

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДАХ

6.1. Классификация трубопроводов. Основные задачи расчета трубопроводов

При установившемся движении несжимаемой жидкости в трубопроводах имеют место потери напора по длине (т.е. при равномерном или плавноизменяющемся движении) — h_l и местные потери напора (т.е. при резкоизменяющемся движении) — h_m или h_j . Сравнивая их по величинам, можно выделить два крайних случая.

1. Сумма местных потерь напора пренебрежимо мала по сравнению с суммарными потерями по длине:

$$\sum h_l \gg \sum h_m. \quad (6.1)$$

Это обычно имеет место, если длина трубы $\ell > 1000 D$, где D — диаметр трубы, поэтому такие трубы называют *длинными*.

2. Потери по длине пренебрежимо малы по сравнению с местными потерями:

$$\sum h_l \ll \sum h_m. \quad (6.2)$$

Такие трубопроводы называют *весьма короткими*. Наиболее типичными представителями весьма коротких трубопроводов являются так называемые насадки — трубы небольшой длины (цилиндрические или конические), присоединенные к отверстию в стенке резервуара. В цилиндрических насадках можно пренебречь потерями напора по длине по сравнению с местными потерями, если их длина $\ell < 8 D$.

В общем случае, когда необходимо учитывать и местные потери напора и потери по длине, трубопроводы называют *короткими*.

Выделим особый случай *сифонных* трубопроводов, которые на некоторых участках расположены выше уровня воды в питающем их резервуаре (рис. 6.1). Такие трубопроводы иногда называют просто *сифонами*. Их расчет принципиально не отличается от расчета обычного трубопровода. Здесь только необходимо иметь в виду, что в сифоне всегда имеет место вакуум (давление в некоторых областях потока ниже

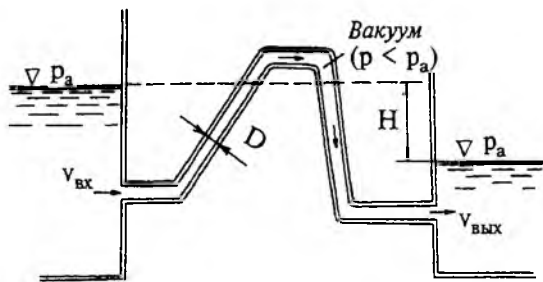


Рис. 6.1. Сифонный трубопровод

сифонами. Их расчет принципиально не отличается от расчета обычного трубопровода. Здесь только необходимо иметь в виду, что в сифоне всегда имеет место вакуум (давление в некоторых областях потока ниже

атмосферного), и следует проверять, не будет ли вакуум $h_{\text{вак}}$ больше вакуума допускаемого $(h_{\text{вак}})_{\text{доп}} = 6-7$ м вод.ст., при котором возможны разрывы сплошности потока и образование паровоздушных полостей (см. разд. 1.7). Эти явления, с одной стороны, нежелательны при эксплуатации трубопровода, а с другой стороны, они существенно усложняют расчет.

При гидравлическом расчете трубопроводов различают две основные задачи.

1. *Прямая задача.* Заданы геометрические форма и размеры трубопровода (длины и диаметры на всех участках, форма внутренней поверхности — шероховатость), все устройства для регулирования и измерения характеристик потока (здвижки, диафрагмы и т.п.), форма сопряжения трубопровода с питающим и питаемым резервуарами, т.е. гидравлические сопротивления, которые обуславливают местные потери напора.

При этом можно рассматривать два варианта: а) задан расход в трубопроводе, требуется найти суммарные потери напора в нем; б) заданы суммарные потери напора в трубе (например, разность уровней в питающем и питаемом резервуарах, см. рис. 6.1), требуется найти расход воды в трубопроводе.

2. *Обратная задача.* Заданы расход и суммарные потери напора в трубопроводе, геометрическая форма которого (шероховатость стенок, наличие поворотов, диафрагмы, задвижек и т.п.) известна. Требуется найти диаметр трубопровода.

В обеих задачах может представлять интерес и распределение давления вдоль трубопровода, так что в результате решения задачи обычно должны быть построены пьезометрическая и напорная линии.

6.2. Расчет коротких трубопроводов

Для вывода основной расчетной зависимости воспользуемся уравнением Бернулли по следующей схеме.

1. Намечаем два сечения, в которых движение плавноизменяющееся и для которых будем записывать уравнение Бернулли.

Сечения следует выбирать так, чтобы как можно больше слагаемых, входящих в уравнение Бернулли, были в этих сечениях заданы. Если кроме уравнения Бернулли не предполагается использовать какие-либо другие равенства, то следует так выбирать сечения, чтобы в уравнении Бернулли было неизвестно лишь одно слагаемое. Так, при решении задачи для трубопровода, представленного на рис. 6.2, считаем, что сечение 1—1 совпадает со свободной поверхностью: здесь известно, что давление p_1 равно атмосферному p_a , скорость жидкости v_1 равна нулю (считаем, что резервуар достаточно большой и скоростным напором вследствие снижения уровня воды в нем и изменением отметки свободной поверхности по сравнению с суммарными потерями напора можно пренебречь). Далее задаем, что сечение 2—2 совпадает с выходным сечением трубопровода; здесь известно, что давление $p_2 = p_a$, а v_2 равна выходной скорости $v_{\text{вых}}$.

При решении прямой задачи в одном варианте задают отметку уровня свободной поверхности жидкости в резервуаре z_1 , а неизвестной явля-

ется $v_{\text{вых}}$, во втором варианте задают $v_{\text{вых}}$ (или расход Q) и определяют отметку z_1 .

Выбирать сечение 3—3 (см. рис. 6.2) не имеет смысла, так как здесь неизвестны и p_3 и v_3 , а с помощью одного уравнения Бернулли их вычислить нельзя.

2. Намечаем плоскость сравнения. Это произвольная горизонтальная плоскость; для упрощения решения задачи выбрать ее следует так,

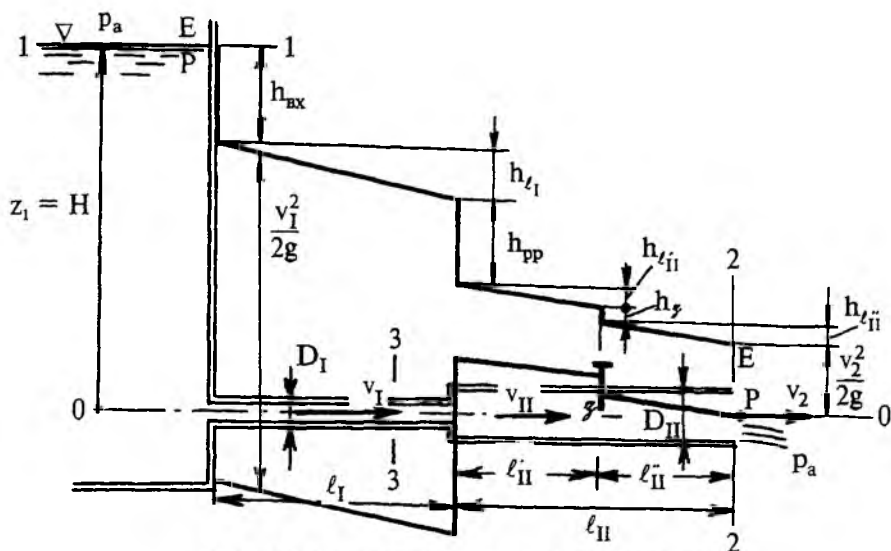


Рис. 6.2. Истечение жидкости из резервуара через короткий трубопровод в атмосферу

чтобы z_1 или z_2 обратились в ноль: например, плоскость 0—0 на рис. 6.2 проведена так, что $z_2 = 0$.

3. Записываем уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_f. \quad (6.3)$$

4. Определяем значения слагаемых, входящих в (6.3):

$$z_1 - z_2 = H, \quad p_1 = p_2 = p_a, \quad v_1 = 0, \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi D_{II}^2}.$$

В практических расчетах обычно полагают $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$. Представим общие потери напора h_f в виде суммы

$$h_f = h_{r_1} + h_{e_{II}} + h_{e_{II}'} + h_{вх} + h_{рр} + h_{ср},$$

где $h_{r_1} = \lambda_1 \frac{\ell_1}{D_1} \frac{v_1^2}{2g}$; $h_{e_{II}} + h_{e_{II}'} = \lambda_{II} \frac{\ell_{II}}{D_{II}} \frac{v_{II}^2}{2g}$ — потери напора по длине;

v_I и v_{II} — средние скорости на I и II участках трубопровода соответ-

ственно, $v_{II} = v_2$, а из уравнения неразрывности $v_I = v_2 \left(\frac{D_{II}^2}{D_1^2} \right)$; λ_1, λ_{II} — коэффициенты гидравлического трения на первом и втором участках трубопровода; $h_{вх} = \zeta_{вх} (v_1^2 / 2g)$ — потери напора на вход в трубопровод;

$$h_{pp} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{D_{II}^2}{D_I^2} - 1 \right)^2 - \text{потеря на резкое расширение};$$

$$h_{\text{ж}} = \zeta_{\text{ж}} (v_{II}^2/2g) - \text{потеря на задвижке}.$$

5. Подставляя полученные результаты в (6.3), получаем

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + \lambda_1 \frac{\ell_1}{D_1} \frac{v_2^2}{2g} \frac{D_{II}^4}{D_1^4} + \lambda_{II} \frac{\ell_{II}}{D_{II}} \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{\text{вх}} \frac{v_2^2}{2g} \frac{D_{II}^4}{D_1^4} + \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{D_{II}^2}{D_1^2} - 1 \right)^2 + \zeta_{\text{ж}} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6.4)$$

Если решается прямая задача (т.е. заданы D_I и D_{II}) и рассматривается первый вариант (задано значение Q), то легко найти на каждом участке v_I , v_{II} и соответствующие числа $Re_D = vD/v$. Затем, используя справочные данные, определяем абсолютную шероховатость Δ и коэффициенты местных потерь напора ζ_m и далее по относительной шероховатости $\Delta_r = \Delta/D$ и числу Рейнольдса Re_D находим λ_I и λ_{II} . Для этого можно воспользоваться либо графиком Кольбука (см. рис. 5.18), либо какой-нибудь эмпирической зависимостью, аппроксимирующей этот график, — (5.88), (5.90) или (5.91). Значение H вычисляется по зависимости (6.4).

Если рассматривается второй вариант прямой задачи (задано значение H , а вычисляется Q), то зависимость (6.4) представляют в виде

$$Q = \frac{v_2 \pi D_{II}^2}{4} = \frac{\pi D_{II}^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda_1 \frac{\ell_1}{D_1} \frac{D_{II}^4}{D_1^4} + \lambda_{II} \frac{\ell_{II}}{D_{II}} + \zeta_{\text{вх}} \frac{D_{II}^4}{D_1^4} + \left(\frac{D_{II}^2}{D_1^2} - 1 \right)^2 + \zeta_{\text{ж}}}} = \frac{\pi D_{II}^2}{4} \mu_{\tau} \sqrt{2gH}, \quad (6.5)$$

где μ_{τ} — коэффициент расхода трубопровода.

Так как и Q , и v_I , и v_{II} неизвестны, то нельзя определить значения Re_D , а следовательно, и λ . Задачу обычно решают методом последовательных приближений, причем в качестве первого приближения целесообразно принять, что λ и ζ_m соответствуют области квадратического сопротивления и не зависят от Re_D . Тогда, определив по значению относительной шероховатости $\lambda_I^{(1)}$ и $\lambda_{II}^{(1)}$, а также значения $\zeta_M^{(1)}$, вычисляем в первом приближении $Q^{(1)}$. По этому значению $Q^{(1)}$ вычисляем Re_D и находим уточненные значения $\lambda_I^{(2)}$, $\lambda_{II}^{(2)}$ и $\zeta_M^{(2)}$, используя которые вычисляем по формуле (6.5) расход во втором приближении $Q^{(2)}$. Как показывает опыт расчетов, обычно $Q^{(2)}$ отличается от $Q^{(1)}$ не более чем на 5%, что считается достаточным, чтобы ограничиться вторым приближением и считать искомое значение $Q = Q^{(2)}$. Если $Q^{(2)}$ сильно (более чем на 5%) отличается от $Q^{(1)}$, следует сделать третье приближение.

Обратную задачу, когда заданы Q и H , а неизвестны значения D_I и D_{II} , решают графически. Задавая несколько значений D_I (при постоянном заданном условии задачи отношении D_I/D_{II}) и принимая расход равным заданному, сводят задачу к первому варианту прямой задачи; строят зависимость $H = f(D_I)$ и по заданному значению H определяют требуемое значение D_I (рис. 6.3), а затем по заданному отношению D_I/D_{II} находят D_{II} . Здесь следует отметить, что полученные в результате расчета значения

D_I и D_{II} , как правило, должны быть округлены в большую или меньшую сторону и приняты в соответствии с сортаментом на трубы.

Расчет коротких труб обычно следует заканчивать построением пьезометрической и напорной линий. Для этого вычисляют $h_{вх}$, h_{l_1} , h_{pp} , h_{l_2} , h_f и, откладывая их, как показано на рис. 6.2, строят напорную линию Е—Е. Пьезометрическую линию Р—Р строят, откладывая от напорной линии вниз величину скоростного напора на данном участке трубы. Пьезометрическая линия проходит через центр тяжести выходного сечения 2—2, так как здесь избыточное давление равно нулю и $z_2 + p_2/\gamma = z_2$.

Если через трубопровод вода из питающего резервуара попадает в питаемый (рис. 6.4), т.е. происходит истечение из трубопровода под уровень (а не в атмосферу, как на рис. 6.2), то в качестве расчетных сечений 1—1 и 2—2 выбирают свободные поверхности воды в питающем и питаемом резервуарах соответственно. При этом в уравнении Бернулли $v_2 = 0$, но появляется дополнительная поте-

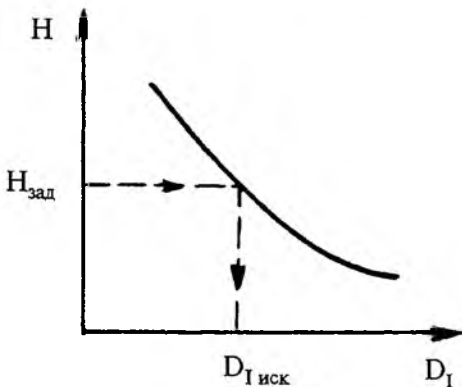


Рис. 6.3. Графическое решение уравнения (6.5)

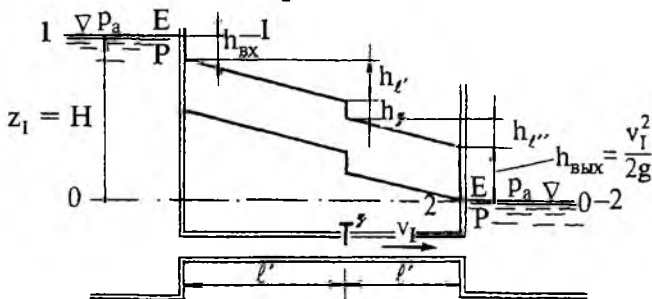


Рис. 6.4. Истечение жидкости из резервуара через короткий трубопровод в другой резервуар (истечение “под уровень”)

ря напора “на выход в резервуар” — $h_{вых}$. Эту потерю вычисляют по формуле Борда, считая, что при резком расширении скорость изменяется от v_1 до нуля:

$$h_{вых} = (v_1 - 0)^2 / 2g = v_1^2 / 2g.$$

Если воспользоваться формулой Вейсбаха:

$$h_{вых} = \zeta_{вых} (v_1^2 / 2g), \quad (6.6)$$

то

$$\zeta_{вых} = 1,0.$$

Как легко видеть из рис. 6.4, пьезометрическая линия при истечении под уровень “приходит” как раз к уровню свободной поверхности. Это следует использовать при построении пьезометрической линии. В целом расчет при истечении под уровень выполняется по той же схеме, что и при истечении в атмосферу.

6.3. Расчет длинных трубопроводов

Расчет длинных труб выполняется по упрощенной схеме согласно следующим предпосылкам.

1. Основная область применения этих расчетов — водопроводные сети, в которых, как показал опыт, из экономических соображений целесообразно назначать такие средние скорости жидкости, при которых имеет место область квадратического сопротивления, так что в этих расчетах считают, что коэффициент гидравлического трения λ зависит только от относительной шероховатости Δ_r .

2. Основной характеристикой водопроводных сетей является не средняя скорость v , а расход жидкости Q в трубопроводе.

3. Более удобной характеристикой длинного трубопровода является не потеря напора по длине, а уклон напорной линии J_e (гидравлический уклон). Отметим, что в случае длинных труб скоростной напор $v^2/2g$ (как и местные потери напора) пренебрежимо мал по сравнению с потерями напора по длине и пьезометрическая линия практически не отличается от напорной. Поэтому обычно для длинных труб строят только одну пьезометрическую линию, считая, что напорная линия с ней совпадает, и вместо гидравлического уклона J_e вводят в расчет равный ему пьезометрический уклон J .

Учитывая вышеизложенное, формулу Вейсбаха—Дарси переписываем в виде

$$J = \frac{h_f}{\ell} = \lambda \frac{1}{D} \frac{v^2}{2g} = \frac{\lambda}{D} \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{4}{\pi D^2} \right)^2 = \frac{Q^2}{K^2}, \quad (6.8)$$

где $K = \sqrt{\frac{\pi^2 g D^5}{8\lambda}}$ — *модуль расхода*. Так как технология изготовления и

монтажа водопроводных труб в значительной мере стандартизирована, то можно считать, что эквивалентная шероховатость этих труб колеблется в небольших пределах и K зависит только от диаметра трубы. В гидравлических справочниках приводятся зависимости для модулей расхода новых и бывших в эксплуатации (корродированных) труб. Расчет водопроводных систем выполняют, используя значения K для бывших в эксплуатации труб.

Формулу (6.8) можно переписать в виде

$$Q = K\sqrt{J} = K\sqrt{h_f/\ell} \quad (6.9)$$

или

$$h_f = (Q^2/K^2)\ell. \quad (6.10)$$

Обратим внимание на то, что гидравлический уклон обратно пропорционален пятой степени диаметра трубы. Это следует иметь в виду и при расчете коротких труб.

При расчете длинных труб часто встречаются случаи с параллельным и последовательным соединением труб различного диаметра. Запишем систему уравнений для этих двух случаев.

Последовательное соединение труб (рис. 6.5). Расход, если это специально не указано, вдоль трубы остается постоянным:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q, \quad (6.11)$$

а сумма потерь на каждом участке трубы равна потере напора во всем трубопроводе:

$$h_\ell = h_{\ell_1} + h_{\ell_2} + h_{\ell_3} \quad (6.12)$$

или

$$h_\ell = \frac{Q^2}{K_1^2} \ell_1 + \frac{Q^2}{K_2^2} \ell_2 + \frac{Q^2}{K_3^2} \ell_3.$$

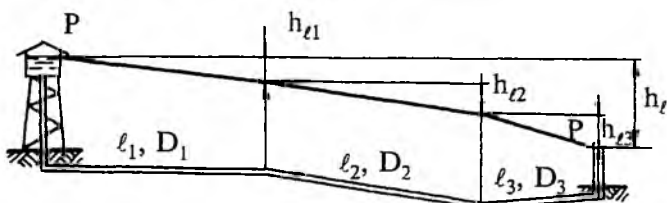


Рис. 6.5. Последовательное соединение труб

Параллельное соединение труб (рис. 6.6). Между точками А и В трубы 1, 2 и 3 соединены параллельно. Если в этих точках измерить пьезометрический напор, то он, конечно, будет одинаков для всех трех труб, следовательно, потери напора в этих трубах одинаковы:

$$h_{\ell_1} = h_{\ell_2} = h_{\ell_3} = h_\ell. \quad (16.3)$$

В то же время очевидно, что сумма расходов в трех параллельно соединенных трубах равна расходу Q в трубах АС и ВD:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q. \quad (6.14)$$

Подчеркнем, что пьезометрические уклоны в параллельно соединенных трубах совпадают лишь в исключительном частном случае, когда $\ell_1 = \ell_2 = \ell_3$, обычно же $J_1 \neq J_2 \neq J_3$.

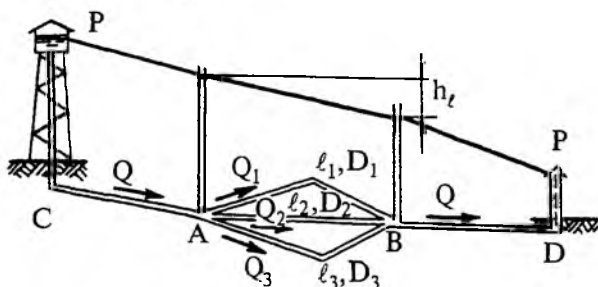


Рис. 6.6. Параллельное соединение труб

В зависимости от того, решается прямая или обратная задача, приходится применять тот или иной метод решения приведенных выше систем уравнений (6.11)—(6.14).

Кольцевые водопроводные сети. Городские водопроводы обычно выполняются в виде кольцевых сетей и обеспечиваются водой от двух и более водонапорных башен Б (рис. 6.7). В узлах 1—9 находятся потребители (например, жилые массивы, предприятия и т.п.). Кольцевая сеть

позволяет осуществлять водоснабжение всех потребителей в случае аварии или ремонта отдельных участков водопроводной сети. При этом, конечно, потребности в воде будут удовлетворяться не полностью, а, например, несколько часов в сутки, причем иногда обеспечиваются лишь

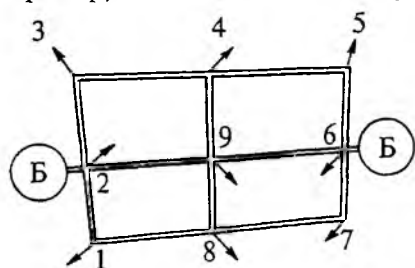


Рис. 6.7. Кольцевая водопроводная сеть

нижние этажи зданий и т.п., но все же водоснабжение не будет отключено полностью на время ремонта, как в случае тупиковой сети (рис. 6.8).

Расчет кольцевой сети сводится различными приемами к расчету тупиковой сети, питающейся от одной башни (как это делается, рассматривается в курсе "Водоснабжение"). В курсе технической механики жидкости рассмотрим лишь расчет тупиковой сети.

Расчет тупиковой сети начинается с выбора магистрального трубопровода. Этот трубопровод должен быть самым длинным, иметь наибольшие расходы и обеспечивать подачу воды на самые высокие отметки. Например (см. рис. 6.8), магистральным может быть трубопровод

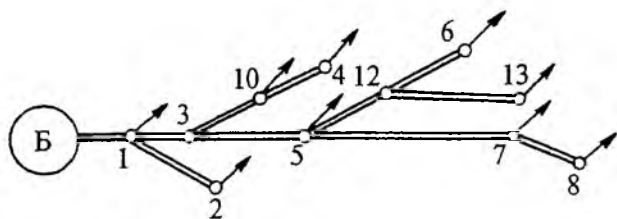


Рис. 6.8. Тупиковая водопроводная сеть

Б-1-3-5-7-8, либо Б-1-3-5-12-13, либо Б-1-3-5-12-6; выбрать тот или иной трубопровод в качестве магистрального можно, сравнив отметки, на которые надо подавать воду в точках 8, 6 и 13, и расходы потребителей в этих точках, а также приняв во внимание длины участков 5—12, 12—13, 12—6, 5—7, 7—8.

Расчет магистрального трубопровода, например Б-1-3-5-7-8, в случае решения прямой задачи (см. разд. 1.1), когда *высота башни не задана*, а известны расходы воды всех потребителей, длины и диаметры трубопроводов, выполняется по формуле

$$\nabla_B = \nabla_8 + h_{r_{7-8}} + h_{r_{5-7}} + h_{r_{3-5}} + h_{r_{1-3}} + h_{B-1},$$

где ∇_B — отметка воды в водонапорной башне; ∇_8 — отметка, на которую нужно подать воду потребителю в точке 8; $h_{r_{i-j}}$ — потери на соответствующих участках трубы, которые вычисляются по формуле (6.10).

Если *высота башни задана*, и заданы расходы потребителей, отметки, на которые следует подать воду, и длины трубопроводов, а необходимо определить диаметры труб (обратная задача), то магистральный трубопровод рассчитывается по среднему пьезометрическому уклону:

$$J_{cp} = (\nabla_B - \nabla_8) / \sum \ell, \quad (6.15)$$

где $\sum \ell$ — суммарная длина магистрального трубопровода. Вычислив $J_{\text{ср}}$, находим на каждом участке магистрального трубопровода

$$(K_{1-j})_{\text{необх}} = Q_{1-j} / \sqrt{J_{\text{ср}}},$$

где Q_{1-j} — расчетный расход на участке, $(K_{1-j})_{\text{необх}}$ — необходимый модуль расхода трубопровода на участке. По значению $(K_{1-j})_{\text{необх}}$, пользуясь таблицами для модуля расхода K , выбирают диаметр трубы D_{1-j} на каждом участке (можно брать как ближайшие большие, так и ближайшие меньшие значения диаметра). Выбрав диаметры D_{1-j} , определяем соответствующие им K_{1-j} и проверяем, чтобы суммарные потери напора в трубе $\sum_{i=1}^8 h_{\ell_{1-j}}$ были меньше, чем $(\nabla Б - \nabla 8)$.

При расчете водопроводных сетей наряду с прямой и обратной задачами существует особый расчетный случай, когда не заданы ни диаметры труб, ни отметки воды в водонапорной башне, а известны лишь расходы и отметки потребителей и их расположение на местности (т.е. длины труб). В этом случае задачу следует решать, прибегая к экономическим соображениям. Действительно,

если сделать башню высокой, что дорого, то это позволит использовать трубы малого диаметра (стоимость труб уменьшается с диаметром), которые обуславливают большие потери напора. Наоборот, если установить дешевую невысокую башню, то надо будет построить сеть из труб дорогих (большого диаметра), чтобы обеспечить меньшие потери напора. Если в качестве независимой переменной выбрать среднюю скорость воды в трубе и вычислить приведенные затраты (ПЗ) на строительство и эксплуатацию башни и водопроводной сети при различных скоростях воды в трубах, то суммарные приведенные затраты $\text{СПЗ} = f(v)$, представленные на рис.6.9, будут иметь минимальное значение, которому отвечает значение скорости $v_{\text{эк}}$, называемое *экономической скоростью*. Отметим, что численное значение $v_{\text{эк}}$ изменяется как в зависимости от стоимости металла, электроэнергии, стоимости монтажных работ, которые, в свою очередь, определяют уровень развития народного хозяйства, так и (в меньшей степени) в зависимости от расчетных расходов водопотребителя. Для ориентировочных расчетов можно принимать $v_{\text{эк}} = 1$ м/с.

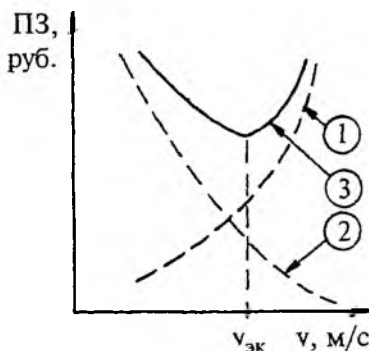


Рис. 6.9. Определение экономической скорости: 1 — приведенные затраты на сооружение и эксплуатацию водонапорной башни; 2 — то же для трубопроводной сети; 3 — суммарные приведенные затраты (СПЗ)

Расчет по экономической скорости выполняется в следующем порядке. Находим необходимые диаметры труб: $(D_{1-j})_{\text{необх}} = \sqrt{\frac{4 Q_{1-j}}{\pi v_{\text{эк}}}}$; по этим значениям определяем ближайшие (большие или меньшие) сорта-

ментные значения D_{i-j} , по ним определяем K_{i-j} и находим суммарные потери напора на магистральном трубопроводе $\sum h_f$, а затем отметку воды в башне:

$$\nabla Б = \nabla 8 + \sum h_f.$$

Расчет ответвлений выполняется так же, как расчет магистрали в случае, когда высота башни задана, только вместо отметки воды в башне следует принимать отметку пьезометрической линии в магистральном трубопроводе в месте присоединения ответвления. Если при расчете ответвления окажется, что отметка пьезометрической линии в магистральном трубопроводе в точке ответвления меньше, чем отметка, на которую нужно подать воду в ответвление, то это будет означать, что магистральный трубопровод выбран неверно. При этом, как правило, следует задать в качестве магистрального трубопровода, включающий данное ответвление.

6.4. Измерение расхода в трубопроводах

Однозначная зависимость между потерями напора и средней скоростью при напорном движении в трубе, устанавливаемая формулами для потерь по длине (5.85) и для местных потерь (5.118), открывает простые на первый взгляд возможности для измерения расхода в трубопроводах. Измерив с помощью двух пьезометров потери по длине на расстоянии ℓ в цилиндрической части трубопровода либо потери на местном сопротивлении (на резком расширении или сужении, на повороте, на диафрагме и т.п.), по формулам (5.85) или (5.118) можно вычислить среднюю скорость v и затем расход $Q = v \omega$. Такой способ измерения расхода используется редко по следующим причинам.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от числа Рейнольдса Re и от шероховатости. Зависимость от числа Рейнольдса усложняет использование зависимости (5.85) при заранее неизвестной средней скорости. Но даже в области квадратического сопротивления, где λ не зависит от Re , практическое использование зависимости (5.85) осложнено тем, что шероховатость трубы изменяется в процессе эксплуатации (коррозия, осаждение взвешенных частиц и т.п.). Поэтому измерение расхода с помощью зависимости для потерь по длине практически не используется.

Использование местных сопротивлений для измерения расхода существенно проще, так как коэффициент местной потери напора при турбулентном режиме не зависит от Re и определяется геометрической формой местного сопротивления. Вместе с тем, если местное сопротивление (например, диафрагма) устанавливается в трубопроводе с целью измерения расхода, то потери напора на ней h_d обуславливают постоянное дополнительное расходование мощности насосного оборудования $N_d = \rho g Q \cdot h_d$, что может сделать измерение расхода дорогостоящим. Точность измерения расхода возрастает с увеличением h_d , но при этом увеличивается и дополнительно расходуемая на измерение расхода мощность.

Значительная экономия получается, если с помощью двух пьезометров измерять не потери напора на местном сопротивлении, а пере-

пад давления между фиксированными поперечными сечениями трубопровода (рис. 6.10).

Как было отмечено в разд. 5.14, форма транзитной струи и размеры водоворотных областей практически не зависят от скорости потока при турбулентном режиме, и поэтому фиксированному сечению *трубопровода* будет соответствовать фиксированное сечение *транзитного потока* (см. рис. 6.10), причем давление на стенке трубопровода (измеряемое пьезометром) будет пренебрежимо мало отличаться от давления в соответствующем сечении транзитного потока. Таким образом, установим пьезометры в сечениях 1—1 и 3—3 и измерим разность их показаний h_{1-3} . Свяжем h_{1-3} с расходом Q ,

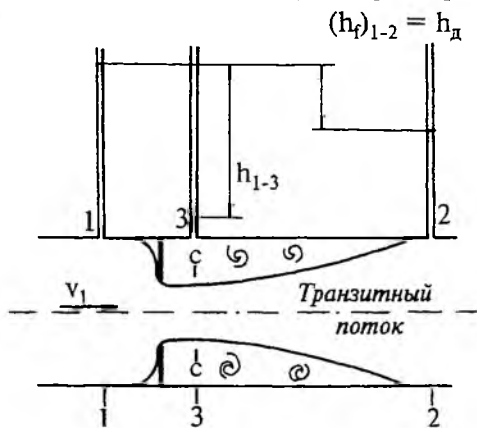


Рис. 6.10. Измерение расхода с помощью диафрагмы

для чего запишем уравнение Бернулли для сечений 1—1 и с—с:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + (h_f)_{1-c}. \quad (6.16)$$

Для простоты будем считать, что на участке сжатия потока потери напора такие же, как при сжатии струи в случае истечения из отверстия (см. п. 8.2):

$$(h_f)_{1-c} = \zeta_{1-c} \frac{v_c^2}{2g}; \quad \zeta_{1-c} = 0,06. \quad (6.17)$$

Из (6.16) получим выражение для h_{1-3} :

$$\begin{aligned} h_{1-3} &= \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(z_3 + \frac{p_3}{\gamma} \right) = \frac{(\alpha_c + \zeta_{1-c}) v_c^2 - \alpha_1 v_1^2}{2g} = \\ &= \left(\frac{\alpha_c + \zeta_{1-c}}{\varepsilon_c^2} - \alpha_1 \right) \frac{v_1^2}{2g}, \end{aligned} \quad (6.18)$$

где $\varepsilon_c = \frac{\omega_c}{\omega_T}$ — коэффициент сжатия транзитного потока; ω_c — площадь сжатого сечения; ω_T — площадь поперечного сечения трубопровода; ε_c зависит от отношения площади отверстия диафрагмы ω_d к ω_T .

Выражение для расхода $Q = v_1 \omega_T$ получим из (6.18):

$$Q = \omega_T \varepsilon_c \sqrt{\frac{2gh_{1-3}}{\alpha_c + \zeta_{1-c} - \varepsilon_c^2 \alpha_1}} = C_d \sqrt{h_{1-3}}, \quad (6.19)$$

где C_d — постоянная для используемой диафрагмы размерная величина, значение которой устанавливают, тарируя диафрагму объемным или

весовым способом либо используя для тарировки эталонные расходомеры.

Практическое использование диафрагм в качестве средства для измерения расхода имеет два недостатка.

1. Крупномасштабные пульсации скорости в водоворотной области порождают колебания уровней в пьезометрах, которые трудно исключить даже путем демпфирования их гидравлическими сопротивлениями, установленными между трубопроводом и вертикальной трубкой пьезометра. Наличие колебаний требует использования диафрагм, обеспечивающих большие (не менее нескольких сантиметров) разности h_{1-3} во всем диапазоне измеряемых расходов.

2. Для обеспечения приемлемой точности при измерении разности показаний пьезометров при малых расходах необходимо, чтобы h_{1-3} было достаточно велико (не менее 5—6 см), при этом потери на диафрагме (h_f)₁₋₂ при больших расходах оказываются весьма значительными, что обуславливает большие затраты мощности на измерительное средство.

Значительно более совершенным измерительным средством является *водомер Вентури* (рис. 6.11). По существу он представляет собой конфузурно-диффузорный участок трубы, стенки которой очерчены по границе транзитного потока в диафрагме для исключения водоворотных областей, которые, с одной стороны,

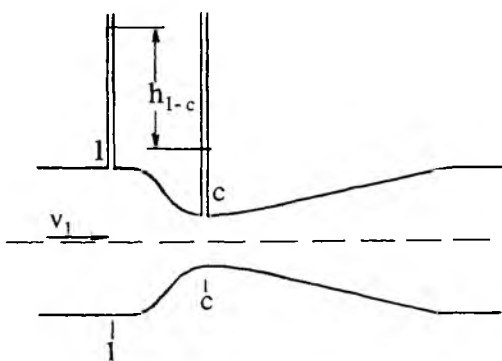


Рис. 6.11. Водомер Вентури

порождают крупномасштабные пульсации скорости, а с другой стороны, являются причиной основной части потерь напора. Ввиду того, что сжатое сечение ω_c водомера Вентури можно измерить и, зная его, вычислить коэффициент сжатия $\varepsilon = \omega_c / \omega_1$, формула (6.19) позволяет найти значение постоянной C_B (полагая $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$) без тарировки:

$$Q = C_B \sqrt{h_{1-c}}; \quad (6.20)$$

$$C_B = \omega_c \sqrt{\frac{2g}{1 + \zeta_{1-c} - \varepsilon^2}}. \quad (6.21)$$

К недостаткам водомера Вентури по сравнению с диафрагмой как измерительным средством можно отнести трудности его изготовления.

6.5. Слияние и разделение потоков в трубопроводах

Рассмотрим гидравлическую систему, представленную на рис. 6.12,а. Если трубку 3 отключить задвижкой \mathcal{Z} , то вода из резервуара I будет перетекать в резервуар II; в месте, где присоединена трубка 3, имеет место вакуум $h_{\text{вак}}^0 = \frac{P_{\text{вак}}^0}{\rho g}$. Если открыть задвижку, то под действием

атмосферного давления p_a на поверхность резервуара III вода из него через трубку 3 будет поступать в трубку 2. При этом расход во 2-й трубке Q_2 будет равен

$$Q_2 = Q_1 + Q_3, \quad (6.22)$$

где Q_1 и Q_3 — расходы в трубках 1 и 3. Пьезометрическая и напорная линии показаны сплошными линиями.

Обратим внимание на прием, использованный при построении этих линий для вертикального трубопровода 3. Плоскость сравнения 0—0,

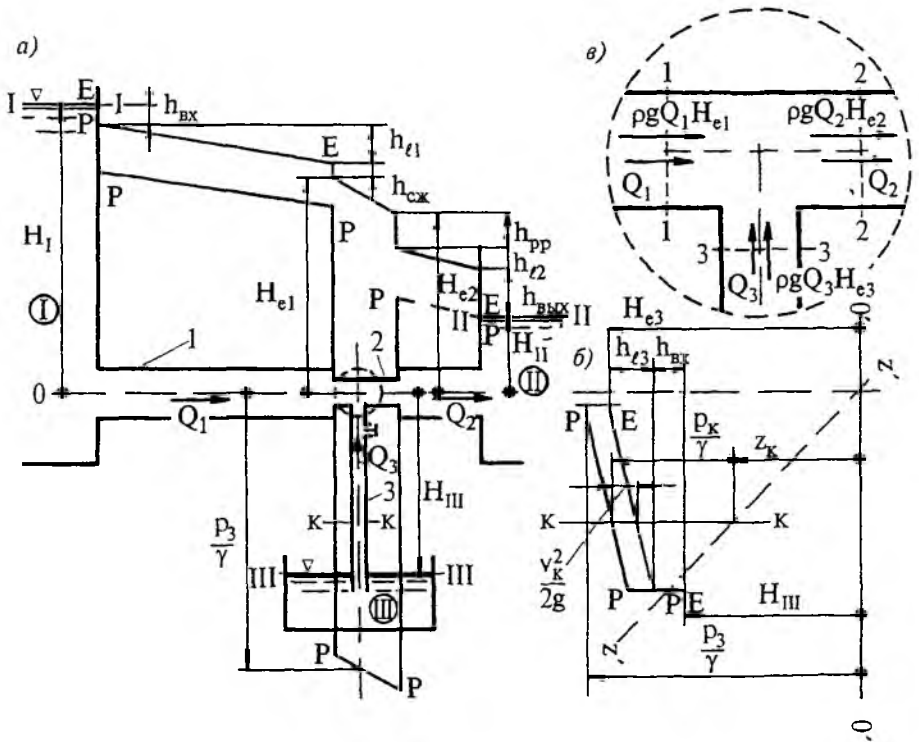


Рис 6.12 Гидравлическая система с тройником

проходящая через ось трубок 1 и 2, здесь условно построена вертикально, и от нее отложены отметки z сечений трубопровода 3 (они отрицательны) и полный напор H_{e3} в резервуаре III (он тоже отрицательный, так как отметка воды в резервуаре III ниже плоскости 0—0). Слагаемые трехчлена Бернулли для произвольного сечения к—к трубки имеют индекс к.

Чрезвычайно важно отметить, что в этом случае нельзя записать уравнение Бернулли для двух сечений [например, взяв в качестве таких свободные поверхности в I и II резервуарах (см. рис 6.4) или сечения I—I и III—III (см рис 6.12,а)] Уравнение Бернулли для потока жидкости было получено для двух сечений, расход через которые одинаков (см. разд. 5.4), а в трубках 1 и 2 расходы согласно (6.22) разные Для того чтобы рассчитать такую систему труб, следует воспользоваться уравнением *баланса мощности* для контрольного объема, выделенного сечениями 1—1, 2—2 и 3—3 (рис. 6.12,в), согласно которому сумма мощностей, вносимых в тройник из трубок 1 и 3, равна мощности, выноси-

мой через сечение 2—2 в трубку 2, плюс потеря мощности внутри тройника N_f :

$$\rho g Q_1 H_{e1} + \rho g Q_3 H_{e3} = \rho g Q_2 H_{e2} + N_f, \quad (6.23)$$

где

$$H_{e1} = H_I - h_{вх} - h_{\ell_1} - h_{сж}; \quad (6.24)$$

$$H_{e3} = -H_{III} - h_{вх} - h_{\ell_3}; \quad (6.25)$$

$$H_{e2} = H_{II} + h_{вых} + h_{\ell_2} + h_{pp}. \quad (6.26)$$

Система двух уравнений (6.22) и (6.23) вместе с равенствами (6.24)—(6.26), в которых H_I , H_{II} и H_{III} заданы, а все потери напора выражены через соответствующие расходы, содержит три неизвестных расхода Q_1 , Q_2 и Q_3 , потерю мощности N_f и неявно входящие в расчет давления в сечениях 1—1, 2—2 и 3—3 тройника (см. рис. 6.12), т.е. она незамкнута.

Значение N_f , как и всякая иная местная потеря мощности, должно быть определено экспериментально в зависимости от геометрических размеров и формы тройника (диаметры сечений 1—1, 2—2 и 3—3, угол между осями труб и т.п.). В гидравлических справочниках можно найти результаты экспериментального исследования тройников, позволяющие определить значение N_f .

Использование уравнения, выражающего закон изменения количества движения, здесь неэффективно, так как неизвестно распределение напряжений, действующих со стороны стенок тройника на контрольный объем.

Чтобы замкнуть систему уравнений, в качестве основного допущения введем условие равенства давления в сечении 3—3 полусумме давлений в сечениях 1—1 и 2—2:

$$p_3 = \frac{1}{2} (p_1 + p_2), \quad (6.27)$$

где

$$p_1 = H_{e1} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}; \quad (6.28)$$

$$p_2 = H_{e2} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}; \quad (6.29)$$

$$p_3 = H_{e3} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g}. \quad (6.30)$$

В итоге имеем систему шести уравнений (6.22), (6.23), (6.27)—(6.30) с шестью неизвестными Q_1 , Q_2 , Q_3 , p_1 , p_2 , p_3 . Система решается методом последовательных приближений.

В нулевом приближении принимаем

$$Q_1^0 = Q_2^0, \quad Q_3^0 = 0.$$

С помощью уравнения Бернулли, записанного для сечений I—I и II—II, находим Q_1^0 , а по зависимостям (6.24) и (6.28) вычисляем p_1^0 . Полагая $N_f^0 = 0$, имеем

$$p_2^0 = p_1^0.$$

В первом приближении принимаем $p_3^1 = \frac{1}{2} (p_1^0 + p_2^0) = p_3^0$ и с помощью уравнения Бернулли, записанного для сечений III—III и 3—3, вычисляем Q_3^1 . За счет расхода Q_3^1 расход Q_1^1 становится меньше чем Q_1^0 , а расход Q_2^1 больше чем Q_2^0 .

$$Q_1^I = Q_1^0 - \varepsilon Q_3^I; \quad Q_2^I = Q_2^0 + (1 - \varepsilon) Q_3^I. \quad (6.31)$$

Согласно (6.31) уравнение (6.22) удовлетворяется при любом ε ; его реальное значение для первого приближения ε^1 определяется из решения уравнения (6.23) с условиями (6.24)–(6.26). Здесь значения всех величин в первом приближении либо известны, либо вычисляются по формулам, значение N_f находим из гидравлических справочников.

Уравнение (6.23) нелинейное и решается либо графически, либо итерационным методом.

В результате расчета определяем ε^1 , Q_1^I , Q_2^I , значения p_1^I и p_2^I вычисляем по формулам (6.28) и (6.29).

Во втором приближении находим

$$p_3^2 = \frac{1}{2}(p_1^I + p_2^I),$$

и далее алгоритм первого приближения сохраняется.

Рассмотрим конструктивно более сложный случай слияния потоков (рис. 6.13,а). Здесь конец трубки 3, из которой вода вытекает с большой скоростью, обусловленной высокой отметкой воды в питающем ее резервуаре III, изогнут в сторону резервуара II. (Если бы трубка была присоединена к стенке трубопровода и не изогнута, а уровни воды в резервуарах I и II были равны, то вода из резервуара III растекалась бы в резервуары I и II.) Струя воды, вытекающая с высокой скоростью из трубки 3, увлекает за собой воду из трубки 1 (эффект эжекции), и в результате вода из резервуара I перетекает в резервуар II, даже если уровень $H_{II} > H_I$. Для расчета такой системы также следует воспользоваться уравнением баланса мощности (6.23) для тройника (рис. 6.13,в). Однако оно должно быть дополнено не условием постоянства давления

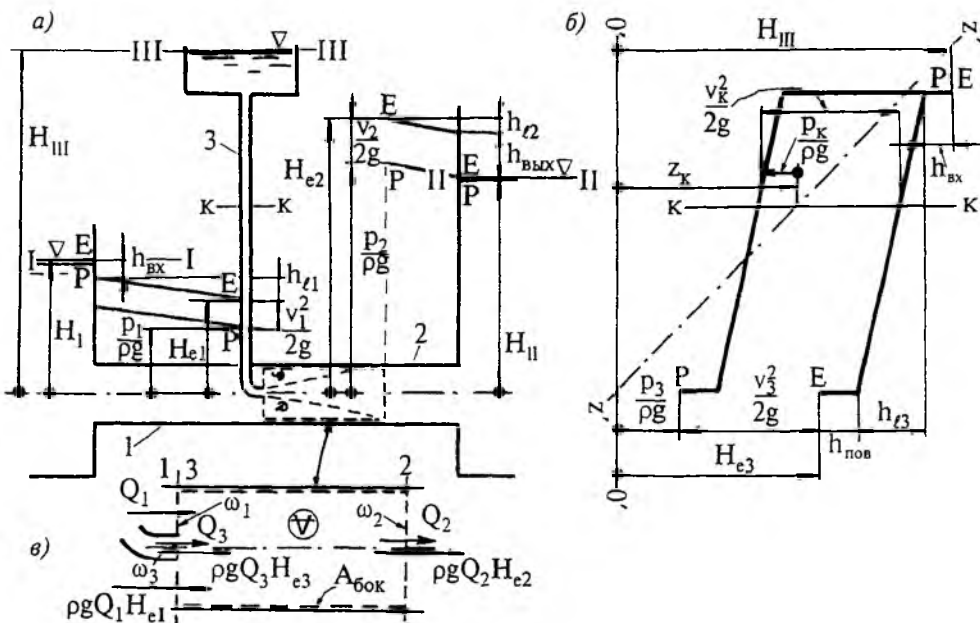


Рис. 6.13. Гидравлическая схема струйного насоса

(6.27), так как здесь давление в сечении 2—2 больше, чем в сечении 1—1, а уравнением баланса количества движения. Чтобы получить это уравнение, выделим контрольный объем ∇ поверхностью А, указанной штриховой линией на рис. 6.13, и запишем для него закон изменения количества движения:

$$\frac{D}{Dt} \int_{\nabla} \rho \mathbf{u} dV = \int_{\nabla} \rho \mathbf{f} dV + \int_A \mathbf{p}_n dA. \quad (6.32)$$

Спроектируем все слагаемые этого уравнения на горизонтальную ось x , принимая во внимание, что движение установившееся и что на воду действует только одна объемная сила — сила тяжести ($f_x = 0$), имеем

$$\int_A \rho u_n u_x dA = \int_A p_{nx} dA. \quad (6.33)$$

Представим поверхность А в виде

$$A = (\omega_1 - \omega_3) + \omega_3 + \omega_2 + A_{\text{бок}} \quad (6.34)$$

и примем $\omega_3 \ll \omega_1$. Запишем условия на контрольной поверхности А:

на $(\omega_1 - \omega_3)$: $u_n = -u_1$, $u_x = u_1$, $p_{nx} = -p_{xx} = p_1$;

на ω_3 : $u_n = -u_3$, $u_x = u_3$, $p_{nx} = -p_{xx} = p_3$;

на ω_2 : $u_n = u_2$, $u_x = u_2$, $p_{nx} = p_{xx} = -p_2$;

на $A_{\text{бок}}$: $u_n = 0$, p_{nx} — касательные напряжения.

Подставим граничные значения переменных в (6.33) и, используя коррективы количества движения [см. (5.15)], перейдем к средним скоростям в поперечных сечениях потоков. Кроме того, пренебрежем изменением давления в поперечных сечениях под действием силы тяжести. В результате имеем

$$\begin{aligned} & -\alpha_1^0 \rho v_1^2 (\omega_1 - \omega_3) - \alpha_3^0 \rho v_3^2 \omega_3 + \alpha_2^0 \rho v_2^2 \omega_2 = \\ & = p_1 (\omega_1 - \omega_3) + p_3 \omega_3 - p_2 \omega_2 + \int_{A_{\text{бок}}} p_{nx} dA. \end{aligned}$$

Упростим полученное равенство, пренебрегая значением ω_3 по сравнению с ω_1 , полагая вклад касательных напряжений на $A_{\text{бок}}$ пренебрежимо малым и считая, что в сечении 1—1 давление постоянно и равно p_1 (или что $p_3 = p_1$), получим

$$p_2 - p_1 = \alpha_1^0 \rho v_1^2 - \alpha_2^0 \rho v_2^2 + \alpha_3^0 \rho v_3^2 \frac{\omega_3}{\omega_1}. \quad (6.35)$$

В результате для гидравлического расчета конструкции, представленной на рис. 6.13, имеем систему из трех уравнений (6.22), (6.23) и (6.35), содержащую пять искомых величин: Q_1 , Q_2 , Q_3 , p_1 , p_2 , которые дополним следующими равенствами:

$$p_1 = \rho g \left(H_1 - h_{\text{вх}} - h_{\epsilon_1} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right); \quad (6.36)$$

$$p_2 = \rho g \left(H_{11} + h_{\text{вых}} + h_{\epsilon_2} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right); \quad (6.37)$$

$$p_3 = \rho g \left(H_{III} - h_{вх} - h_{\ell_3} - h_{пов} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} \right); \quad (6.38)$$

$$p_1 = p_3. \quad (6.39)$$

В отличие от предыдущего случая введение в расчет закона изменения количества движения не только сделало систему уравнений замкнутой, но и позволило вычислить потери мощности N_f в контрольном объеме V . Изложим алгоритм метода последовательных приближений для решения системы семи уравнений: (6.22), (6.23), (6.35)–(6.39) с искомыми неизвестными $Q_1, Q_2, Q_3, p_1, p_2, p_3, N_f$. Заданными считаются все геометрические размеры: H_I, H_{II}, H_{III} , причем $H_I > H_{II} - 2H_{III}\omega_3/\omega_1$, а также диаметры и длины труб.

Зададим в нулевом приближении $v_1^0 = 0, Q_1^0 = 0, p_1^0 = \rho g H_{II}; p_3^0 = p_1^0$.

По зависимости (6.38) вычислим v_3^0 ; далее $Q_3^0 = v_3^0 \cdot \omega_3$, и согласно (6.22) $Q_2^0 = Q_3^0$, а p_2^0 при $v_2^0 = Q_2^0/\omega_2$ вычисляем по (6.37).

В первом приближении по зависимости (6.35) найдем (полагая $\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \alpha_3^0 = 1,0$)

$$p_1^1 = p_2^0 + \rho(v_2^0)^2 - \rho(v_3^0)^2 \frac{\omega_3}{\omega_1}.$$

Тогда согласно (6.39)

$$p_3^1 = p_1^1.$$

По зависимостям (6.36) и (6.38) вычислим v_1^1 и v_3^1 и далее $Q_1^1 = v_1^1 \omega_3$; $Q_3^1 = v_3^1 \omega_3$, и $Q_2^1 = Q_1^1 + Q_3^1$, и по формуле (6.37) находим p_2^1 .

Во втором приближении и всех последующих $p_1^{(i)}$ находим по зависимости

$$p_1^{(i)} = p_2^{(i-1)} - \rho(v_1^{(i-1)})^2 + \rho(v_2^{(i-1)})^2 - \rho(v_3^{(i-1)})^2 \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad (6.40)$$

и далее, приняв согласно (6.39) $p_3^{(i)} = p_1^{(i)}$, вычисления продолжаются по тому же алгоритму, как и в первом приближении.

В изложенном итерационном процессе не задействовано уравнение баланса мощности (6.23). Это уравнение можно использовать для вычисления потерь мощности N_f после того, как искомые расходы и давления приобретут устойчивые значения в процессе последовательных приближений. В этом отношении приведенный выше расчет имеет сходство с расчетами резкого расширения потока (п. 5.14) и гидравлического прыжка (разд. 11.2), в которых привлечение закона изменения количества движения позволило определить потери напора, практически не привлекая экспериментальных данных.

Описанная конструкция представляет собой струйный насос, перекачивающий воду из резервуара I в резервуар II. Для создания большой скорости в трубке 3 можно использовать не только высотное положение резервуара III, но и насос малой производительности, подающий расход Q_3 в трубку 3.

Разделение потоков в трубопроводах рассчитывается также на основе использования уравнения баланса мощности. Схема возможной формы использования этого уравнения сходна с той, которая изложена выше при описании слияния потоков.

6.6. Справочные материалы для расчета длинных трубопроводов

Таблица 6.1

Значения модуля расхода K и коэффициента гидравлического трения λ для новых битумизированных чугунных труб при $\Delta = (0,10-0,15)$ мм (квадратичная область сопротивления)

D , мм	$K_{\text{мин}}$, л/с	$K_{\text{мин}}^2$, (л/с) ²	$K_{\text{ср}}$, л/с	$K_{\text{ср}}^2$, (л/с) ²	$K_{\text{макс}}$, л/с	$K_{\text{макс}}^2$, (л/с) ²	$\lambda_{\text{мин}}$	$\lambda_{\text{ср}}$	$\lambda_{\text{макс}}$
50	8,13	66,10	8,43	71,07	8,77	76,91	0,0490	0,0530	0,0570
75	24,18	584,67	24,69	609,60	26,24	688,54	0,0416	0,0470	0,0490
100	52,41	2,7468·10 ³	53,90	2,9052·10 ³	56,40	3,1810·10 ³	0,0380	0,0416	0,0440
125	95,23	9,0687·10 ³	98,22	9,6472·10 ³	102,32	10,469·10 ³	0,0350	0,0380	0,0404
150	155,48	24,162·10 ³	160,62	25,799·10 ³	166,53	27,732·10 ³	0,0330	0,0356	0,0380
200	336,59	1,1329·10 ⁵	346,36	1,200·10 ⁵	359,35	1,291·10 ⁵	0,0300	0,0323	0,0342
250	607,73	3,6934·10 ⁵	627,74	3,941·10 ⁵	649,83	4,223·10 ⁵	0,0280	0,0300	0,0320
300	990,26	9,8062·10 ⁵	1017,8	10,359·10 ⁵	1059,4	11,223·10 ⁵	0,0262	0,0284	0,0300
350	1491,0	22,231·10 ⁵	1534,6	23,550·10 ⁵	1588,6	25,237·10 ⁵	0,0252	0,0270	0,0286
400	2124,8	45,148·10 ⁵	2195,5	48,202·10 ⁵	2262,6	51,194·10 ⁵	0,0242	0,0257	0,0275
450	2911,7	84,780·10 ⁵	2980,9	88,858·10 ⁵	3076,7	94,661·10 ⁶	0,0235	0,0250	0,0262
500	3851,3	14,833·10 ⁶	3954,0	15,634·10 ⁶	4054,7	16,439·10 ⁶	0,0230	0,0242	0,0255
600	6278,2	39,415·10 ⁶	6415,0	41,152·10 ⁶	6570,5	43,171·10 ⁶	0,0221	0,0232	0,0242
700	9370,0	87,797·10 ⁶	9531,2	90,840·10 ⁶	9788,8	95,824·10 ⁶	0,0212	0,0224	0,0232
800	13213	174,59·10 ⁶	13487	181,910·10 ⁶	13838	191,49·10 ⁶	0,0207	0,0218	0,0227
900	17971	322,96·10 ⁶	18297	334,78·10 ⁶	18759	351,91·10 ⁶	0,0203	0,0212	0,0221
1000	23731	563,16·10 ⁶	24175	584,43·10 ⁶	24603	605,31·10 ⁶	0,0200	0,0207	0,0215

Значения модуля расхода K и коэффициента гидравлического трения λ для новых небитумизированных чугунных труб при $\Delta = (0,25-1,00)$ мм (квадратичная область сопротивления)

D , мм	$K_{\text{мин}}$, л/с	$K_{\text{мин}}^2$, (л/с) ²	$K_{\text{ср}}$, л/с	$K_{\text{ср}}^2$, (л/с) ²	$K_{\text{макс}}$, л/с	$K_{\text{макс}}^2$, (л/с) ²	$\lambda_{\text{мин}}$	$\lambda_{\text{ср}}$	$\lambda_{\text{макс}}$
50	8,77	76,91	9,64	92,93	11,22	125,89	0,0300	0,0410	0,0490
75	26,24	688,54	28,42	807,70	33,23	1104,2	0,0260	0,0350	0,0416
100	56,40	3,1810·10 ³	61,37	3,7663·10 ³	70,94	5,0325·10 ³	0,0240	0,0320	0,0380
125	102,32	10,469·10 ³	110,59	12,230·10 ³	125,93	15,858·10 ³	0,0230	0,0300	0,0350
150	166,53	27,732·10 ³	181,42	32,906·10 ³	204,78	41,943·10 ³	0,0220	0,0280	0,0330
200	359,35	1,2913·10 ⁵	391,36	1,5288·10 ⁵	429,20	1,8421·10 ⁵	0,0210	0,0255	0,0300
250	649,83	4,2228·10 ⁵	701,99	4,9280·10 ⁵	770,71	5,9398·10 ⁵	0,0200	0,0240	0,0280
300	1059,4	11,223·10 ⁵	1128,3	12,724·10 ⁵	1242,7	15,443·10 ⁵	0,0190	0,0230	0,0262
350	1588,6	25,237·10 ⁵	1684,8	28,383·10 ⁵	1878,4	35,285·10 ⁵	0,0180	0,0224	0,0252
400	2262,6	51,194·10 ⁵	2394,4	57,312·10 ⁵	2669,3	71,252·10 ⁵	0,0170	0,0215	0,0242
450	3076,7	94,661·10 ⁵	3260,9	106,34·10 ⁵	3626,7	131,48·10 ⁵	0,0168	0,0209	0,0235
500	4054,7	16,439·10 ⁶	4283,3	18,347·10 ⁶	4776,7	22,810·10 ⁶	0,0165	0,0206	0,0230
600	6570,5	43,171·10 ⁶	6860,5	47,066·10 ⁶	7662,4	58,706·10 ⁶	0,0160	0,0200	0,0221
700	9788,8	95,824·10 ⁶	10259	105,25·10 ⁶	11446	130,99·10 ⁶	0,0155	0,0192	0,0212
800	13838	191,49·10 ⁶	14543	211,47·10 ⁶	16257	264,29·10 ⁶	0,0150	0,0185	0,0207
900	18759	351,91·10 ⁶	20035	401,36·10 ⁶	22053	445,59·10 ⁶	0,0147	0,0178	0,0203
1000	24603	605,31·10 ⁶	26704	713,10·10 ⁶	28895	834,92·10 ⁶	0,0145	0,0170	0,0200

Значения модуля расхода K и коэффициента гидравлического трения λ для бывших в эксплуатации чугунных труб при $\Delta = (1,0-1,5)$ мм (квадратичная область сопротивления)

D , мм	$K_{\text{мин}}$, л/с	$K_{\text{мин}}^2$, (л/с) ²	$K_{\text{ср}}$, л/с	$K_{\text{ср}}^2$, (л/с) ²	$K_{\text{макс}}$, л/с	$K_{\text{макс}}^2$, (л/с) ²	$\lambda_{\text{мин}}$	$\lambda_{\text{ср}}$	$\lambda_{\text{макс}}$
50	8,13	66,10	8,43	71,07	8,77	76,91	0,0490	0,0530	0,0570
75	24,18	584,67	24,69	609,60	26,24	688,54	0,0416	0,0470	0,0490
100	52,41	2,7468·10 ³	53,90	2,9052·10 ³	56,40	3,1810·10 ³	0,0380	0,0416	0,0440
125	95,23	9,0687·10 ³	98,22	9,6472·10 ³	102,32	10,469·10 ³	0,0350	0,0380	0,0404
150	155,48	24,162·10 ³	160,62	25,799·10 ³	166,53	27,732·10 ³	0,0330	0,0356	0,0380
200	336,59	1,1329·10 ⁵	346,36	1,200·10 ⁵	359,35	1,291·10 ⁵	0,0300	0,0323	0,0342
250	607,73	3,6934·10 ⁵	627,74	3,941·10 ⁵	649,83	4,223·10 ⁵	0,0280	0,0300	0,0320
300	990,26	9,8062·10 ⁵	1017,8	10,359·10 ⁵	1059,4	11,223·10 ⁵	0,0262	0,0284	0,0300
350	1491,0	22,231·10 ⁵	1534,6	23,550·10 ⁵	1588,6	25,237·10 ⁵	0,0252	0,0270	0,0286
400	2124,8	45,148·10 ⁵	2195,5	48,202·10 ⁵	2262,6	51,194·10 ⁵	0,0242	0,0257	0,0275
450	2911,7	84,780·10 ⁵	2980,9	88,858·10 ⁵	3076,7	94,661·10 ⁶	0,0235	0,0250	0,0262
500	3851,3	14,833·10 ⁶	3954,0	15,634·10 ⁶	4054,7	16,439·10 ⁶	0,0230	0,0242	0,0255
600	6278,2	39,415·10 ⁶	6415,0	41,152·10 ⁶	6570,5	43,171·10 ⁶	0,0221	0,0232	0,0242
700	9370,0	87,797·10 ⁶	9531,2	90,840·10 ⁶	9788,8	95,824·10 ⁶	0,0212	0,0224	0,0232
800	13213	174,59·10 ⁶	13487	181,910·10 ⁶	13838	191,49·10 ⁶	0,0207	0,0218	0,0227
900	17971	322,96·10 ⁶	18297	334,78·10 ⁶	18759	351,91·10 ⁶	0,0203	0,0212	0,0221
1000	23731	563,16·10 ⁶	24175	584,43·10 ⁶	24603	605,31·10 ⁶	0,0200	0,0207	0,0215