

Часть 1

НАПОРНЫЕ И ОТКРЫТЫЕ ПОТОКИ

9. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

Движение жидкости под действием перепада давлений в закрытых каналах (трубопроводах, водоводах) без свободной поверхности называется *напорным*^{*}.

9.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В НАПОРНЫХ ВОДОВОДАХ

При проектировании систем подачи и отвода воды в напорных водоводах необходимо знать гидравлические потери. Это является основой для последующего подбора размеров труб и необходимого гидромеханического оборудования, обеспечивающего работу трубопроводной системы.

Все гидравлические потери делят на два типа:

- **потери напора на трение по длине** $h_{\text{тд}}$ на прямых участках трубопроводов (см. гл. 5 «Динамика ламинарных течений» и гл. 6 «Динамика турбулентных течений» в т. 1 Учебника);
- **местные потери** $h_{\text{тм}}$, вызванные такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации канала происходят изменение скорости течения, трансформация поперечного профиля скоростей, формирование вихревых зон и зон отрыва потока от стенок.

При расчете потерь напора используется принцип сложения, согласно которому общие гидравлические потери равны сумме потерь по длине на отдельных участках равномерного движения и на всех местных сопротивлениях:

$$h_{\text{т}} = \sum_{i=1}^n h_{\text{тд}i} + \sum_{j=1}^m h_{\text{тм}j} \quad ** \quad (9.1)$$

* Тексты, выделенные левой вертикальной линией, являются основными определениями гидравлики и гидромеханики.

** Формулы, представленные в рамках, являются основными формулами гидравлики.

Расчет гидравлических потерь по длине прямых участков напорных трубопроводов ведут по *формуле Дарси — Вейсбаха* (6.112), а расчет потерь напора на местных гидравлических сопротивлениях по *формуле Вейсбаха*

$$h_{\text{зм}} = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (9.2)$$

где V — *средняя скорость* потока в сечении *за (после)* данным гидравлическим сопротивлением; ζ — *коэффициент местного сопротивления*.

Формулу (9.2) можно получить, используя π -теорему (см. гл. 6 «Динамика турбулентных течений» и гл. 8 «Моделирование гидравлических явлений» в т. 1 Учебника), при этом

$$\zeta = f(\text{Re}, L), \quad (9.3)$$

где L — совокупность геометрических параметров, определяющих конфигурацию граничных поверхностей. Таким образом, ζ является сложной функцией от числа Рейнольдса и вида местного сопротивления, определяемой, как правило, экспериментальным путем. В квадратичной области сопротивлений коэффициент ζ становится независимой от Re функцией (автомодельной по Re).

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения, повороты канала, каждое из которых может быть внезапным или постепенным (плавным), а также сопротивления в регулирующей и запирающей арматуре. Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших. Значения коэффициентов ζ для различных местных сопротивлений приводятся в справочной литературе*.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления:

1. Внезапное расширение канала. Теорема Борда — Карно. При внезапном расширении канала (рис. 9.1) поток, срываясь с угла, расширяется не внезапно, как трубопровод, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенками трубы формируется вихревая зона, связанная с его отрывом от стенок, что в результате и является причиной потерь энергии. Участок расширения потока рас-

* См.: Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. П.Г. Киселева. Москва : Энергия, 1972; *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва : Машиностроение, 1975.

пространяется на некоторую длину l , в пределах которой движение жидкости не может быть отнесено к плавно изменяющемуся.

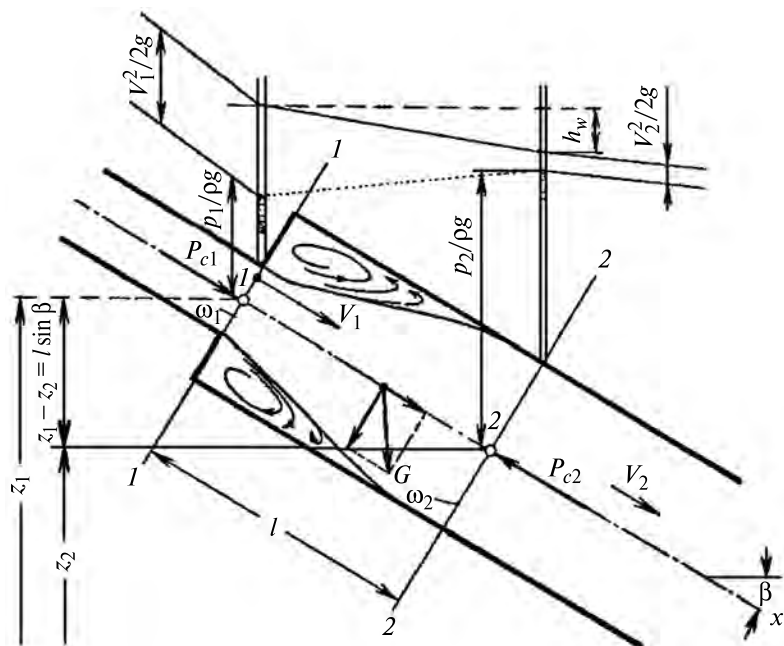


Рис. 9.1. Внезапное расширение канала

Случай внезапного расширения трубопровода с достаточной для практических целей точностью может быть решен аналитически.

Рассмотрим два сечения потока: 1—1 — в плоскости расширения трубы площадью ω_1 и 2—2 — площадью ω_2 в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Запишем уравнение количества движения (6.160) для контрольного объема жидкости $W = l \cdot \omega_2$, находящегося между этими сечениями. При этом примем два допущения:

- будем пренебрегать силами трения по стенкам трубопровода вследствие незначительности длины участка расширения потока;
- распределение давления в сечениях 1—1 и 2—2 будем считать гидростатическим (это достаточно грубое допущение, особенно для створа 1—1, что приводит к заметным погрешностям расчетных данных).

Принятые допущения, а также очевидное равенство $z_1 - z_2 = l \cdot \sin \beta$ (см. рис. 9.1) позволяют записать (6.160) в виде

$$Q \frac{(\alpha_{01} V_1 - \alpha_{02} V_2)}{g} + \frac{(P_{c1} - P_{c2}) \omega_2}{\rho g} + (z_1 - z_2) \omega_2 = 0,$$

или, деля на ω_2 и полагая $\alpha_{01} = \alpha_{02} = 1$ (для турбулентного течения), найти

$$\frac{V_1 V_2 - V_2^2}{g} + \frac{(P_{c1} - P_{c2})}{\rho g} + (z_1 - z_2) = 0,$$

где согласно (6.154) $V_1 = Q/\omega_1$ и $V_2 = Q/\omega_2$.

Теперь прибавим к левой и правой частям этого уравнения тождество

$$\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_1 V_2}{g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g},$$

в результате получим

$$\left(z_1 + \frac{P_{c1}}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{P_{c2}}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right) = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}.$$

Но левая часть полученного равенства согласно уравнению Бернулли (6.155) при установившемся движении жидкости (при $h_i = 0$) тождественно равна потерям напора $h_{\text{в}}$, если коррективы Кориолиса α_1 и α_2 положить равными единице.

Тогда, обозначая потери напора при внезапном расширении трубопровода как $h_{\text{вв.р}}$, окончательно запишем

$$h_{\text{вв.р}} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \frac{(\Delta V)^2}{2g}. \quad (9.4)$$

Формулу (9.4) называют *формулой Борда — Карно*. Если считать разность $V_1 - V_2 = \Delta V$ *потерянной скоростью*, то

гидравлические потери при внезапном расширении канала равны *скоростному напору потерянной скорости*.

Формулу (9.4) с учетом (9.2) можно переписать как

$$h_{\text{вв.р}} = \zeta_{\text{в.р}} \frac{V_2^2}{2g} = \left(\frac{V_1}{V_2} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g}.$$

Откуда находим коэффициент сопротивления при внезапном расширении в виде соотношения площадей отводящей и подводящей труб

$$\zeta_{\text{в.р}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2. \quad (9.5)$$

Частным случаем внезапного расширения является *выход потока в покоящуюся жидкость (неограниченный бьеф* — рис. 9.2).

В этом случае $V_2 = 0$, тогда по формуле (9.4)

$$h_{\text{вых}} = \frac{V_1^2}{2g}. \quad (9.6)$$

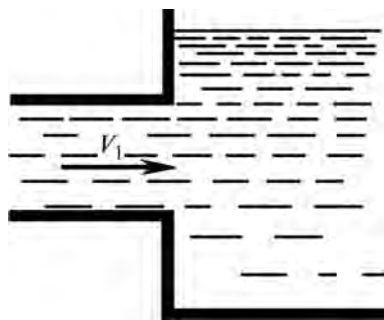
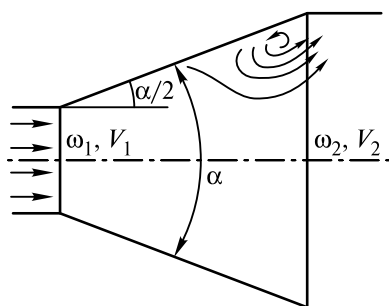


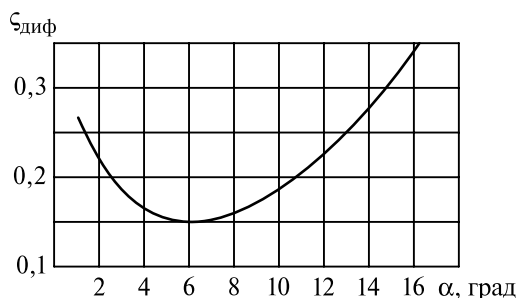
Рис. 9.2. Выход потока в покоящуюся жидкость

То есть поток теряет весь свой скоростной напор. Это единственный случай, когда коэффициент местного сопротивления относится к скорости перед гидравлическим сопротивлением, тогда согласно (9.2) имеем: $\zeta_{\text{вых}} = 1,0$.

2. Постепенное расширение канала. Постепенно расширяющаяся труба называется *диффузором* (рис. 9.3, а). Движение жидкости в диффузоре сопровождается уменьшением скорости, увеличением давления и, следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в потенциальную. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении, происходит отрыв основного потока от стенок и формирование вихревых зон. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α . Кроме того, в диффузоре имеются и потери на трение, подобные тем, которые происходят в трубах постоянного сечения



а



б

Рис. 9.3. Движение жидкости в диффузоре

Потери напора в диффузоре рассматривают как сумму потерь по длине и потерь на расширение

$$h_{\text{диф}} = \left\{ \frac{\lambda}{8 \operatorname{tg}(\alpha/2)} \left[\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - 1 \right] + k \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \right\} \frac{V_2^2}{2g}, \quad (9.7)$$

где k — коэффициент смягчения, $k = \sin \alpha$ при $\alpha = 5 \dots 20^\circ$; λ — коэффициент сопротивления по длине, $\lambda = (\lambda_1 + \lambda_2)/2$ (здесь λ_1 — для узкой и λ_2 — для широкой трубы).

Тогда коэффициент сопротивления диффузора можно выразить формулой

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda}{8 \operatorname{tg}(\alpha/2)} \left[\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - 1 \right] + k \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2. \quad (9.8)$$

Функция $\zeta_{\text{диф}} = f(\alpha)$ имеет минимум (см. рис. 9.3, б) при оптимальном значении угла $\alpha = \alpha_{\text{опт}}$. Значение этого угла определяется формулой

$$\alpha_{\text{опт}} = \arcsin \sqrt{\lambda \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} + 1 \right) / 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)}.$$

При подстановке $\lambda = 0,015 \dots 0,025$ и $\omega_2/\omega_1 = 2 \dots 4$ получим $\alpha_{\text{опт}} = 6^\circ$.

3. Внезапное сужение канала. Потери напора в этом случае обусловлены формированием вихревых зон при входе в узкую трубу в кольцевом пространстве вокруг сжатой части потока (рис. 9.4, а). Потери напора определяются формулой (9.2), где коэффициент сопротивления по И.Е. Идельчику [10] равен

$$\zeta_{\text{в.с}} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right). \quad (9.9)$$

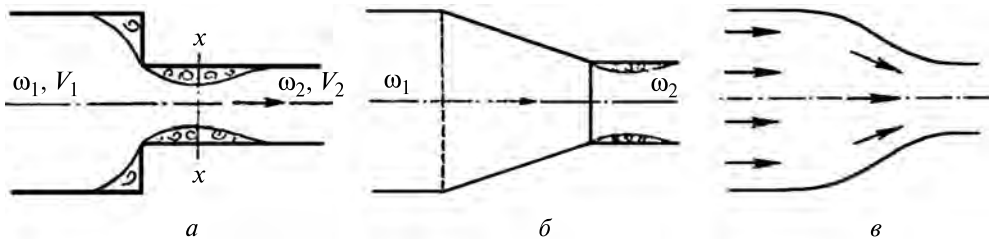


Рис. 9.4. Внезапное сужение трубы (а), конфузор (б), сопло (в)

При входе потока в трубу из резервуара больших размеров можно полагать $\omega_2/\omega_1 = 0$, тогда коэффициент сопротивления будет равен $\zeta_{в.с} = 0,5$.

4. Постепенное сужение канала. Плавное сужающаяся труба называется *конфузором* (рис. 9.4, б). Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре возникают потери напора на трение и небольшое вихреобразование при отрыве потока от стенок с одновременным сжатием на выходе в цилиндрическую трубу, при этом

$$\zeta_{кнф} = \frac{\lambda}{8 \operatorname{tg}(\alpha/2)} \left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + \frac{k}{2} \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right), \quad (9.10)$$

где k — коэффициент смягчения (табл. 9.1).

Таблица 9.1

α , град	k	α , град	k
10	0,40	80	0,30
20	0,25	100	0,40
40	0,20	140	0,60
60	0,20		

Закруглением угла на выходе в цилиндрическую трубу можно значительно уменьшить потери напора. Конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями называется *соплом* (рис. 9.4, в). Сопла практически не оказывают гидравлического сопротивления.

5. Внезапный поворот трубы (колена). Данный вид местного сопротивления (рис. 9.5, а) сопровождается значительными потерями энергии, так как в нем происходят отрыв потока от стенок и формирование вихревых зон, причем потери тем больше, чем больше угол поворота α . Потери напора рассчитывают по формуле (9.2), где ζ — коэффициент сопротивления колена круглого сечения; определяется по графику в зависимости от угла α (рис. 9.5, б).

6. Плавный поворот трубы (закругленное колено). Плавность поворота значительно снижает интенсивность формирования вихрей, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с этим сопротивлением в колене. Коэффициент сопротивления плавного поворота $\zeta_{п.п}$ зависит от отношения R/d (рис. 9.5, в), угла поворота α , а также формы поперечного сечения трубы. Для отводов круглого сечения с углом $\alpha = 90^\circ$ и $R/d \geq 1$ можно воспользоваться эмпирической формулой

$$\zeta_{90} = 0,051 + 0,19 \frac{d}{R}. \quad (9.11)$$

Далее, для углов $\alpha \leq 70^\circ$ коэффициент сопротивления вычисляется как

$$\zeta_{п.п} = \zeta_{90} \sin \alpha, \quad (9.12)$$

а при $\alpha \geq 100^\circ$

$$\zeta_{п.п} = \left(0,7 + 0,35 \frac{\alpha}{90} \right) \zeta_{90}. \quad (9.13)$$

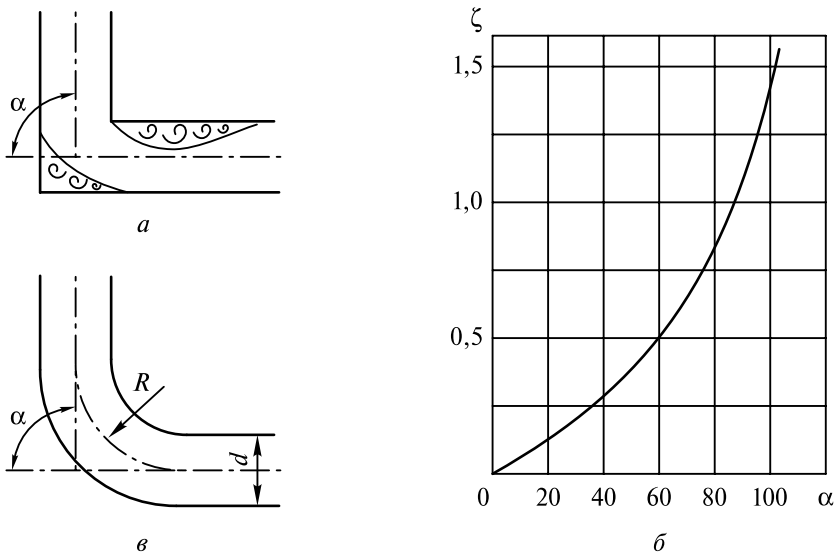


Рис. 9.5. Повороты трубы (а, в) и график зависимости сопротивления колена круглого сечения от угла α (б)

9.2. УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДАХ

9.2.1. Классификация трубопроводов. Задачи расчета

Трубопроводы разделяют на **простые** и **сложные**, **короткие** и **длинные**

Трубопровод, состоящий из *одной* не имеющей ответвлений *линии*, хотя бы и переменного сечения, и при наличии местных сопротивлений, называется *простым*.

Сложные трубопроводы состоят из нескольких линий либо из одной линии, но с *переменным расходом*.

Длина трубопровода в гидравлическом понимании определяется соотношением путевых и местных гидравлических потерь.

Если потери по длине пренебрежимо малы по сравнению с местными потерями, т.е. при

$$\sum_{i=1}^n h_{\text{вд}i} \ll \sum_{j=1}^m h_{\text{м}j},$$

трубопроводы называют *весьма короткими*.

К весьма коротким трубопроводам относятся *насадки* — трубы длиной менее 8,0 диаметров, присоединенные к отверстию в стенке резервуара. Их мы рассмотрим в гл. 10 «Истечение жидкости из отверстий и насадков. Струи».

В этой главе мы рассмотрим короткие и длинные трубопроводы.

В общем случае, когда необходимо учитывать суммарные гидравлические потери по длине и местные гидравлические потери, т.е. если гидравлические потери определяются равенством (9.1)

$$h_{\text{в}} = \sum_{i=1}^n h_{\text{вд}i} + \sum_{j=1}^m h_{\text{м}j},$$

то трубопроводы называют *короткими*.

Если сумма местных потерь напора пренебрежимо мала по сравнению с суммарными потерями по длине

$$\sum_{i=1}^n h_{\text{вд}i} \gg \sum_{j=1}^m h_{\text{м}j},$$

то трубопроводы называют *длинными*.

При гидравлическом расчете трубопроводов встречаются три задачи:

- определение пропускаемого трубопроводом расхода Q при заданных действующем напоре H и габаритах проточной части (длине трубопровода l , его диаметре d , местных сопротивлениях);

- определение действующего напора H при заданных пропускаемом расходе Q и габаритах проточной части трубопровода;
- определение диаметра трубопровода d при заданных его длине l , местных сопротивлениях, расходе Q и напоре H .

Во всех случаях может представлять интерес и распределение давления вдоль трубопровода, так что в результате решения задачи обычно должны быть построены пьезометрическая и напорная линии.

9.2.2. Расчет коротких трубопроводов

Расчет коротких трубопроводов осуществляют с помощью уравнения Бернулли (6.155). Так как трубопровод может состоять из нескольких участков различного диаметра или из труб, выполненных из различных материалов, а также иметь различные местные сопротивления, то в правую часть уравнения Бернулли следует вводить сумму потерь напора по длине на различных участках и сумму местных потерь напора:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{V_j^2}{2g}. \quad (9.14)$$

Следуя общим правилам применения уравнения Бернулли, расчетные сечения 1—1 и 2—2 следует выбирать так, чтобы как можно больше слагаемых были известны или заданы по условиям задачи, распределение давления в сечениях должно подчиняться гидростатическому закону, а условную плоскость сравнения 0—0 необходимо выбирать из условий удобства. Рассмотрим два случая: случай истечения в атмосферу и случай истечения под уровень:

1. Истечение в атмосферу (рис. 9.6, а). Выберем сечение 1—1 на свободной поверхности жидкости в питающем резервуаре А, а сечение 2—2 — совпадающим с выходным сечением трубопровода. Положим далее плоскость сравнения 0—0 на оси сечения 2—2. Тогда, если давление на свободной поверхности и на выходе трубопровода равно атмосферному, т.е. $P_1 = P_2 = P_0 = P_{\text{ат}}$, и площадь жидкости на свободной поверхности велика настолько, что можно положить $V_1 = V_A = 0$, то уравнение Бернулли согласно приведенной схеме можно записать так:

$$H = \frac{\alpha_2 V^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{V_j^2}{2g}, \quad (9.15)$$

где H — действующий напор, $H = Z_1 - Z_2$; V — средняя скорость жидкости в сечении на выходе из трубопровода.

Откуда в результате

$$V = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (9.17)$$

и

$$Q = \omega V = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (9.18)$$

где μ и φ — коэффициенты расхода трубопровода и скорости истечения

$$\mu = \varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\omega_i^2}{\omega^2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{\omega_j^2}{\omega^2}}}. \quad (9.19)$$

2. Истечение под уровень (рис. 9.6, б). Выберем оба расчетных сечения на свободной поверхности жидкости, при этом сечение 1—1 — в питающем резервуаре *A*, а сечение 2—2 — в принимающем резервуаре нижнего бьефа *B*. Положим плоскость сравнения 0—0 совпадающей со свободной поверхностью в резервуаре *B*. Тогда, если давление на свободной поверхности жидкости в резервуарах равно атмосферному, т.е. $P_1 = P_2 = P_0 = P_{\text{ат}}$ и $V_1 = V_A = V_2 = V_B = 0$, то уравнение Бернулли запишется в виде

$$H = \frac{V^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{V_j^2}{2g},$$

где первое слагаемое согласно формуле (9.6) определяет гидравлические потери при выходе потока в неограниченный бьеф.

Тогда, определяя соотношения средних скоростей движения жидкости на различных участках проточного тракта по (9.16) как

$$Q = \omega V = \omega_i V_i = \omega_j V_j = \text{const},$$

находим

$$H = \left(1 + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\omega_i^2}{\omega^2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{\omega_j^2}{\omega^2} \right) \frac{V^2}{2g}.$$

И в результате получим

$$V = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (9.20)$$

$$Q = \omega V = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (9.21)$$

$$\mu = \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\omega^2}{\omega_i^2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{\omega^2}{\omega_j^2}}}. \quad (9.22)$$

Сопоставляя формулы (9.17)—(9.19) с (9.20)—(9.22), можно видеть их идентичность, так как для турбулентных течений корректив Кориолиса можно положить равным единице ($\alpha = 1$). Таким образом, расчет коротких трубопроводов с истечением жидкости в атмосферу и под уровень одинаков.

3. Типовой гидравлический расчет короткого трубопровода. Пусть необходимо определить скорость истечения в атмосферу и расход жидкости в горизонтальном металлическом трубопроводе (рис. 9.7) с шероховатостью стенок $\Delta = 0,1$ мм. Трубопровод запитан от резервуара больших размеров с покоящейся жидкостью и работает под действующим напором $H = 10$ м. Полагая что режим течения турбулентный квадратичный, возьмем коэффициент Кориолиса равным единице ($\alpha = 1$). Примем далее плоскость сравнения на уровне оси трубопровода. Тогда уравнение Бернулли (9.14) для сечения 1—1 на свободной поверхности жидкости в открытом резервуаре и в сечении 2—2 на выходе из трубопровода можно записать в виде

$$H = \frac{V_3^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{V_j^2}{2g}.$$

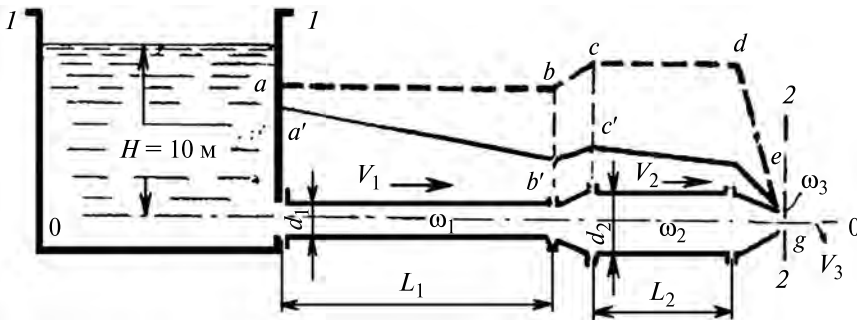


Рис. 9.7. Расчетная схема трубопровода ($d_1 = 0,10$ м; $\omega_1 = 0,00786$ м²; $L_1 = 150$ м; $d_2 = 0,20$ м; $\omega_2 = 0,0314$ м²; $L_2 = 50$ м; $\omega_3 = 10$ см²)

Гидравлические потери складываются из:

- потерь напора на гидравлическое трение по длине двух участков L_1 и L_2 , равных с учетом формулы Шифринсона (6.117):

$$h_{\text{од1}} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g},$$

$$h_{\text{од2}} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g},$$

- местных потерь напора:

– на вход потока в трубу

$$h_{\text{ом1}} = \zeta_{\text{в.с}} \frac{V_1^2}{2g} = 0,5 \frac{V_1^2}{2g};$$

– на внезапное расширение

$$h_{\text{ом2}} = \zeta_{\text{в.р}} \frac{V_2^2}{2g} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g};$$

– на внезапное сужение

$$h_{\text{ом3}} = \zeta_{\text{в.с}} \frac{V_3^2}{2g} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\omega_3}{\omega_2} \right) \frac{V_3^2}{2g}.$$

Но по соотношениям (9.16)

$$Q = \omega_1 V_1 = \omega_2 V_2 = \omega_3 V_3.$$

Тогда, суммируя потери, получим

$$H = \left\{ \left[0,5 + 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} \frac{l_1}{d_1} \right] \cdot \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} + \left[\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 + 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} \frac{l_2}{d_2} \right] \cdot \frac{\omega_3^2}{\omega_2^2} + \frac{3}{2} - \frac{\omega_3}{2\omega_2} \right\} \frac{V_3^2}{2g},$$

или, подставляя исходные данные,

$$H = 2,012 \frac{V_3^2}{2g}.$$

Откуда находим искомые скорость истечения и расход трубопровода:

$$V_3 = \sqrt{\frac{2gH}{2,012}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10}{2,012}} = 9,87 \text{ м/с},$$

$$Q = \omega_3 V_3 = 0,001 \cdot 9,87 = 0,00987 \text{ м}^3/\text{с} = 9,87 \text{ л/с}.$$

Проверка показывает, что режим движения жидкости в трубопроводной системе действительно является турбулентным, так как

$$\text{Re} = \frac{V_1 d_1}{\nu} = \frac{Q d_1}{\omega_1 \nu} = \frac{0,00987 \cdot 0,1}{0,00786 \cdot 1,14 \cdot 10^{-6}} = 110200 \gg \text{Re}_{\text{кр}} = 2320.$$

Теперь посмотрим, каковы будут характеристики трубопроводной системы, если в качестве расчетной принять модель невязкой (идеальной) жидкости. В этом случае гидравлические потери следует положить равными нулю и записать уравнение Бернулли в виде

$$H = \frac{V_3^2}{2g},$$

отсюда

$$V_3 = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 10} = 14,01 \text{ м/с},$$

$$Q = \omega_3 V_3 = 0,001 \cdot 14,01 = 0,01401 \text{ м}^3/\text{с} = 14,01 \text{ л/с}.$$

Можно видеть, что пренебрежение вязкостью жидкости, сколь малой она бы ни казалась, ведет к недопустимой 42% -й погрешности в гидравлическом расчете.

На рис. 9.7 показана пьезометрическая линия: сплошная для вязкой (реальной) жидкости, пунктирная — для невязкой (идеальной).

Возвращаясь к трем задачам гидравлического расчета трубопроводов, отметим, что *вторая задача* решается прямым счетом, с помощью подстановки в формулу

$$H = \left(1 + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\omega^2}{\omega_i^2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{\omega^2}{\omega_j^2} \right) \frac{Q^2}{2g\omega^2} \quad (9.23)$$

геометрических параметров проточного тракта и значения требуемого расхода, а *третья задача* решается методом последовательных приближений (итераций) по уравнению

$$\frac{Q}{\sqrt{2gH}} = \frac{\omega}{\sqrt{1 + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\omega^2}{\omega_i^2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{\omega^2}{\omega_j^2}}}, \quad (9.24)$$

полученному в соответствии с формулами (9.21) и (9.22).

9.2.3. Расчет длинных трубопроводов

Расчет длинных трубопроводов выполняется по упрощенной схеме. При этом:

- пренебрегают местными потерями напора и скоростным напором движущейся жидкости. В этом случае пьезометрическая линия по длине трубопровода совпадает с напорной, а в качестве удобной расчетной характеристики принимается гидравлический J или равный ему пьезометрический I уклон;

- полагают, что трубопроводы работают в области квадратичного сопротивления, где коэффициент сопротивления по длине λ определяется только относительной шероховатостью стенок и вычисляется по формулам (6.117) или (6.118);

- принимают, что основной характеристикой водопроводной сети является не средняя скорость движения V , а расход жидкости Q в трубопроводе.

Исходя из этих предпосылок, формулу Дарси — Вейсбаха (6.112) переписывают в следующем виде:

$$J = \frac{h_{\text{в}}}{l} = \lambda \frac{1}{d} \frac{V^2}{2g} = \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R_r} = \frac{Q^2}{K^2}, \quad (9.25)$$

где, напомним, C — коэффициент Шези, $C = \sqrt{8g/\lambda}$; R_r — гидравлический радиус трубопровода, $R_r = d/4$.

Параметр

$$K = \omega C \sqrt{R_r} \quad (9.26)$$

называют *расходной характеристикой трубопровода* или *модулем расхода*.

Таким образом, расход длинного трубопровода определяется формулой

$$Q = K \sqrt{J} = K \sqrt{h_{\text{в}}/l}. \quad (9.27)$$

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru