхода Q

$$h_1 = \frac{l_1}{K_1^2} \cdot Q^2 = \left[\frac{36}{(29,7 \cdot 10^{-3})^2} \right] \cdot Q^2 = 4,081 \cdot 10^4 \cdot Q^2;$$

$$h_{2,4} = \frac{l_{2,4}}{K_{2,4}^2} \cdot Q^2 = \left[\frac{48,1}{(10,1 \cdot 10^{-3})^2} \right] \cdot Q^2 = 4,718 \cdot 10^5 \cdot Q^2;$$

$$h_3 = \frac{l_3}{K_3^2} \cdot Q^2 = \left[\frac{9,5}{(10,1 \cdot 10^{-3})^2} \right] \cdot Q^2 = 9,303 \cdot 10^4 \cdot Q^2.$$

Результаты расчетов занесем в таблицу.

2. Подсчитаем требуемый статический напор в конце каждого трубопровода по формуле

$$H_{\text{ст}i} = (z_i + H_i) + \frac{P_i}{\rho \cdot g},$$

где P_i - избыточное давление на выходе из трубопровода или на свободной поверхности бака, Па.

$$H_{сг1} = (z_1 + H_1) + \frac{P_m}{\rho \cdot g} = 8,5 + 2 + \frac{1,764 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,8} = 28,5 \text{ м};$$

$$H_{сг2} = H_{сг4} = (z_2 + H_2) = 4,36 + 3 = 7,36 \text{ м};$$

$$H_{сг3} = -z_3 = -3,8 \text{ м}.$$

3. Для каждого отдельного трубопровода рассчитаем потребный напор для различных значений расхода Q по выражению (28)

$$H_{тp i} = H_{сг i} + A \cdot Q^2 = H_{сг i} + h_i.$$

Результаты расчетов занесем в таблицу.

$Q, 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$	1	2	5	10	15	20	25	30	36
$h_1, \text{ м}$	0,04	0,16	1,02	4,08	9,18	16,3	25,5	36,7	52,9
$H_{тp1}, \text{ м}$	28,54	28,66	29,52	32,58	37,68	44,8	54,0	65,2	81,4
$h_{2,4}, \text{ м}$	0,47	1,89	11,8	47,18	106,16	188,7	294,88	424,6	611,4
$H_{тp2,4}, \text{ м}$	7,83	9,25	19,16	54,54	113,5	196,1	302,2	432	618,8
$h_3, \text{ м}$	0,09	0,37	2,3	9,3	20,9	37,2	58,1	83,7	120,6
$H_{тp3}, \text{ м}$	- 3,71	- 3,43	- 1,5	5,5	17,1	33,4	54,3	79,9	116,8

4. По данным таблицы построим графики кривых потребного напора для каждого из трубопроводов. Результаты построений представлены на рисунке. Так как трубопроводы 2 и 4 работают параллельно, а все их характеристики одинаковы, то кривые потребного напора для каждого из них будут совпадать (кривая 2,4). Построение суммарной кривой потребного напора для этих двух трубопроводов осуществим путем сложения их характеристик по горизонтали (кривая 2+4). После этого построим суммарную кривую потребного напора всего сложного трубопровода путем сложения по горизонтали кривых 1, (2+4), 3. На рисунке это кривая **ABCD**.

5. Отложим на оси абсцисс суммарный расход $Q_{\Sigma} = 54 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, проведем вертикальную прямую до пересечения с кривой **ABCD**. Ордината точки пересечения **Е** даст значение потребного напора, который должен развивать насос. Эта величина составит $H_{тp} = 37,5 \text{ м}$.

6. Чтобы определить расход воды по каждому трубопроводу, из точки **Е** проведем горизонтальную прямую до пересечения с кривыми потребного напора каждого трубопровода. Абсцисса точки пересечения этой прямой с соответствующей кривой потребного напора даст величину рас-

хода по данному трубопроводу. Для данного случая получим:

$$Q_1 = 14,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{2+4} = 17,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \cdot (Q_2 = Q_4 = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с});$$

$$Q_3 = 14,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Суммарный расход равен

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = (14,8 + 8,5 + 20,8 + 8,5) \cdot 10^{-3} = 52,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Погрешность расчета составила

$$\delta\% = \frac{54 - 52,6}{54} \cdot 100\% \approx 2,6\%.$$

7. Методика определения (выбора) необходимого типа насоса показана при решении примера 8.

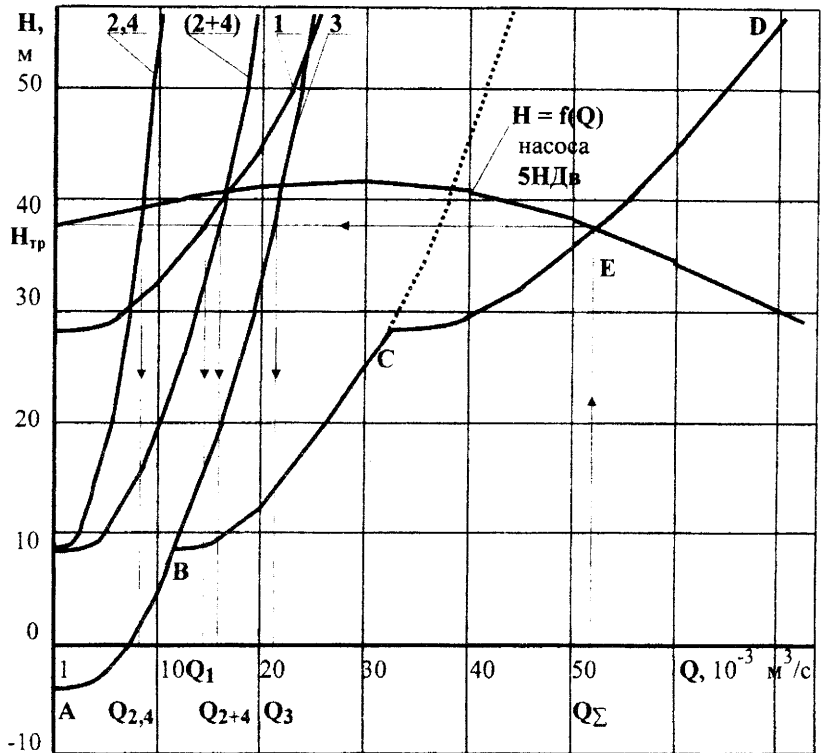


Рисунок к примеру 7.

3. Расчет насосов

При проектировании обычно возникает задача определения мощности насоса и необходимого напора, который он должен создавать, при заданной подаче (расходе) жидкости, перемещаемой насосом. После этого по подаче и напору на сводном графике полей $Q - H$ (см. приложение или работу [7]) предварительно выбирается центробежный насос требуемого типоразмера, а затем по графической (рабочей) характеристике выбранного насоса уточняется правильность выбора.

Полезная мощность, затрачиваемая на перекачивание жидкости, определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H, \quad (30)$$

где Q - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H - напор насоса, м.

Требуемый напор рассчитывается по формуле

$$H_{\text{тр}} = H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_{\text{г}} + h_{\text{w}\Sigma} + \frac{\alpha \cdot v_{\text{вых}}^2}{2 \cdot g}, \quad (31)$$

где P_1 - давление на уровне всасывания, Па;

P_2 - давление на уровне нагнетания, Па;

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

g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$;

$h_{\text{г}}$ - геометрическая высота подъема жидкости (см. рис. 11), м;

$h_{\text{w}\Sigma}$ - суммарные потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях, м;

$\frac{\alpha \cdot v_{\text{вых}}^2}{2 \cdot g}$ - скоростной напор на выходе из нагнетательной линии, м;

α - коэффициент Кориолиса, 1;

$v_{\text{вых}}$ - скорость на выходе из нагнетательной линии, $\text{м}/\text{с}$.

Если истечение происходит под уровень жидкости (рис. 13), то сечение (уровень) 2 берется на свободной поверхности жидкости и в этом случае

$\frac{\alpha \cdot v_{\text{вых}}^2}{2 \cdot g} = 0$. При этом в суммарные потери напора $h_{\text{w}\Sigma}$ будут входить потери напора при внезапном расширении (вход трубы в бак).

Мощность, которую должен развивать электродвигатель насоса на выходном валу при установившемся режиме работы, находится по формуле

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пф}}}, \quad (32)$$

где $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{пер}}$ - коэффициенты полезного действия насоса и передачи от электродвигателя к насосу, соответственно, 1.

Если к.п.д. насоса неизвестен, можно руководствоваться следующими примерными его значениями:

- для центробежных насосов:
 - а) малой и средней подачи $\eta_{\text{н}} = 0,4 \div 0,7$;
 - б) большой подачи $\eta_{\text{н}} = 0,7 \div 0,9$;
- для осевых насосов $\eta_{\text{н}} = 0,7 \div 0,9$;
- для поршневых насосов $\eta_{\text{н}} = 0,65 \div 0,85$.

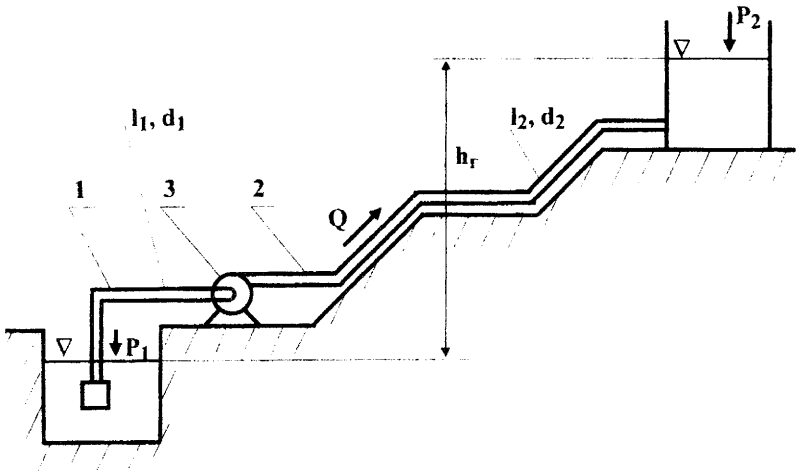


Рис. 12.

1 - всасывающая линия; 2 - напорная линия; 3 - насос

К.п.д. передачи зависит от способа передачи усилия. В центробежных и осевых насосах обычно вал электродвигателя непосредственно соединяется с валом насоса. В этом случае $\eta_{\text{пер}} \approx 1$. В поршневых насосах чаще всего используют зубчатую передачу, при этом $\eta_{\text{пер}} = 0,93 \div 0,98$.

Зная N , по каталогу выбирают электродвигатель к насосу. Он должен иметь номинальную мощность $N_{\text{н}}$, равную N . Если в каталоге нет электродвигателя с такой мощностью, следует выбирать электродвигатель с ближайшей большей мощностью.

При расчете затрат энергии на перекачивание необходимо учитывать, что мощность $N_{дв}$, потребляемая электродвигателем от сети, больше номинальной вследствие потерь энергии в самом электродвигателе:

$$N_{дв} = \frac{N_n}{\eta_{дв}}, \quad (33)$$

где $\eta_{дв}$ - коэффициент полезного действия электродвигателя, 1.

Если к.п.д. электродвигателя неизвестен, его можно выбирать в зависимости от его номинальной мощности по табл. 6.

Таблица 6

N_n , кВт	0,4÷1	1÷3	3÷10	10÷30	30÷100	100÷200	>200
$\eta_{дв}$	0,7-0,78	0,78-0,83	0,83-0,87	0,87-0,9	0,9-0,92	0,92-0,94	0,94

Устанавливая насос, следует учитывать, что высота всасывания $H_{вс}$ не может быть больше следующей величины:

$$H_{вс} \leq \frac{P_1}{\rho \cdot g} - \left(\frac{P_t}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v_{вс}^2}{2 \cdot g} + h_{wвс} + h_3 \right), \quad (34)$$

где P_1 - абсолютное давление на уровне всасывания, Па;

P_t - давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при рабочей температуре (для воды значения $P_t(t)$ приведены в приложении), Па;

$v_{вс}$ - скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса, м/с;

$h_{wвс}$ - потери напора во всасывающей линии, м;

h_3 - запас напора необходимый для исключения кавитации (в центробежных насосах) или предотвращения отрыва поршня от жидкости вследствие сил инерции (в поршневых насосах), м.

Для центробежных насосов запас напора рассчитывается по формуле

$$h_3 = 0,3 \cdot \left(Q \cdot n^2 \right)^{2/3}, \quad (35)$$

где n - частота вращения вала, c^{-1} .

Для поршневых насосов при наличии воздушного колпака на всасывающей линии запас напора определяется по формуле

$$h_3 = 1,2 \cdot \frac{h}{g} \cdot \frac{S_{\Pi}}{S_T} \cdot \frac{u^2}{r}, \quad (36)$$

где h - высота столба жидкости во всасывающем трубопроводе, отсчиты-

ваемая от свободной поверхности жидкости в колпаке, м;

S_{II} и S_T - площади сечения поршня и трубопровода, соответственно, м^2 ;

u - окружная скорость вращения, м/с;

r - радиус кривошипа, м.

Для определения допустимой высоты всасывания при перекачивании воды поршневыми насосами можно использовать данные табл. 7.

В приложении представлены основные технические характеристики некоторых типов насосов. Приведенные в этих таблицах значения напоров и подачи соответствуют оптимальным к.п.д. Кроме этих приведенных в приложении типов насосов можно пользоваться характеристиками центробежных насосов приведенных в работе [7].

Таблица 7

Допустимая высота всасывания для поршневых насосов, h_3 , м

n, 1/с	Температура воды, °С			
	0	20	30	40
0,834	7,0	6,5	6,0	5,5
1,00	6,5	6,0	5,5	5,0
1,50	5,5	5,0	4,5	4,0
2,00	4,5	4,0	3,5	3,0
2,50	3,5	3,0	2,5	2,0
3,00	2,5	2,0	1,5	1,0

Для выбора типа насоса (центробежный, осевой, поршневой или др.), по подаче насоса Q , величине потребного напора $H_{тр}$ и частоте вращения n , которая определяется имеющимся в наличии родом двигателя, предварительно необходимо определить величину коэффициента быстроходности n_s по формуле

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}}, \quad (37)$$

где Q - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$H_{тр}$ - напор, создаваемый насосом, м;

n - частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин.

Затем, в зависимости от полученной величины коэффициента быстроходности n_s по табл. 8 выбирается тип насоса.

Таблица 8

Тип насоса	Коэффициент быстроходности n_s , об/мин
1. Центробежные:	
- тихоходные	50 - 90
- нормальные	80 - 300
- быстроходные	250 - 500
2. Винтовые	350 - 600
3. Осевые	500 - 1000

При коэффициенте быстроходности $n_s < 40$ лучше применять поршневые насосы, так как при малых значениях n_s в лопастных насосах возникают большие гидравлические потери внутри рабочего колеса.

Если жидкость подается потребителю насосом, то даже при заданном расходе Q остаются неизвестными еще две величины: напор насоса H и диаметр трубопровода (если он предварительно не задан). В этом случае гидравлических условий для расчета насоса недостаточно, поэтому необходимо использовать дополнительные условия, например технико-экономическое сравнение вариантов. Так, при малой величине напора, затрачиваемого на преодоление сопротивлений в трубопроводе, получается большой его диаметр и стоимость трубопровода оказывается высокой, но зато стоимость подачи жидкости невелика, так как на преодоление сопротивлений расходуется сравнительно мало электроэнергии. Чем больше скорость жидкости в трубопроводе, тем меньше потребный диаметр трубопровода, что снижает стоимость трубопровода, его монтажа и ремонта. Однако с увеличением скорости движения жидкости растут потери напора в трубопроводе, что ведет к увеличению перепада давления, требуемого для перемещения жидкости (к увеличению потребного напора насоса), и, следовательно, к росту затрат энергии на ее перемещение.

В таких случаях отыскивают экономически наивыгоднейшие варианты сооружения трубопровода, когда эксплуатационная стоимость подачи жидкости, включая амортизационные и другие отчисления от стоимости трубопровода, оказывается минимальной.

Для ориентировочного определения экономически наивыгоднейшего диаметра трубопровода можно пользоваться формулой В.Г. Лобачева

$$d_{\text{эк}} = x \cdot Q^{0,42}, \quad (38)$$

где $d_{\text{эк}}$ - диаметр трубопровода, м;

Q - объемный расход жидкости, м³/с;

x - коэффициент, задаваемый в пределах (0,8÷1,2).

На практике можно исходить из следующих значений скоростей $[v]$,

обеспечивающих близкий к оптимальному диаметр трубопровода:

- а) при движении жидкости самотеком
 - для вязких жидкостей $0,1 \div 0,5 \text{ м/с}$;
 - для маловязких жидкостей $0,5 \div 1,0 \text{ м/с}$;
- б) при перекачивании жидкости насосами
 - во всасывающих трубопроводах $0,8 \div 2,0 \text{ м/с}$;
 - в нагнетательных трубопроводах $1,5 \div 3,0 \text{ м/с}$.

При этом диаметр трубопровода определяется по выражению

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [v]}}, \quad (39)$$

после чего его значение округляется до ближайшего стандартного размера (по ГОСТ 355-67).

Пример 8

Подобрать марку и тип насоса, чтобы он обеспечивал подачу воды по системе трубопроводов, представленной на схеме к примеру 7 в количестве 54 л/с ($Q = 5,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$), создавая при этом необходимый напор $H_{\text{тр}} \geq 37,5 \text{ м}$ (см. решение примера 7).

1. Определим полезную мощность, затрачиваемую на перекачивание жидкости по формуле (30)

$$N_{\text{п}} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\text{тр}} = 5,4 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 37,5 = 19845 \text{ Вт} = 19,8 \text{ кВт}.$$

2. Определим мощность, которую должен развивать электродвигатель насоса на выходном валу при установившемся режиме работы по формуле (32)

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пер}}} = \frac{19845}{0,7 \cdot 0,85} = 33353 \text{ Вт} = 33,4 \text{ кВт}.$$

Так как тип насоса неизвестен, то примем $\eta_{\text{н}} = 0,7$ (допустимое значение для всех типов насосов) и $\eta_{\text{пер}} = 0,85$ (как для поршневых насосов). Если расчеты покажут, что необходимо выбрать другой тип насоса, то такой расчет даст несколько завышенное значение требуемой мощности электродвигателя (будет больший запас мощности).

Предположим, что имеется в наличии двигатель с частотой вращения вала 1450 об/мин.

3. Определим коэффициент быстроходности по формуле (37)

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}} = 3,65 \cdot \frac{1450 \cdot (5,4 \cdot 10^{-2})^{0,5}}{(37,5)^{0,75}} = 81,2.$$

Согласно табл. 8 выбираем центробежный насос.

4. По подаче и напору на сводном графике полей $Q - H$, представленном в работе [7], выбираем центробежный насос марки **5НДв** с двусторонним входом жидкости в рабочее колесо, имеющим диаметр рабочего колеса $D = 350$ мм, с частотой вращения вала $n = 1450$ об/мин.

На характеристику сети в том же масштабе нанесем основную рабочую характеристику насоса (см. рис. к примеру 7). Точка пересечения **Е** основной рабочей характеристики насоса с характеристикой сети **АВСЕД** является рабочей точкой и характеризует параметры насоса при работе на данную сеть. Из графика следует, что $Q = Q_{\Sigma} = 5,4 \cdot 10^{-2}$ л/с; $H_{тр} = 37,5$ м. Таким образом выбранный насос обеспечивает подачу воды по данной системе трубопроводов в заданном количестве.

Пример 9

Центробежный насос перекачивает воду из водоема в напорный бак (рис. 12) при частоте вращения рабочего колеса $n = 1600$ об/мин. Рабочие характеристики насоса показаны на графике.

Определить: 1) подачу $Q_{1н}$ и напор $H_{1н}$, которые осуществляет насос, а также потребляемую мощность электродвигателя $N_{дв}$;

2) необходимое число оборотов рабочего колеса насоса, чтобы по данному трубопроводу подавать воду расходом $Q_2 = 1,5 \cdot Q_{1н}$ и потребляемую при этом мощность электродвигателя.

Характеристика трубопровода: $h_f = 11$ м; $l_1 = 10$ м; $d_1 = 100$ мм; $\sum \zeta_1 = 2$; $\lambda_1 = 0,025$; $l_2 = 30$ м; $d_2 = 75$ мм; $\sum \zeta_2 = 12$; $\lambda_2 = 0,027$.

Переведем заданные параметры в систему СИ. Получим: $d_1 = 1 \cdot 10^{-1}$ м; $d_2 = 7,5 \cdot 10^{-2}$ м.

1. Построим характеристику сети $H = f(Q)$, произведя расчет по формуле (31):

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_f + h_{w\Sigma}. \quad (*)$$

Так как истечение жидкости в бак происходит под уровень жидкости, то скоростной напор на выходе из нагнетательной линии равен нулю

$$\frac{\alpha \cdot v_{\text{вых}}^2}{2 \cdot g} = 0, \text{ При этом в суммарные потери напора } h_{W\Sigma} \text{ будут входить}$$

потери напора при внезапном расширении (вход трубы в бак). По условию задачи $P_1 = P_2 = P_{\text{атм}}$, следовательно уравнение (*) будет иметь вид

$$H = h_r + h_{W\Sigma}. \quad (**)$$

Определим суммарные потери $h_{W\Sigma}$ в трубопроводе

$$h_{W\Sigma} = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\Sigma \zeta_1 + \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \right) + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\Sigma \zeta_2 + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{вых}} \right). \quad (***)$$

Примем значение коэффициента местного сопротивления на выходе из трубы $\zeta_{\text{вых}}=1$. Выразим скорости движения воды по трубопроводам через расход по выражению (8)

$$v_1 = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_1^2}; \quad v_2 = 1,274 \cdot \frac{Q}{d_2^2}$$

и подставим в уравнение (***). Получим уравнение в виде

$$h_{W\Sigma} = \frac{1,274^2 \cdot Q^2}{2 \cdot g \cdot d_1^4} \left(\Sigma \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) + \frac{1,274^2 \cdot Q^2}{2 \cdot g \cdot d_2^4} \left(\Sigma \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{вых}} \right),$$

которое после подстановки численных значений

$$h_{W\Sigma} = \frac{1,274^2 \cdot Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot (1 \cdot 10^{-1})^4} \cdot \left(2 + 0,025 \cdot \frac{10}{1 \cdot 10^{-1}} \right) + \\ + \frac{1,274^2 \cdot Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot (7,5 \cdot 10^{-1})^4} \cdot \left(12 + 0,027 \cdot \frac{30}{7,5 \cdot 10^{-1}} + 1 \right)$$

и проведения необходимых преобразований, запишется как

$$h_{W\Sigma} = 6,62 \cdot 10^4 \cdot Q^2.$$

Тогда уравнение (**) будет иметь вид

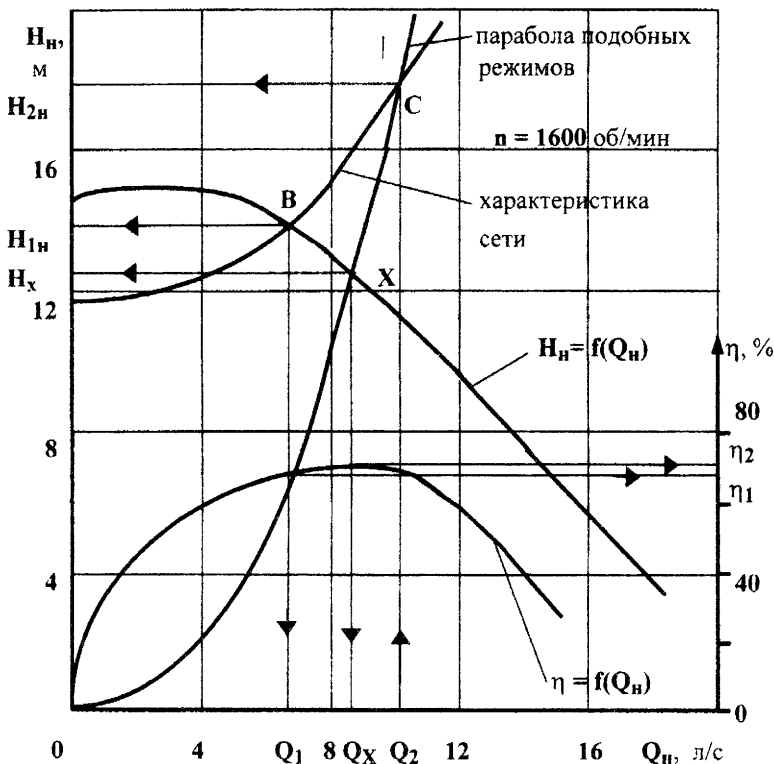
$$H = 11 + 6,62 \cdot 10^4 \cdot Q^2.$$

Задаваясь различными значениями Q , по этому уравнению рассчитываем H и заносим в таблицу

Q , л/с	0	2	4	8	10	12
Q , м ³ /с	0	$2 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$
H , м	11	11,26	12,06	15,24	17,62	20,53

По данным таблицы построим график $H = f(Q)$, который и будет являться характеристикой сети.

2. Точка **В** пересечения характеристики сети с основной рабочей характеристикой насоса $H = f(Q)$ будет являться рабочей точкой. Прямая, опущенная вниз из точки **В** на ось Q даст величину подачи насоса по данному трубопроводу. Из графика получим $Q_{1н} = 6,8 \text{ л/с} = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.



Горизонтальная прямая, проведенная из точки **В** до пересечения с осью H дает величину напора развиваемого насосом. Из графика получим $H_{1н} = 14 \text{ м}$.

Вертикальная прямая, проведенная из точки **В** вниз до пересечения с характеристикой насоса $\eta = f(Q)$ дает величину к.п.д. насоса. Из графика получим $\eta_1 = 72\%$.

3. Определим мощность, потребляемую электродвигателем при работе в этом режиме по формуле (33), с учетом формул (30), (32) и ре-

комендаций по к.п.д.

$$N_{1дв} = \frac{N_{п1}}{\eta_{1н} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = \frac{Q_1 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{н1}}{\eta_{1н} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв} \cdot 1000}.$$

Примем $\eta_{пер} = 0,95$; $\eta_{дв} = 0,8$.

После подстановки численных значений получим мощность, потребляемую электродвигателем

$$N_{1дв} = \frac{6,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 14}{0,72 \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 1000} = 1,7 \text{ кВт.}$$

4. Определим новое число оборотов n_1 рабочего колеса насоса для подачи по данному трубопроводу расхода $Q_2 = 1,5 \cdot Q_{1н} = 1,5 \cdot 6,8 \cdot 10^{-3} = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

На графике на характеристике сети наносим точку **С**, значения координат которой будут равны $Q_2 = 10,2 \text{ л/с}$ и $H_{2н} = 17,6 \text{ м}$.

По уравнению (42), задавая различными значениями Q , определяем напор насоса H и заносим в таблицу

Q , л/с	0	2	4	8	10	12
Q , $\text{м}^3/\text{с}$	0	$2 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$
H , м	0	0,68	2,71	10,83	16,92	24,36

В данном случае в уравнении (42) $H_{тр} = H_{2н} = 17,6 \text{ м}$; $Q_3 = Q_2 = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 10,2 \text{ л/с}$.

По данным таблицы строим параболу подобных режимов и находим по графику точку пересечения этой параболы с рабочей характеристикой насоса (точка **Х**).

Режимы работы насоса в точках **С** и **Х** будут подобны друг другу. Получим следующие координаты точки **Х**: $H_x = 12,7 \text{ м}$; $Q_x = 8,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 8,7 \text{ л/с}$.

Тогда новое число оборотов n_1 рабочего колеса насоса согласно первому из уравнений (41) будет равно

$$n_1 = n \cdot \frac{Q_2}{Q_x} = 1600 \cdot \frac{10,2 \cdot 10^{-3}}{8,7 \cdot 10^{-3}} = 1876 \text{ об/мин.}$$

5. Определим мощность, потребляемую электродвигателем при работе в новом режиме

$$N_{2дв} = \frac{Q_2 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{2н}}{\eta_{2н} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв} \cdot 1000}.$$

Значение $\eta_{2н} = 0,74$ определим по графику как точку пересечения вертикальной прямой, опущенной из точки **X** на характеристику насоса $\eta = f(Q)$. Примем $\eta_{дв} = 0,8$.

После подстановки численных значений получим мощность, потребляемую электродвигателем

$$N_{1дв} = \frac{10,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 17,6}{0,74 \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 1000} = 3,13 \text{ кВт}$$

Ответ: 1) $Q_{1н} = 6,8 \text{ л/с} = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $H_{1н} = 14 \text{ м}$;

$$N_{1дв} = 1,7 \text{ кВт.}$$

2) $Q_{2н} = 10,2 \text{ л/с} = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

$$H_{1н} = 17,6 \text{ м}; N_{1дв} = 3,13 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1876 \text{ об/мин.}$$

4. Задание на расчетно-графическую работу на тему: “Расчет сложного трубопровода и выбор марки центробежного насоса”

Центробежный насос, марку и характеристики которого необходимо определить, качает воду из резервуара в количестве $Q = 8 \cdot N$ л/с (где N - номер варианта) по четырем трубопроводам, длины и геометрические высоты которых равны: $l_1 = 8 \cdot N^2$, м; $l_2 = l_4 = 1,5 \cdot N^{2,5}$, м; $l_3 = (25 \cdot N)^{0,5}$, м; $z_1 = 1,5 \cdot (N-1)^{0,5}$, м; $z_2 = (N+1)^{1,2}$, м; $z_3 = 2 \cdot (N+1)^{0,25}$, м; $H_1 = 5$ м; $H_2 = 3$ м. Диаметры трубопроводов приведены в табл. 9. Давление в закрытом резервуаре $P_m = 0,2 \cdot N$, ати. Используя расходные характеристики для новых водопроводных труб, приведенные в табл. 3, необходимо:

- 1) построить суммарную характеристику сети;
- 2) определить расход жидкости в каждом трубопроводе;
- 3) определить потребный напор, который должен развивать насос;
- 4) определить потребляемую мощность насоса;
- 5) выбрать марку насоса;
- 6) определить мощность электродвигателя насоса.

Примечание: 1. Потери напора на местных сопротивлениях принять равными 10 % от потерь напора по длине в каждом трубопроводе.
2. Схема насосной установки приведена на рисунке к при-
меру 7

Таблица 9

Диаметры трубопроводов

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
d₁ , мм	50	75	100	125	150	200	250	200	150	125	100	75	50	75	100
d₂ , мм	75	50	75	100	125	150	200	150	125	100	75	50	75	200	150
d₃ , мм	125	75	50	75	100	125	150	200	250	300	350	400	100	125	150
d₄ , мм	50	100	125	50	75	100	125	75	50	75	125	100	150	100	125

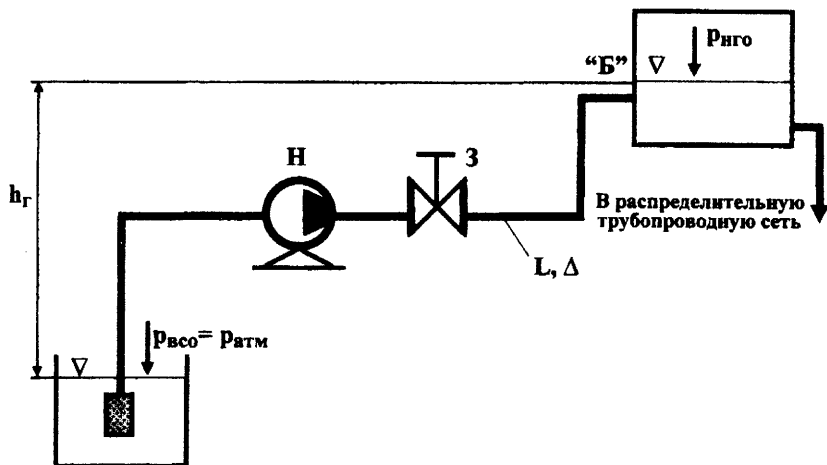
продолжение табл. 9

N	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
d₁, мм	12 5	15 0	20 0	15 0	12 5	10 0	75	50	75	10 0	12 5	15 0	20 0	25 0	20 0
d₂, мм	10 0	12 5	15 0	20 0	25 0	30 0	25 0	20 0	15 0	12 5	10 0	75	10 0	12 5	15 0
d₃, мм	20 0	25 0	30 0	35 0	40 0	45 0	50 0	15 0	20 0	25 0	30 0	35 0	40 0	45 0	50 0
d₄, мм	15 0	20 0	25 0	30 0	35 0	40 0	35 0	30 0	25 0	30 0	35 0	40 0	12 5	15 0	25 0

Требования к оформлению расчетно-графической работы

В законченном виде расчетно-графическая работа должна представлять собой аккуратно оформленную записку (тетрадь), содержащую схему насосной установки с системой трубопроводов, исходные данные для конкретного варианта, все расчеты с исчерпывающими пояснениями к ним и все графические построения, перечисленные в задании и настоящих указаниях. Все графические построения проводятся на листе миллиметровой бумаги (формат А4) в выбранном масштабе.

5. Задание на расчетно-графическую работу на тему: "Подбор насосов и выявление их эксплуатационных показателей при работе в различных режимах"



ТРЕБУЕТСЯ:

1. Подобрать экономичный диаметр напорного трубопровода длиной $L=150 \cdot \sqrt{N}$, м и центробежный насос для подачи по этому трубопроводу воды в напорный бак "Б" в количестве $Q_3=7 \cdot N$, л/с на геометрическую высоту подъема жидкости $h_r=(17 \cdot \sqrt[3]{N} - N)$, м, где N - номер варианта.
2. Наложив характеристику напорного трубопровода на рабочие характеристики насоса, определить положение лимитной рабочей точки А и соответствующие ей расход, напор, к.п.д. и потребляемую мощность насоса.
3. Установить к.п.д. и мощность на валу насоса при двух способах обеспечения заданной подачи:
 - а) путем регулирования подачи насоса задвижкой 3 (дресселированием);
 - б) путем изменения частоты вращения n его рабочего колеса.
4. Сопоставить эксплуатационные показатели Q , H , η , N и n при работе в лимитной точке А при обеспечении заданной подачи Q_3 с помощью задвижки 3 и путем изменения частоты вращения рабочего колеса и дать

обоснованную рекомендацию в пользу работы насоса в одной из этих трех точек.

5. Подобрать еще две пары насосов, с помощью которых может быть обеспечена подача в бак "Б" по тому же напорному трубопроводу того же количества воды, но так, чтобы одна пара насосов работала параллельно, а другая - последовательно.

Давление на уровне нагнетания считать равным $p_{нго} = (0,3 \cdot \sqrt{N})$, ати.

Шероховатость внутренних стенок труб $\Delta = \frac{\sqrt{N}}{8}$, мм.

Требования к оформлению расчетно-графической работы

В законченном виде расчетно-графическая работа должна представлять собой аккуратно оформленную записку (тетрадь), содержащую схему насосной установки с системой трубопроводов, исходные данные для конкретного варианта, все расчеты с исчерпывающими пояснениями к ним и все графические построения, перечисленные в задании и настоящих указаниях. Все графические построения проводятся на листе миллиметровой бумаги (формат А4) в выбранном масштабе.

Рекомендуемый порядок выполнения задания

Экономичный диаметр напорного трубопровода может быть определен по формуле (38)

$$d_{\text{ЭК}} = x \cdot Q_3^{0,42}, \text{ м}$$

где Q_3 - заданный расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$;

x - коэффициент, задаваемый в пределах (0,8÷1,2).

В качестве расчетного диаметра напорного трубопровода принимается ближайший к $d_{\text{ЭК}}$ стандартный диаметр трубы, при котором скорость в трубопроводе, подсчитанная по формуле

$$v = \frac{Q_3}{S_T} = \frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с}$$

будет находиться в пределах допускаемых скоростей $[v] = 1,5 \div 3,0 \text{ м/с}$.

Стандартные диаметры труб выбираются из табл. 5.

Потери напора по длине напорного трубопровода составят

$$h_L = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где λ - коэффициент гидравлического сопротивления трения, значения которого устанавливаются с учетом режима движения жидкости и шероховатости внутренних стенок труб (см. формулы (3) - (6)).

Суммарные потери напора в местных сопротивлениях и по длине во всасывающей линии, а также в местных сопротивлениях в нагнетательной линии редко превышают 10 % от h_L . Поэтому общие потери напора в трубопроводе h_W можно принять равными

$$h_W = 1,1 \cdot h_L.$$

Следовательно, насос должен развивать напор

$$H_{\text{ТР}} = h_T + \frac{\rho_{\text{н}} \cdot g \cdot 0}{\rho \cdot g} + h_W, \text{ м}, \quad (40)$$

где $H_{\text{ТР}}$ - требуемый напор насоса, м.

По сводным графикам подач и напоров насосов, имеющих в приложении, каталогах насосов и в учебном пособии [7], устанавливается тип (марка) насоса, обладающего при требуемом напоре $H_{\text{ТР}}$ заданной производительностью (подачей) Q_3 .

Для выявления эксплуатационных показателей выбранного насоса при его работе на данный напорный трубопровод необходимо рассмотреть

совместно характеристики насоса и напорного трубопровода.

Характеристика напорного трубопровода строится по уравнению (40). Входящие в него потери напора h_W вычисляются при разных значениях расхода Q , которыми задаются произвольно в пределах от 0 до $Q = 1,5 \cdot Q_3$. Удобно задаваться следующими значениями Q : $Q = 0$; $Q = 0,5 \cdot Q_3$; $Q = Q_3$; $Q = 1,5 \cdot Q_3$. Результаты вычислений сводятся в табл. 10 (п.п. 1 - 6).

Таблица 10

№ п.п.	I	0	0,5	1	1,5
1	$Q = I \cdot Q_3$, $\text{м}^3/\text{с}$				
2	$v = \frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot d^2}$, м/с				
3	$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$				
4	λ (рассчитанная в соответствии с режимом движения жидкости)				
5	$h_W = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$, м				
6	$H_{тр} = h_r + \frac{p_{нго}}{\rho \cdot g} + h_W$, м				
7	$h_{W3} = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \xi_{3 адв} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$, м				
8	$H_{тр3} = h_r + \frac{p_{нго}}{\rho \cdot g} + h_{W3}$, м				

Далее, по данным, заимствуемым из приложения, каталога насосов или из пособия [7], строятся рабочие характеристики выбранного насоса при нормальной частоте вращения n его рабочего колеса (эта частота вращения указывается на характеристиках насосов). На характеристики насоса в

том же масштабе накладывается характеристика трубопровода ($H_{тр}=f(Q)$, построенная по данным табл. 10). Примерный вид диаграммы, получающейся в результате такого построения, показан на рис. 13.

При работе выбранного насоса с нормальной частотой вращения n его рабочего колеса на данный напорный трубопровод с полностью открытой задвижкой **З** насос работает в лимитной точке **А** и его эксплуатационные характеристики соответствуют: Q_A, H_A, N_A, η_A .

Подавать по данному напорному трубопроводу в напорный бак "Б" расход, больший чем Q_A , при нормальных оборотах насос не может.

При необходимости подавать в бак "Б" расход Q_3 , меньший чем Q_A , насос должен работать в точке **В**, соответствующей расходу Q_3 . Однако, точка **В** может служить рабочей точкой насоса только при условии пересечения в этой точке напорной характеристики насоса с характеристикой трубопровода.

Этого можно добиться повышением потерь напора в напорном трубопроводе посредством прикрытия задвижки **З** в его начале, в результате чего характеристика трубопровода становится более крутой и при достаточном прикрытии задвижки пройдет через точку **В**. При этом поглощаемый задвижкой напор будет равен

$$h_{зав} = H_B - H_C.$$

В общем случае потери напора на местном сопротивлении определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{м.с.} = \xi_{м.с.} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где $\xi_{м.с.}$ - коэффициент местного сопротивления.

Поэтому потери напора на задвижке при заданном расходе жидкости Q_3 можно рассчитать по формуле

$$h_{з ад в} = \xi_{з ад в} \cdot \frac{v_3^2}{2 \cdot g},$$

где v_3 - скорость жидкости в трубопроводе при заданном расходе жидкости Q_3 , м/с;

$\xi_{зав}$ - коэффициент сопротивления задвижки, 1.

Следовательно, коэффициент сопротивления задвижки $\xi_{зав}$ можно определить как

$$\xi_{з ад в} = \frac{2 \cdot g \cdot h_{з ад в}}{v_3^2} = \frac{2 \cdot g \cdot h_{з ад в} \cdot \pi^2 \cdot d^4}{16 \cdot Q_3^2} = 12,1 \cdot \frac{h_{з ад в} \cdot d^4}{Q_3^2},$$

где $h_{\text{зав.з}} = H_B - H_C$ - величина потерь напора на задвижке при заданном расходе жидкости Q_3 , снятая с диаграммы на рис. 13 как разность напоров в точках В и С графическим способом, м.

Общие потери напора в случае с задвижкой h_{W_3} можно принять равными

$$h_{W_3} = 1,1 \cdot h_L + h_{\text{зав.з}}$$

Следовательно, насос в этом случае должен развивать напор

$$H_{\text{трз}} = h_r + \frac{\rho_{\text{н.г.о}}}{\rho \cdot g} + h_{W_3}.$$

По этой формуле строится характеристика трубопровода с задвижкой. Входящие в нее потери напора h_{W_3} вычисляются при выбранных ранее значениях расхода Q . Результаты вычислений сводятся в табл. 10 (п.п. 7, 8).

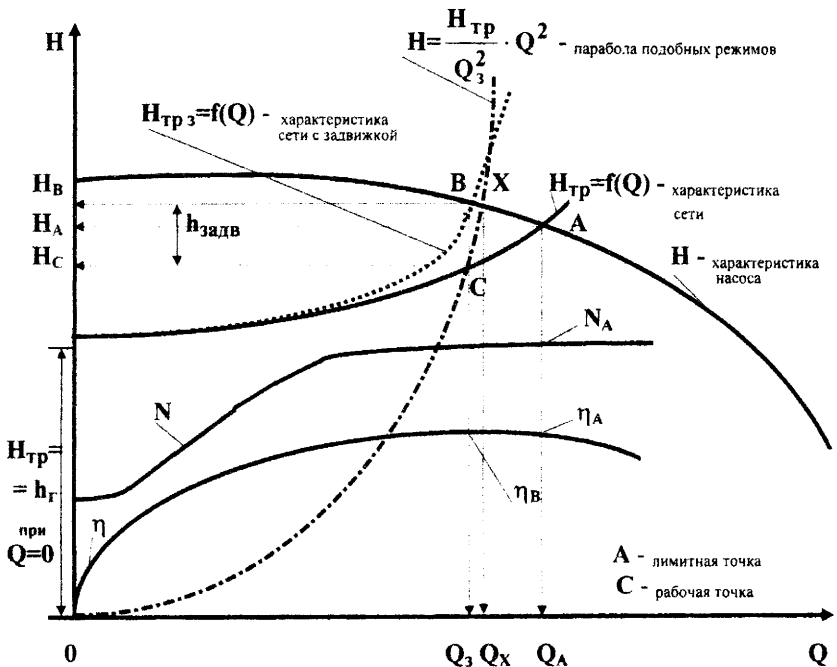


Рис. 13 Построение характеристик насоса и трубопровода

Во избежание непроизводительного гашения энергии задвижкой можно, введя например, редуктор между насосом и его двигателем, изменить частоту вращения рабочего колеса насоса так, чтобы напорная характеристика насоса пересекалась с характеристикой трубопровода в точке С, соответствующей заданному расходу Q_3 и требуемому трубопроводом при этом расходе напору $H_{тр}$. При этом точка С превращается в рабочую точку насоса.

Для определения новой частоты вращения n_1 рабочего колеса насоса необходимо воспользоваться условиями подобия режимов работы лопастных гидравлических машин. Согласно этим условиям режимы работы насоса при разных оборотах его рабочего колеса подобны, когда подачи, напоры и частоты вращения рабочего колеса связаны между собой соотношениями:

$$\frac{Q_3}{Q} = \frac{n_1}{n} \quad \text{и} \quad \frac{H_{тр}}{H} = \frac{n_1^2}{n^2}, \quad (41)$$

откуда

$$\frac{Q_3^2}{Q^2} = \frac{H_{тр}}{H}$$

или

$$H = \frac{H_{тр}}{Q_3^2} \cdot Q^2. \quad (42)$$

Для определения Q и H , соответствующих нормальной частоте вращения n рабочего колеса насоса и удовлетворяющих уравнениям (41), по уравнению (42) строится так называемая парабола подобных режимов (табл. 11). На рис. 13 эта парабола показана штрихпунктирной линией.

Таблица 11

№ п.п.	I	0	0,5	1,0	1,5
1	$Q=I \cdot Q_3, \quad \text{м}^3/\text{с}$				
2	$H = \frac{H_{тр}}{Q_3^2} \cdot Q^2, \quad \text{м}$				

Парабола подобных режимов пересекается с напорной характери-

стики насоса при нормальной частоте вращения n его рабочего колеса в некоторой точке X . Режимы работы насоса в точках X и C будут подобны друг другу, так как точки X и C лежат на одной параболе подобных режимов. Поэтому координаты точки X дают те значения подачи Q и напора H , подставив которые в соотношения (41), можно установить требуемое значение частоты вращения n_1 рабочего колеса насоса. Согласно первому из уравнений (41)

$$n_1 = n \cdot \frac{Q_3}{Q} = n \cdot \frac{Q_3}{Q_X}.$$

Согласно второму из уравнений (41)

$$n_1 = n \cdot \sqrt{\frac{H_{тр}}{H}} = n \cdot \sqrt{\frac{H_{тр}}{H_X}}.$$

Здесь Q_X и H_X - подача и напор, соответствующие точке X . Оба последние равенства должны давать практически одно и тоже значение n_1 .

При небольших изменениях оборотов рабочего колеса насоса к.п.д. насоса не меняется. Поэтому при работе насоса в точке C с новым числом оборотов n_1 к.п.д. насоса будет равен к.п.д. насоса при работе в точке X с нормальной частотой вращения n (но не равен к.п.д. насоса при его работе в точке B). Следовательно, при работе в точке C насос будет потреблять мощность

$$N_C = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_3 \cdot H_{тр}}{1000 \cdot \eta_X}, \text{ кВт},$$

где η_X - к.п.д. насоса, соответствующий точке X .

Далее составляется сводная таблица эксплуатационных показателей насоса при его работе в точках A , B и C (табл. 12) и на основании анализа данных таблицы дается обоснованное заключение в пользу работы насоса в одной из трех точек. Главное внимание при этом должно быть обращено на мощность, потребляемую насосом при работе в разных режимах, и на целесообразность упрощения и удешевления оснащения и эксплуатации насосной установки, в частности, путем облегчения и сведения к минимуму ее конструктивных элементов.

Таблица 12

№ п.п.	Параметры	точка А	точка В	точка С
1	Q , м ³ /с			
2	H , м			
3	η , %			
4	N , кВт			

Подбор насосов для совместной (параллельной или последовательной) их работы по нагнетанию жидкости (воды) при заданных условиях эксплуатации (в том же количестве по тому же трубопроводу в тот же напорный резервуар "Б") и выявление эксплуатационных показателей совместно работающих насосов производится с использованием указаний, которые даются по этому вопросу на лекциях и в учебном пособии [5] или [8].

Литература

1. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. - М.: Лесная пром-сть, 1981. - 424 с.
2. Бутаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. и др. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. - М. : Машиностроение, 1981. - 464 с.
3. Некрасов Б.Б., Фатеев И.В., Беленков Ю.А. и др. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу. - М. : Высшая школа, 1989. - 192 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М. : Машиностроение, 1975. - 192 с.
5. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Минск: Вышэйшая школа, 1985. - 382 с.
6. Богомолов А.И., Михайлов К.А. Гидравлика. - М. : Стройиздат, 1972. - 648 с.
7. Лебедь Д.В. Характеристики центробежных насосов. Методические указания к лабораторно-практическим работам по курсу "Гидравлика и гидравлические машины". - М.: МЛТИ, 1979.- 48 с.
8. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б., и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы.- М.: Машиностроение, 1982.- 423 с.
9. Насосы. Каталог - справочник. ГНТИ, 1960.
10. Консольные насосы типа К и КМ. Каталог - справочник. Машгиз, 1963.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица I

Зависимость атмосферного давления от высоты над уровнем моря

Высота над уровнем моря, м	-600	0	100	200	300	400	500	600	800	1000	1500
Атмосферное давление, $P_{ат}$, м.вод.ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7	9,6	9,4	9,2	8,6

Примечание: 1 м вод. ст. = $9,81 \cdot 10^3$ Па

Таблица II

Давление насыщенного водяного пара $P_{нп}$ в зависимости от температуры

t, °C	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$P_{нп}$, 10^{-2} ат (абсолютное)	0,62	0,89	1,25	1,74	2,38	3,23	4,33	5,73	7,52
t, °C	45	50	55	60	65	70	75	80	
$P_{нп}$, 10^{-2} ат (абсолютное)	9,77	12,58	16,05	20,31	25,50	31,77	39,30	48,30	

Примечание: 1 ат = $9,81 \cdot 10^4$ Па

Таблица III

Значения кинематического коэффициента вязкости воды ν в зависимости от температуры

t, °C	ν , Ст ($\text{см}^2/\text{с}$)	t, °C	ν , Ст ($\text{см}^2/\text{с}$)	t, °C	ν , Ст ($\text{см}^2/\text{с}$)
2	0,016740	12	0,012396	22	0,009892
4	0,015676	14	0,011756	24	0,009186
6	0,014726	16	0,011177	26	0,008774
8	0,013873	18	0,010617	28	0,008394
10	0,013101	20	0,010105	30	0,008032

Примечание: 1 Ст = 10^{-4} м²/с

Таблица IV

Рекомендуемые предельные расходы и скорости в водопроводных трубах

Показатели	Диаметр d, мм											
	50	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
Рекомендуемая предельная скорость v, м/с	0,75	0,75	0,76	0,82	0,85	0,95	1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
Рекомендуемый предельный расход Q, л/с	1,5	3,3	6	10	15	30	50	74	106	145	190	245

Таблица V

Неоцинкованные и оцинкованные стальные сварные трубы, применяемые для водопроводов и газопроводов, а также для систем отопления и деталей конструкций (ГОСТ 3262-75)

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки труб, мм		
		легких	обыкновенных	усиленных
1	2	3	4	5
6	10,2	1,8	2,0	2,5
8	13,5	2,0	2,2	2,8
10	17,0	2,0	2,2	2,8
15	21,3	2,35	-	-
15	21,3	2,5	2,8	3,2
20	26,8	2,35	-	-
20	26,8	2,5	2,8	3,2
25	33,5	2,8	3,2	4,0
32	42,3	2,8	3,2	4,0
40	48,0	3,0	3,5	4,0
50	60,0	3,0	3,5	4,5
65	75,5	3,2	4,0	4,5
80	88,5	3,5	4,0	4,5
90	101,3	3,5	4,0	4,5

окончание табл. V

1	2	3	4	5
100	114,0	4,0	4,5	5,0
125	140,0	4,0	4,5	5,5
150	165,0	4,0	4,5	5,5

Примечание: Условный проход (условный диаметр) - это номинальный внутренний диаметр, определяющий расчетные гидравлические характеристики. По условному проходу производится подбор трубопровода. Условный проход с округлением соответствует фактическому внутреннему диаметру.

Сварные трубы должны выдерживать испытание гидравлическим давлением:

2,4 МПа (25 кгс/см²) - трубы обыкновенные и легкие;

3,1 МПа (32 кгс/см²) - трубы усиленные.

Таблица VI

Технические характеристики центробежных насосов, предназначенных для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей

Марка	Q, м ³ /с	H, м	n, 1/с	η_n , 1	Электродвигатель		
					тип	N _н , кВт	$\eta_{дв}$, 1
1	2	3	4	5	6	7	8
X2/25	4,2·10 ⁻⁴	25	50	-	АОЛ-12-2	1,1	-
X8/18	2,4·10 ⁻³	11,3-18	48,3	0,4	АОЛ-31-2	3	-
X8/30	2,4·10 ⁻³	17,7-30	48,3	0,5	АО2-32-2	4	0,82
X20/18	5,5·10 ⁻³	10,5-18	48,3	0,6	АО2-31-2	3	-
X20/31	5,5·10 ⁻³	18-31	48,3	0,55	BAO-41-2	5,5	0,84
X20/53	5,5·10 ⁻³	34,4-53	48,3	0,5	BAO-52-2	13	0,87
X45/21	1,25·10 ⁻²	13,5-21	48,3	0,6	BAO-51-2	10	0,87
X45/31	1,25·10 ⁻²	19,8-31	48,3	0,6	BAO-52-2	13	0,87
X45/54	1,25·10 ⁻²	32,6-54	48,3	0,6	АО2-72-2	30	0,89
X90/19	2,5·10 ⁻²	13-19	48,3	0,7	АО2-62-2	17	0,88
X90/33	2,5·10 ⁻²	25-33	48,3	0,7	АО2-72-2	30	0,90
X90/49	2,5·10 ⁻²	31,4-49	48,3	0,7	АО2-81-2	40	-
X90/85	2,5·10 ⁻²	56-85	48,3	0,65	АО2-91-2	75	0,89
X160/29/2	4,5·10 ⁻²	20-29	48,3	0,65	АО2-81-2	40	-
X160/29	4,5·10 ⁻²	29	24,15	0,6	АО2-81-4	40	-
X160/49/2	4,5·10 ⁻²	33-49	48,3	0,75	АО2-91-2	75	0,89
X280/29	8,0·10 ⁻²	21-29	24,15	0,78	АО2-91-4	75	0,92
X280/42	8,0·10 ⁻²	29,6-42	24,15	0,7	АО2-92-4	100	0,93

окончание табл. VI

1	2	3	4	5	6	7	8
X280/72	$8,0 \cdot 10^{-2}$	51-72	24,15	0,7	АО-103-4	200	0,93
X500/25	$1,5 \cdot 10^{-1}$	19-25	16	0,8	АО2-92-6	75	-
X500/37	$1,5 \cdot 10^{-1}$	25-37	16	0,7	АО-103-6	160	0,93

Примечание: Параметры и тип электродвигателя приведены для наибольшего значения напора **H**, развиваемого насосом.

Таблица VII

Технические характеристики центробежных многоступенчатых насосов

Марка	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	H , м	n , 1/с	η_n , 1	N_n , кВт
ПЭ 65-40	$1,8 \cdot 10^{-2}$	440	50	0,65	108
ПЭ 65-53	$1,8 \cdot 10^{-2}$	580	50	0,65	143
ПЭ 100-53	$2,8 \cdot 10^{-2}$	580	50	0,68	210
ПЭ 150-53	$4,2 \cdot 10^{-2}$	580	50	0,70	305
ПЭ 150-63	$4,2 \cdot 10^{-2}$	700	50	0,70	370
ПЭ 250-40	$6,9 \cdot 10^{-2}$	450	50	0,75	370
ПЭ 250-45	$6,9 \cdot 10^{-2}$	500	50	0,75	410

Примечание: Допустимо превышение напора на 18 % от значений, указанных в таблице.

Таблица VIII

Технические характеристики осевых насосов

Марка	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	H , м	n , 1/с	η_n , 1
1	2	3	4	5
ОГ6-15	0,075	4,6	48,3	0,78
ОГ8-15	0,072	11,0	48,3	0,80
ОГ6-25	0,175	3,4	24,15	0,83
ОГ8-25	0,160	8,0	24,15	0,86
ОГ6-30	0,300	4,4	24,15	0,83
ОГ8-30	0,290	11,0	24,15	0,86
ОГ6-42	0,550	4,2	16	0,84
ОГ8-42	0,525	9,9	16	0,86
ОГ6-55	0,900	4,1	12,15	0,84
ОГ8-55	0,900	10,0	12,15	0,86
ОГ6-70	1,530	4,3	9,75	0,84
ОГ8-70	1,480	10,4	9,75	0,86

окончание табл. VIII

1	2	3	4	5
ОВ5-47	0,70	4,5	12,15	0,85
	0,90	8,0	12,15	0,85
ОВ8-47	0,70	11,0	16	0,86
ОВ5-55	1,45	11,0	16	0,85
ОВ6-55	0,94	4,5	12,15	0,84
	1,25	7,5	16	0,84
ОВ8-55	1,18	17,0	16	0,86
ОВ5-70	2,25	11,0	12,15	0,84
ОВ6-70	1,55	4,7	9,75	0,83
	1,90	7,3	12,15	0,83
ОВ8-70	1,85	16,0	12,15	0,86

Примечание: ОГ - насосы с горизонтальным расположением вала;
ОВ - насосы с вертикальным расположением вала.

Таблица IX

Техническая характеристика некоторых типов центробежных насосов
(при максимальном диаметре рабочего колеса)

Марка насоса (агрегата)	Подача		Н, м	n, об/мин	N _н , кВт	η_n , %	$\Delta h_{доп}$, м
	м ³ /ч	л/с					
1	2	3	4	5	6	7	8
Группа I							
K8/18 (1,5K-8/18; 1,5K-6)	8	2,2	19	2900	0,8	51	4
K20/18 (2K-20/18; 2K-9)	20	5,5	18	2900	1,45	67	4
K20/30 (2K-20/30; 2K-6)	20	5,5	30	2900	2,65	63	4
K45/30 (3K-45/30; 3K-9)	45	12,5	30	2900	5,4	70	4,5
K45/55 (3K-6)	45	12,5	55	2900	10,5	64	4,5
K90/20 (4K-90/20; 4K-18)	90	25	20	2900	6,5	78	5,5
K90/35 (4K-12)	90	25	35	2900	11	77	5,5
K90/55 (4K-8)	90	25	55	2900	18,5	73	5,5
K90/85 (4K-6)	90	25	85	2900	33	65	5,5

продолжение табл. IX

1	2	3	4	5	6	7	8
K160/20 (6K-12)	160	44,5	20	1450	10,9	81	4,5
K160/30 (6K-8)	160	44,5	30	1450	18	78	4,5
K290/18 (8K-18)	290	80,5	18	1450	16,5	84	4,5
K290/30 (8K-12)	290	80,5	30	1450	28	82	4,5
Д200-95	200	55	95	2950	80	70	8,5
Д320-70	320	89	70	2950	85	78	8,5
Д200-36	200	55	36	1450	35	72	3
Д320-50	320	89	50	1450	60	76	4,5
Д500-65	500	140	65	1450	130	76	4
Д630-90	630	175	90	1450	230	80	6,5
Д800-57	800	220	57	1450	170	83	5
Д1000-40	1000	280	40	980	150	87	4
Д1250-65	1250	350	65	980	260	86	7
Д2000-21 (16НД _н)	2000	555	21	980	150	86	5
Д2000-100 (20Д-6)	2000	555	100	980	760	75	6,5
Д2500-62 (18НД _с)	2500	594	62	980	500	87	7,5
Д3200-33 (20НД _н)	3200	889	33	980	400	88	7
Д3200-75 (20НД _с)	3200	889	75	980	800	87	7,5
Д4000-95 (22НД _с)	4000	1111	95	980	1350	88	8
Д5000-32 (24НД _с)	5000	1389	32	730	500	83	8
ЦНС38-44...220	38	10,6	44...220	2950	7,5...35	65...68	6
ЦНС60-66...330	60	16,6	66...330	2950	17...87	70	6

окончание табл. IX

1	2	3	4	5	6	7	8
Группа II							
6НД _в -Х; 6НД _в -Б	360	100	46	1450	60,5	75	6; 4,6
8НД _в -Х; 8НД _в -Н _м	720	200	89	1450	216	81	6; 8,5
12НД _с -Н _м	1260	350	64	1450	250	88	5
14НД _с -Н	1260	350	37	960	147	87	5

Примечания: 1. Центробежные насосы, выпускаемые отечественной промышленностью:

Группа I - насосы для подачи воды (кроме морской) и других жидкостей, имеющих сходные с водой свойства по вязкости и химической активности, температурой до 85 °С:

1) горизонтальные одноступенчатые насосы с рабочими колесами одностороннего входа жидкости типов К (консольные) и КМ (консольно-моноблочные);

2) одноступенчатые насосы с двухсторонним входом жидкости с осевым разъемом корпуса типа Д;

3) многоступенчатые секционные насосы типа ЦНС.

Группа II - насосы для подачи нефтепродуктов (бензина, керосина, дизельного топлива, сырой нефти):

одноступенчатые насосы с рабочими колесами двухстороннего входа жидкости типа НД.

2. Консольно-моноблочные насосы типа КМ имеют такую же характеристику, как и консольные насосы типа К, приведенные в группе I.

3. Приведенные в группе I насосы ЦНС - секционные с количеством ступеней от 2 до 10; нижние пределы напоров и мощностей соответствуют двухступенчатым насосам, верхние пределы - десятиступенчатым насосам.

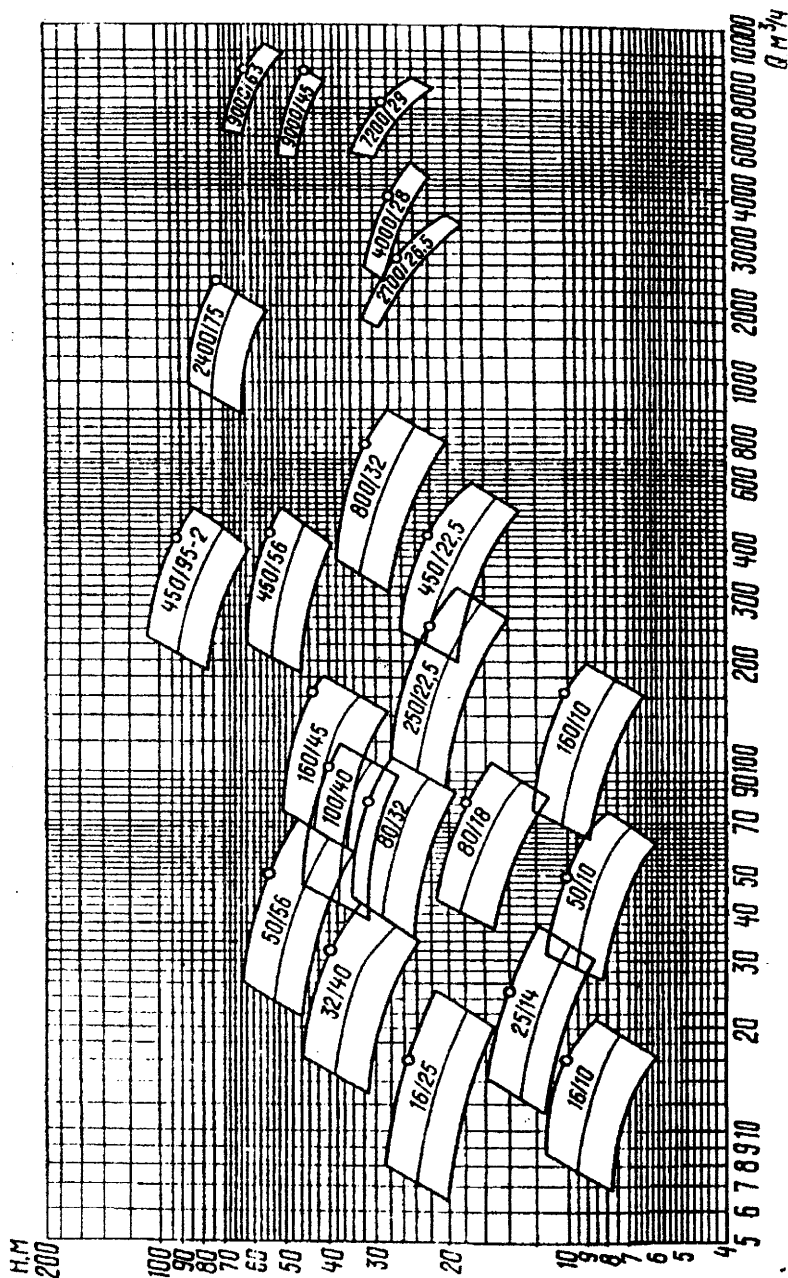
4. В скобках в первой колонке приведена маркировка насосов по старым ГОСТам.

5. $\Delta h_{\text{доп}}$ - допустимый кавитационный запас.

Таблица X

Характеристики некоторых типов электродвигателей

Тип электродвигателя	n, об/мин	n, с ⁻¹	N _н , кВт	η _{дв} , л
АО2-31-4	1500	25	2,2	-
АО2-32-4	1500	25	3,0	-
АО2-61-4	1450	24,17	13	0,88
АО2-62-4	1450	24,17	17	0,89
АО2-62-6	980	16,15	13	0,88
АО2-71-4	1450	24,17	22	-
АО2-71-6	980	16,33	17	0,90
АО2-72-6	980	16,33	22	0,90
АО2-81-6	980	16,33	30	-
АО2-82-6	980	16,33	40	-
АО2-91-6	980	16,33	55	0,92
АО2-92-2	2950	49,17	100	0,91
А2-92-2	2950	49,17	125	0,94
АО2-102-6М	980	16,33	125	0,92
А3-315М-2	2950	49,17	200	-
ВАО-21-4	1500	25	1,1	0,76
ВАО-32-4	-	-	3,0	0,82
ВАО-82-2	-	-	55	-
ВАО-315S-2	3000	50	132	-
ВАО-315М-2	3000	50	160	-
4А250-S443	1500	25	75	-
МА-36-51/6	980	16,33	100	0,91
АО(ДА30)12-35-8	730	12,17	200	-
АО(ДА30)12-55-8	730	12,17	250	-
АО(ДА30)13-55-10	600	10	320	-



Поле Q-H центробежных насосов типа СД

Таблица XI

Технические рабочие характеристики центробежных насосов типа СД
(при максимальном диаметре рабочего колеса)

Марка насоса	Q, м ³ /с	H, м	N _н , кВт	η _н , %	Δh _{доп} , м	n, с ⁻¹
1	2	3	4	5	6	7
СД 16/25	0	25,0	1,5	0		48,4
	0,0025	26,5	1,9	40	3,0	
	0,0045	25,0	2,2	50	4,0	
	0,007	20,5	2,8	48	5,4	
СД 16/10	0	11,7	0,4	0		24,2
	0,0024	11,7	0,6	44	1,6	
	0,0044	10,0	0,8	55	2,0	
	0,0058	8,5	0,9	54	2,5	
СД 25/14	0	15,0	1,0	0		24,2
	0,004	15,5	1,4	45	2,7	
	0,007	14,0	1,6	58	3,0	
	0,01	12,0	2,0	59	4	
СД 32/40	0	48,0	3,0	0		48,4
	0,0044	47,0	4,8	45	5,8	
	0,0089	40,0	6,5	55	6,0	
	0,0116	34,0	7,7	54	7,0	
СД 50/10	0	12,2	1,2	0		24,2
	0,0081	11,2	1,8	52	2,6	
	0,0138	10,0	2,2	60	3,0	
	0,021	8,0	2,7	59	4,0	
СД 50/56	0	60,0	7,1	0		48,4
	0,0077	61,0	10,1	45	7,5	
	0,0137	56,0	13,0	58	8,0	
	0,02	48,0	15,5	60	9,0	
СД 80/18	0	23,5	1,7	0		24,2
	0,0125	21,0	4,2	55	3,5	
	0,0225	18,1	6,6	62	4,0	
	0,0285	15,5	8,0	60	5,0	
СД 80/32	0	37,0	5,0	0		24,2
	0,012	35,0	8,0	50	4,8	
	0,022	32,5	11,0	62	5,0	
	0,029	27,5	11,5	61	6,0	

продолжение табл. XI

1	2	3	4	5	6	7
СД 100/40	0	47,0	5,0	0		48,4
	0,013	46,0	9,0	55	8,9	
	0,0275	40,0	18,0	61	9,0	
	0,033	36,0	21,0	59	10,0	
СД 160/10	0	15,0	3,0	0		16,0
	0,02	13,0	5,0	40	2,0	
	0,045	10,0	7,0	65	3,0	
	0,055	9,0	8,0	62	4,0	
СД 160/45	0	56,0	19,0	0		24,2
	0,022	52,0	24,0	50	5,1	
	0,043	45,0	30,0	65	6,5	
	0,048	43,0	31,0	60	7,5	
СД 250/22,5	0	33,0	10,0	0		24,2
	0,03	30,0	16,0	43	4,5	
	0,07	23,0	25,0	65	5,0	
	0,09	18,0	29,0	60	6,9	
СД 450/22,5	0	30,0	15,0	0		16,0
	0,07	27,0	30,0	48	3,2	
	0,125	23,0	40,0	65	4,2	
	0,175	17,0	55,0	61	6,0	
СД 450/56	0	65,0	50,0	0		24,2
	0,065	62,0	75,0	53	6,5	
	0,125	55,0	110,0	65	8,0	
	0,16	53,0	125,0	61	9,0	
СД 450/95-2	0	125,0	70,0	0		24,2
	0,07	110,0	140,0	54	9,8	
	0,125	95,0	200,0	60	10,0	
	0,15	86,0	220,0	59	10,1	
СД 800/32	0	40,0	30,0	0		16,0
	0,1	37,0	62,0	50	5,5	
	0,21	32,0	110,0	67	6,0	
	0,27	27,0	128,0	64	6,4	
СД 2400/75	0	88,0	490,0	0		12,5
	0,34	87,0	520,0	58	4,2	
	0,66	75,0	760,0	68	10,0	
	0,7	65,0	820,0	67	12,0	