8. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Общие сведения

При установившемся плавно изменяющемся движении реальной жидкости уравнение Бернулли для двух сечений потока 1–1 и 2–2 имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g} + h_w, \qquad (8.1)$$

где z_1, z_2 – расстояния от плоскости сравнения до центра соответствующего сечения; p_1, p_2 – гидростатические давления соответственно в сечении 1–1 и 2–2; ρ – плотность жидкости; g – ускорение свободного падения; α_1, α_2 – коэффициенты кинетической энергии (коэффициенты Кориолиса) соответственно в сечении 1–1 и 2–2; при ламинарном режиме движения жидкости $\alpha = 2$, турбулентном $\alpha = 1{,}1$, в случае, когда $\frac{\upsilon^2}{2g}$ мало по сравнению с потерями h_w или при менее точных практических расчетах, принимают $\alpha = 1$; υ_1, υ_2 – средние по живому сечению скорости соответственно в сечениях 1–1 и 2–2; h_w – потери напора на участке между сечениями 1–1 и 2–2.

Все слагаемые уравнения Бернулли имеют линейную размерность и могут быть представлены геометрически (рис. 8.1): координата z – геометрический напор; величина $\frac{p}{\rho g}$ – пьезометрическая высота; $z + \frac{p}{\rho g}$ – пьезометрический напор.

Линия, проходящая через свободную поверхность жидкости в пьезометрических трубках, называется пьезометрической линией. Она может понижаться или повышаться вдоль потока, возможно и горизонтальное ее положение. Линия, проходящая через свободную поверхность жидкости в скоростных трубках, называется напорной линией. Она находится выше пьезометрической на величину скоростного напора $\frac{\alpha \upsilon^2}{2g}$.

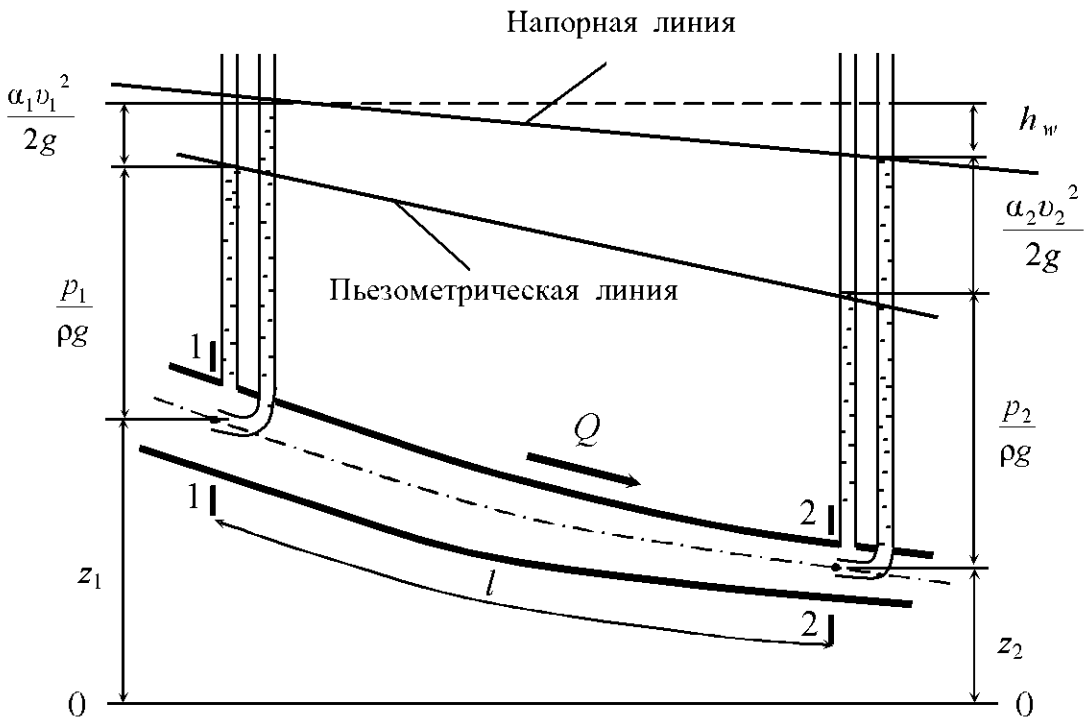


Рис. 8.1

Сумма пьезометрического и скоростного напоров называется гидродинамическим напором:

$$H_д = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}. \qquad (8.2)$$

Гидродинамический напор в первом сечении больше гидродинамического напора во втором сечении на величину потерь h_w. Напорная линия для потока реальной (вязкой) жидкости понижается в направлении ее движения, т.е. имеет положительный уклон.

Гидравлическим уклоном называют отношение потерь напора к длине участка, на котором эти потери происходят. Гидравлический уклон определяется по формуле

$$I = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}\right)}{l} = \frac{h_w}{l}, \qquad (8.3)$$

где l – длина участка между сечениями 1–1 и 2–2.

Гидравлический уклон I всегда положителен, так как потери напора $h_w > 0$.

Пьезометрическая линия также имеет уклон I_p, который называется пьезометрическим уклоном и определяется по формуле

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)}{l}. \qquad (8.4)$$

Пьезометрический уклон может быть положительным, равным нулю и отрицательным.

Пьезометрическая линия при равномерном безнапорном движении жидкости совпадает со свободной поверхностью, а напорная линия находится выше на величину скоростного напора.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии в потоке движущейся жидкости, а каждый член уравнения является удельной энергией, т.е. энергией, отнесенной к единице веса жидкости:

z – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия.

Горизонтальную плоскость сравнения при составлении уравнения Бернулли целесообразно проводить через ось потока, свободную поверхность жидкости в нижнем резервуаре или ниже всего потока жидкости. Расчетные поперечные сечения выбираются и нумеруются по течению жидкости. При их выборе следует стремиться к тому, чтобы в уравнение Бернулли входили неизвестные величины и как можно больше известных. В большинстве случаев при расчете движения жидкости с разными скоростями в живых сечениях потока наряду с уравнением Бернулли используется и уравнение неразрывности (7.7).

Примеры решения задач

Задача 8.1. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется жидкость (рис. 8.2), плотность которой $\rho_ж = 700$ кг/м^3. Диаметр в сечении 1–1 трубопровода $d_1 = 5$ см, а в сечении 2–2 $d_2 = 2$ см, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном глицери-

ном плотностью $\rho_г = 1250$ кг/м^3, составляет $h = 28$ см. Определить скорость движения жидкости в сечении 2–2 трубопровода. Потери напора не учитывать.

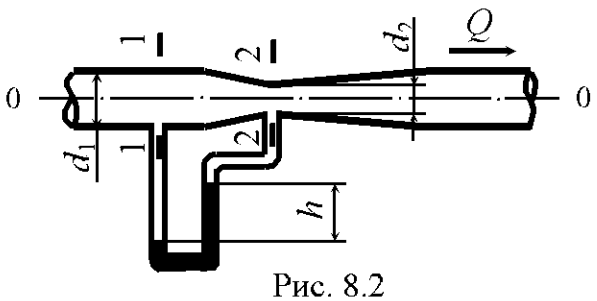


Рис. 8.2

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0. За плоскость сравнения целесообразно выбрать горизонтальную плоскость, совпадающую с осью трубопровода, а сечения назначить в широкой и узкой частях трубопровода в местах присоединения дифференциального манометра. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_ж g} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_ж g} + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g} + h_w .$$

По условию задачи $h_w = 0$, для горизонтального трубопровода $z_1 = z_2 = 0$. С достаточной степенью точности можно принять $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$.

Разность давлений в сечениях с учетом разных жидкостей и их плотности в дифференциальном манометре

$$p_1 - p_2 = \rho_г g h - \rho_ж g h = (\rho_г - \rho_ж) g h ,$$

где $\rho_г, \rho_ж$ – плотность соответственно глицерина и жидкости в дифференциальном манометре.

Из уравнения неразрывности потока

$$\upsilon_1 \omega_1 = \upsilon_2 \omega_2$$

выразим

$$\upsilon_1 = \upsilon_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = \upsilon_2 \frac{d_2^2}{d_1^2} .$$

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho_ж g} = \frac{\upsilon_2^2 - \upsilon_1^2}{2g} ,$$

$$\frac{(\rho_г - \rho_ж) g h}{\rho_ж g} = \frac{\upsilon_2^2 \left(1 - \dfrac{d_2^4}{d_1^4}\right)}{2g} .$$

Отсюда

$$\upsilon_2 = \sqrt{\frac{2gh(\rho_г - \rho_ж)}{\rho_ж\left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4}\right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}28(1250 - 700)}{700\left(1 - \frac{0{,}02^4}{0{,}05^4}\right)}} = 2{,}1 \text{ м/с}.$$

Задача 8.2. По сифонному трубопроводу движется вода. Определить расход Q и давление воды в сечении x–x (рис. 8.3), пренебрегая потерями напора. Верхняя точка оси трубопровода расположена выше уровня воды в резервуаре на $H = 1$ м, а нижняя – ниже на $h = 3$ м. Внутренний диаметр трубопровода $d = 20$ мм.

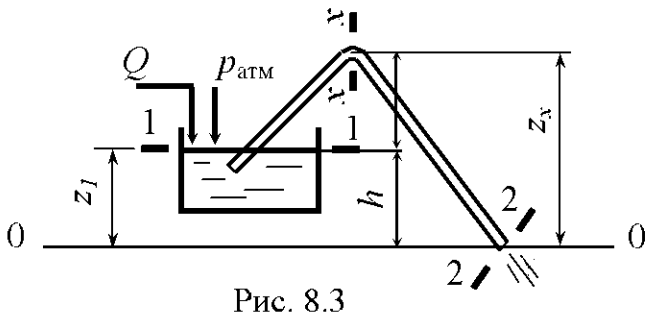


Рис. 8.3

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0. За плоскость сравнения целесообразно выбрать горизонтальную плоскость, проходящую через нижнюю точку трубопровода. Сечение 1–1 совпадает с уровнем жидкости в питающем резервуаре, а сечение 2–2 – с выходом жидкости из трубопровода. Уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g} + h_{w}.$$

Здесь $z_1 = h$; $z_2 = 0$; $h_{w} = 0$.

На поверхность жидкости в питающем резервуаре и на выходе из трубопровода действует атмосферное давление $p_{атм}$, поэтому $p_1 = p_2 = p_{атм}$. Принимаем $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$. Скорость изменения уровня в резервуаре $\upsilon_1 = 0$, так как в резервуар поступает вода с расходом Q и уровень воды в нем постоянный. Произведя подстановку в исходное уравнение, получим уравнение Бернулли в виде

$$h = \frac{\upsilon_2^{\,2}}{2g}.$$

Выразим скорость:

$$\upsilon_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 3} = 7{,}67 \text{ м/с}.$$

Расход определяется по формуле

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

После перевода численных значений в основные единицы системы СИ и подстановки получаем

$$Q = 7{,}67\frac{3{,}14\cdot 0{,}02^2}{4} = 2{,}4\cdot 10^{-3}\ \text{м}^3/\text{с} = 2{,}4\ \text{л/с}.$$

Для расчета абсолютного давления в верхней точке трубопровода составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и *x*–*x* относительно плоскости сравнения 0–0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1\upsilon_1^2}{2g} = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x\upsilon_x^2}{2g}.$$

Здесь $z_1 = h$; $z_2 = h + H$; $p_1 = p_{\text{атм}}$. Принимаем $\alpha_1 = \alpha_x \approx 1$; $\upsilon_1 = 0$. Скорость движения жидкости в трубопроводе постоянного сечения одинакова: $\upsilon_x = \upsilon_2$. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = h + H + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\upsilon_2^2}{2g}.$$

Выразим давление в сечении *x*–*x*:

$$p_x = \left(\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H - \frac{\upsilon_2^2}{2g}\right)\rho g.$$

Принимая нормальное атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 101$ кПа, плотность воды $\rho = 1000$ кг/м^3, имеем

$$p_x = \left(\frac{101\cdot 10^3}{1000\cdot 9{,}81} - 1 - \frac{7{,}67^2}{2\cdot 9{,}81}\right)1000\cdot 9{,}81 = 61760\ \text{Па} = 61{,}76\ \text{кПа}.$$

В сечении *x*–*x* абсолютное давление p_x меньше атмосферного. Значит, в сечении *x*–*x* вакуумметрическое давление

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_x = 101 - 61{,}76 = 39{,}24\ \text{кПа}.$$

Задачи для самостоятельного решения

8.1. Вода движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1–1 к сечению 2–2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1–1 больше давления в сечении 2–2 на $\Delta p = 25$ кПа. Определить расход Q, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1–1 $D = 65$ мм, а в сечении 2–2 $d = 40$ мм, разность отметок сечений $\Delta z = 2$ м. Потерями напора пренебречь.

8.2. Определить скорость движения бензина υ и расход Q в сифонном трубопроводе (рис. 8.3). Нижняя точка оси трубопровода расположена ниже уровня жидкости в питающем резервуаре на расстоянии $h = 2{,}5$ м. Внутренний диаметр трубопровода $d = 25$ мм, плотность бензина $\rho = 850$ кг/м^3. Потерями напора пренебречь.

8.3. Определить расход воды в трубопроводе (рис. 8.5). Показание ртутного дифференциального манометра $h = 30$ мм. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13600$ кг/м^3, внутренний диаметр трубопровода $D = 80$ мм. Потери напора не учитывать.

8.4. Определить скорость газа в трубопроводе с внутренним диаметром $D = 50$ мм (рис. 8.6). В колене манометра находится жидкость плотностью $\rho_ж = 1000$ кг/м^3. Плотность газа $\rho_г = 20$ кг/м^3. Потери напора не учитывать.

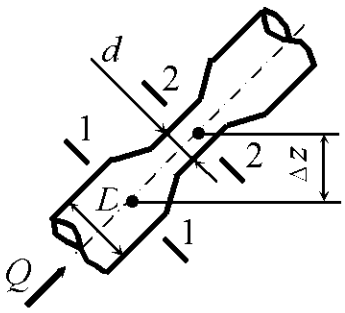


Рис. 8.4

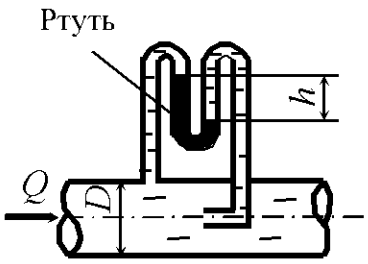


Рис. 8.5

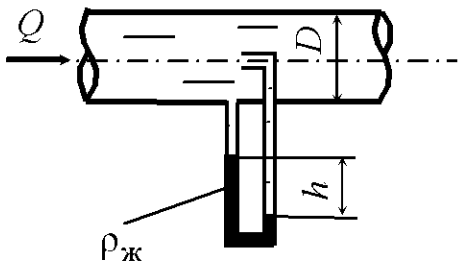


Рис. 8.6

8.5. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется глицерин (рис. 8.7), плотность которого $\rho_г = 1250$ кг/м^3. Диаметр в широком сечении трубопровода $d_1 = 75$ мм. Расход глицерина в трубопроводе $Q = 1{,}5$ л/с, разность уровней в дифференциальном мано-

метре, заполненном ртутью плотностью $\rho_{рт} = 13600$ кг/м^3, составляет $h = 25$ мм. Определить диаметр трубопровода в узком сечении. Потери напора не учитывать.

8.6. По сифонному трубопроводу движется жидкость (рис. 8.3). Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе $\upsilon = 1{,}2$ м/с, плотность жидкости $\rho = 750$ кг/м^3. Определить вакуумметрическое давление p в сечении x–x сифонного трубопровода, если оно расположено выше уровня жидкости питающего резервуара на $H = 3{,}5$ м. Потерями напора пренебречь.

8.7. Бензин движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1–1 к 2–2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1–1 $p_1 = 86$ кПа, а в сечении 2–2 – $p_2 = 48$ кПа. Определить скорость движения жидкости в сечении 2–2, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1–1 $D = 40$ мм, а в сечении 2–2 – $d = 25$ мм, разность отметок сечений $\Delta z = 3$ м, плотность бензина $\rho = 850$ кг/м^3. Потерями напора пренебречь.

8.8. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает нефть с расходом $Q = 1{,}3$ л/с (рис. 8.8). Определить разность показаний пьезометров h, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 10$ см, а в узком – $d = 5$ см. Плотность нефти $\rho = 850$ кг/м^3. Потерями напора пренебречь.

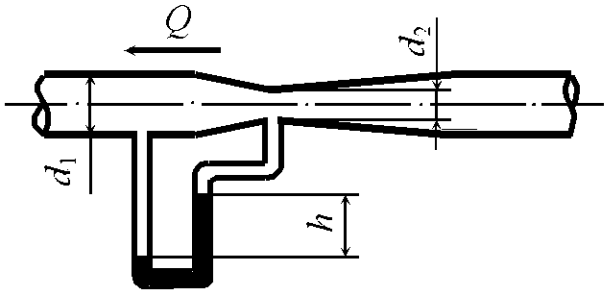


Рис. 8.7

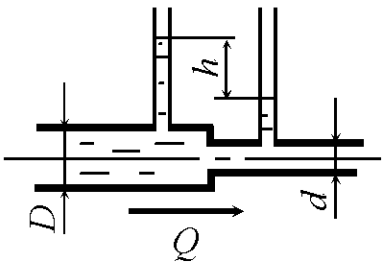


Рис. 8.8

8.9. По горизонтальному трубопроводу движется керосин (рис. 8.5). Показание ртутного дифференциального манометра $h = 50$ мм. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13600$ кг/м^3, плотность керосина $\rho_к = 780$ кг/м^3. Внутренний диаметр трубопровода $D = 50$ мм. Определить скорость керосина в трубопроводе. Потерями напора пренебречь.

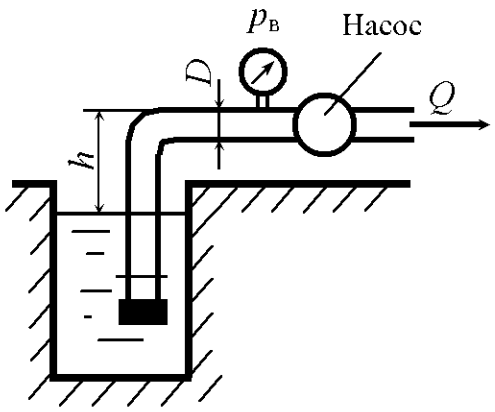


Рис. 8.9

8.10. Насос с подачей $Q = 7{,}2$ м^3/ч забирает воду из колодца (рис. 8.9). Определить наибольший вакуум $p_в$ при входе в насос. Внутренний диаметр трубопровода $D = 80$ мм, высота установки насоса над уровнем жидкости $h = 4$ м. Потери напора $h_w = 0{,}5$ м.

8.11. Керосин движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1–1 к 2–2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1–1 $p_1 = 35$ кПа. Определить манометрическое давление в сечении 2–2, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1–1 $D = 50$ мм, а в сечении 2–2 $d = 35$ мм, разность отметок сечений $\Delta z = 1$ м, расход жидкости $Q = 2$ л/с. Потерями напора пренебречь.

8.12. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть (рис. 8.7), плотность которой $\rho_н = 850$ кг/м^3. Диаметр в узком сечении трубопровода $d_2 = 50$ мм. Расход нефти в трубопроводе $Q = 0{,}5$ л/с, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью плотностью $\rho_{рт} = 13600$ кг/м^3, составляет $h = 35$ мм. Определить диаметр трубопровода в широком сечении. Потерями напора пренебречь.

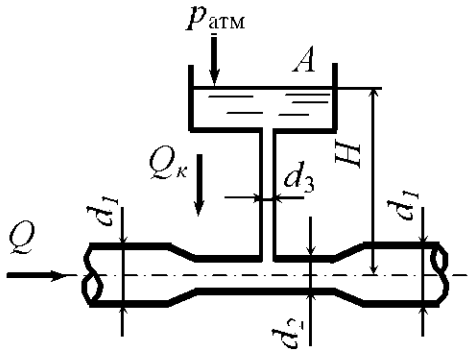


Рис. 8.10

8.13. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется вода (рис. 8.10). Из бачка A по трубке, подведенной к трубопроводу, поступает краситель плотностью $\rho = 1300$ кг/м^3. Определить расход воды в трубопроводе, при котором прекратится подача красителя. Уровень красителя в бачке $H = 0{,}5$ м, диаметр трубопровода в широком сечении $D = 150$ мм, в узком $d = 100$ мм, манометрическое давление воды в широком сечении трубопровода равно 30 кПа. Потерями напора пренебречь.

8.14. По трубопроводу (рис. 8.5) движется вода с расходом $Q = 25$ м^3/ч. Определить показание ртутного дифференциального манометра. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13600$ кг/м^3, внутренний диаметр трубопровода $D = 50$ мм. Потерями напора пренебречь.

8.15. Насос с подачей $Q = 7$ л/с забирает воду из колодца (рис. 8.9). Внутренний диаметр трубопровода $D = 80$ мм. Определить высоту установки насоса над уровнем жидкости h, чтобы вакуум при входе в насос не превышал $p_в = 50$ кПа. Потери напора $h_w = 0{,}6$ м.

8.16. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает вода при разности показаний пьезометров $h = 50$ см (рис. 8.11). Определить расход Q, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 50$ мм, а в узком $d = 30$ мм. Потери напора $h_w = 0{,}1$ м.

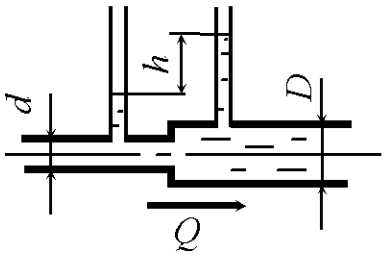


Рис. 8.11

8.17. Определить, на какую теоретическую высоту H относительно уровня жидкости в питающем резервуаре можно поднять сечение x–x сифонного трубопровода (рис. 8.3), чтобы вакуумметрическое давление p в этом сечении не превышало 40 кПа. Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе $\upsilon = 1{,}8$ м/с, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м^3. Потерями напора пренебречь.

8.18. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется минеральное масло (рис. 8.7), плотность которого $\rho_м = 750$ кг/м^3. Диаметр в широком сечении трубопровода $d_1 = 75$ мм, а в узком $d_2 = 45$ мм, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью с плотностью $\rho_{рт} = 13500$ кг/м^3, составляет $h = 45$ мм. Определить расход масла в трубопроводе. Потерями напора пренебречь.

8.19. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость при разности показаний пьезометров $h = 75$ см (рис. 8.8). Определить скорость жидкости в узком сечении трубопровода, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 75$ мм, а в узком $d = 40$ мм. Плотность жидкости $\rho = 1200$ кг/м^3. Потери напора $h_w = 0{,}2$ м.

8.20. Насос установлен над уровнем воды в колодце на высоте $h = 1$ м (рис. 8.9). Определить подачу воды Q, если наибольший вакуум при входе в насос $p_в = 40$ кПа. Внутренний диаметр трубопровода $D = 5$ см. Потери напора $h_w = 0{,}4$ м.

8.21. Определить среднюю скорость движения жидкости в трубопроводе υ (рис. 8.3), чтобы вакуумметрическое давление p в сечении x–x сифонного трубопровода не превышало 60 кПа. Высота расположения сечения относительно уровня жидкости в питающем резервуаре $H = 3{,}5$ м, относительная плотность жидкости $\delta = 1{,}2$. Потерями напора пренебречь.

8.22. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется вода (рис. 8.10). Из бачка A по трубке, подведенной к трубопроводу, поступает краситель плотностью $\rho = 1250$ кг/м^3. Определить, при какой высоте H прекратится подача красителя. Расход воды в трубопроводе $Q = 1{,}8$ м^3/мин, диаметр трубопровода в широком сечении $d_1 = 200$ мм, в узком $d_2 = 100$ мм, абсолютное давление воды в трубопроводе с диаметром $d_1 = 150$ кПа. Потерями напора пренебречь.

8.23. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения с диаметрами $d_1 = 50$ мм и $d_2 = 30$ мм движется нефть (рис. 8.7) с расходом $Q = 1{,}1$ м^3/сут. Определить, пренебрегая потерями напора, разность давлений в узком и широком сечениях трубопровода.

8.24. По трубопроводу диаметром $D = 150$ мм движется вода с расходом 20 л/мин. Определить, пренебрегая потерями напора, разность уровней в жидкостном манометре (рис. 8.6). Плотность жидкости в манометре $\rho_ж = 1{,}3$ г/см^3.

8.25. Определить, пренебрегая потерями напора, расход воды в трубопроводе диаметром $D = 10$ см (рис. 8.5), если разность уровней жидкости в манометре $h = 250$мм. Плотность жидкости в манометре $\rho_ж = 1250$ кг/м^3.

8.26. Какую разность уровней h покажет дифференциальный манометр, заполненный водой, при расходе воздуха $Q = 8000$ м^3/ч (рис. 8.7), если плотность воздуха $\rho = 1{,}2$ кг/м^3? Трубопровод переменного сечения расположен горизонтально. Диаметр широкого сечения трубы $d_1 = 50$ см, узкого $d_2 = 20$ см. Потери напора $h_w = 0{,}1$ м.

8.27. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает вода при разности показаний пьезометров $h = 1{,}5$ м (рис. 8.8). Определить расход Q, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 80$ мм, а в узком $d = 50$ мм. Потери напора $h_w = 0{,}15$ м.

8.28. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость с относительной плотностью $\delta = 1{,}2$, расход $Q = 50$ л/мин (рис. 8.11). Определить разность показаний пьезометров, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 75$ мм, а в узком $d = 40$ мм. Потери напора $h_w = 0{,}2$ м.

8.29. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется жидкость (рис. 8.7), плотность которой $\rho_ж = 1200$ кг/м^3. Диаметр в широком сечении трубопровода $d_1 = 100$ мм, а в узком $d_2 = 75$ мм, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью с плотностью $\rho_{рт} = 13600$ кг/м^3, составляет $h = 25$ см. Определить скорость в широком сечении трубопровода. Потерями напора пренебречь.

8.30. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость при разности показаний пьезометров $h = 60$ см (рис. 8.8). Определить скорость жидкости в широком сечении трубопровода, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 100$ мм, а в узком $d = 75$ мм. Плотность жидкости $\rho = 1300$ кг/м^3. Потери напора $h_w = 0{,}17$ м.

8.31. Определить, на какую высоту h поднимается вода в трубке, один конец которой присоединен к суженному сечению трубопровода, а другой конец опущен в воду. Расход воды в трубе $Q = 0{,}025$ м^3/с, избыточное давление $p_1 = 49 \cdot 10^3$ Па, диаметры $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 50$ мм (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.32. Определить диаметр суженной части трубопровода d_2, если вода в трубке поднимается на высоту $h = 3{,}5$ м при расходе воды в трубопроводе $Q = 0{,}007$ м^3/с и диаметре $d_1 = 0{,}10$ м. Абсолютное давление в сечении трубопровода диаметром d_1 $p_1 = 1{,}5 \cdot 10^5$ Па (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.33. Определить давление в сечении трубопровода с диаметром $d_1 = 0{,}10$ м, если вода в трубке поднялась на высоту $h = 3{,}0$ м, диаметр

$d_2 = 0{,}06$ м, расход воды в трубопроводе $Q = 0{,}0065 \text{м}^3/\text{с}$ (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.34. На вертикальной водопроводной трубе постоянного диаметра на расстоянии $l = 10$ м установлены два манометра. Нижний манометр M_2 показывает давление 1,2 кг/см^2, а верхний M_1 – 0,8 кг/см^2. Определить гидравлический уклон и направление движения жидкости (рис. 8.13).

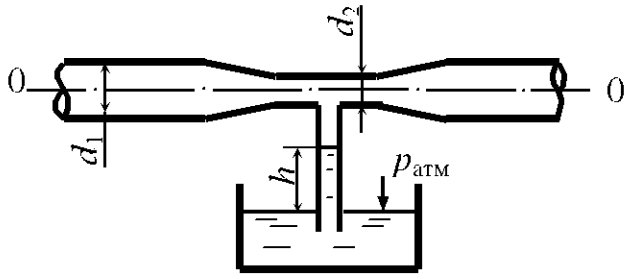


Рис. 8.12

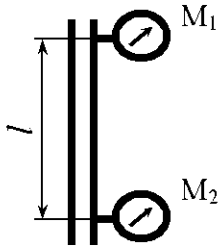


Рис. 8.13

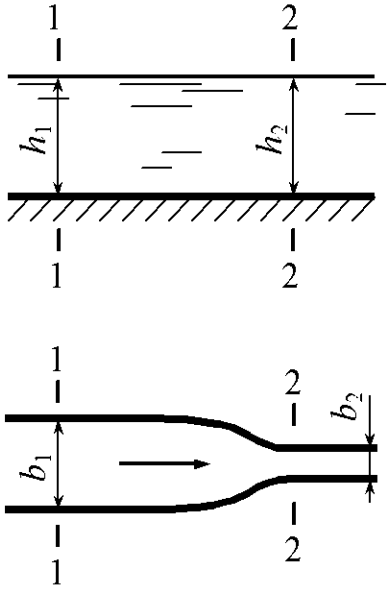


Рис.8.14

8.35. Канал имеет сужение с плавно закругленными стенками. Ширина канала: в сечении 1–1 $b_1 = 3{,}0$ м; в сечении 2–2 $b_2 = 0{,}8$ м (рис. 8.14). Определить скорость течения воды v_2 в сечении 2–2, если расход воды $Q = 0{,}9$ м^3/с, глубина воды в сечении 1–1 равна $h_1 = 1{,}0$ м, а в сечении 2–2 $h_1 = 1{,}1$ м.

8.36. По нагнетательному патрубку диаметром $d_1 = 200$ мм вентилятором подается воздух ($\rho = 1{,}2$ кг/м^3) с расходом $Q = 0{,}8$ м^3/с при избыточном давлении $p_1 = 1{,}0$ кПа. К патрубку подсоединен диффузор с диаметром выходного сечения $d_2 = 300$ мм. Определить давление воздуха на выходе из диффузора. Изменение плотности воздуха и потери в диффузоре не учитывать (рис. 8.15).

8.37. Определить расход воды через водомер Вентури, установленный под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту, если показание дифференциального ртутного манометра $h = 600$ мм рт. ст. (рис. 8.16). Диаметры водомера в се-

чениях 1–1 и 2–2 соответственно равны $d_1 = 200$ мм и $d_2 = 75$ мм, расстояние между сечениями $l = 400$ мм. Потерями пренебречь.

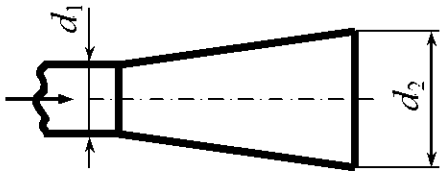


Рис.8.15

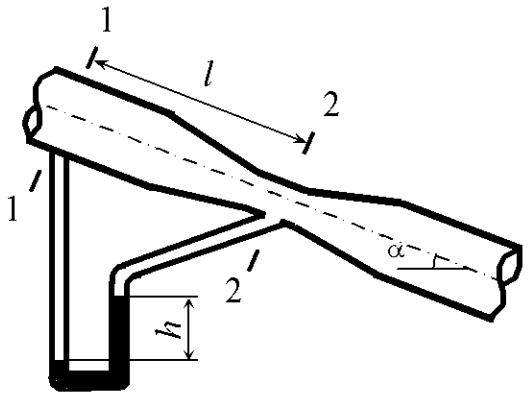


Рис.8.16

8.38. По пожарному рукаву вода с расходом $Q = 10$ л/с поступает к брандспойту, который представляет собой конический сужающийся насадок с размерами: длина $l = 600$ мм, диаметр входного сечения $d_1 = 75$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 27$ мм; потери напора в брандспойте $h_w = 0{,}4$ м (рис. 8.17). Определить, на какую высоту бьет вертикальная струя, и избыточное давление на входе в брандспойт. Сопротивлением воздуха пренебречь.

8.39. К трубе (рис. 8.18), по которой движутся дымовые газы ($\rho = 0{,}6$ кг/м^3), присоединен микроманометр, заполненный спиртом ($\rho_{сп} = 800$ кг/м^3). Показание шкалы манометра, наклоненной под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту, $l = 15$ мм. Определить скорость движения дымовых газов.

8.40. Определить разность показаний пьезометров h (рис. 8.11), если по трубе протекает вода с расходом Q, а диаметры трубопровода соответственно равны d и D. Потери напора при внезапном расширении потока h_w.

8.41. В закрытом резервуаре поддерживается при постоянном уровне постоянное избыточное давление $p_{0п} = 0{,}5 \cdot 10^5$ Па, под воздействием которого вода при температуре $t = 50\,^\circ$C поступает по трубе диаметром $d = 50$ мм на высоту $h = 3{,}0$ м (рис. 8.19). Потери напора в трубе $h_w = 1{,}5$ м. Определить расход воды в трубе, если на выходе из трубы дав-

ление атмосферное. Изменением плотности воды при изменении давления пренебречь.

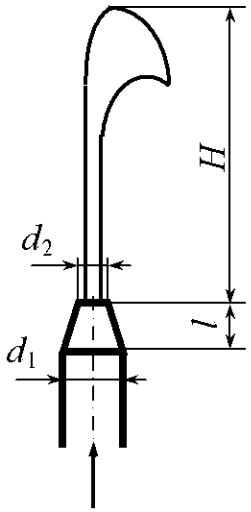


Рис. 8.17

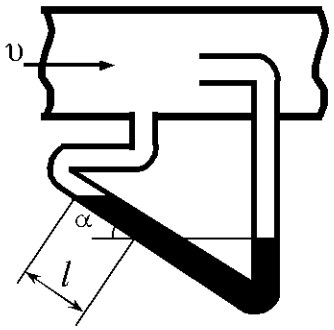


Рис.8.18

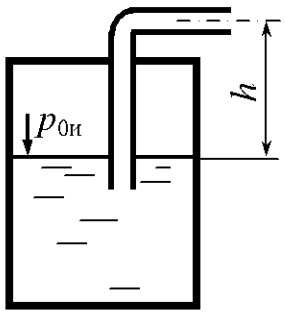


Рис.8.19

8.42. По трубопроводу диаметром $d = 100$ мм вода поступает в закрытый бак с избыточным давлением $p_{0и} = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па. Определить расход воды Q, если глубина воды в баке $h = 3$ м; показания манометра $p_м = 1{,}0 \cdot 10^5$ Па. Потери напора в трубе $h_{и} = 4{,}2$ м (рис. 8.20).

8.43. Из закрытого бака вода при температуре 4 °С поступает по трубе $d = 100$ мм на высоту $h = 5$ м (рис. 8.19). Расход воды $Q = 0{,}02$ м^3/с, потери напора $h_{и} = 4{,}2$ м. Определить давление $p_{0и}$ на поверхности воды в баке.

8.44. Определить избыточное давление в резервуаре (рис. 8.20), если глубина воды в баке $h = 5$ м, потери напора $h_{и} = 4{,}9$ м, расход воды $Q = 0{,}02$ м^3/с, диаметр трубопровода $d = 100$ мм, показание манометра, установленного на трубопроводе, $p_м = 1{,}08 \cdot 10^5$ Па.

8.45. По трубопроводу, состоящему из труб диаметром $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 50$ мм, подается вода в бак на высоту $h = 4$ м (рис. 8.21). Определить расход воды, если потери напора в трубопроводе $h_{и} = 6{,}2$ м, а показания манометра М на трубопроводе $p_м = 1{,}03 \cdot 10^5$ Па.

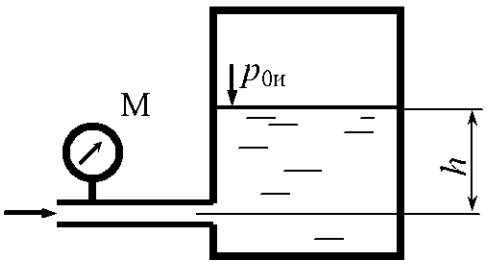


Рис. 8.20

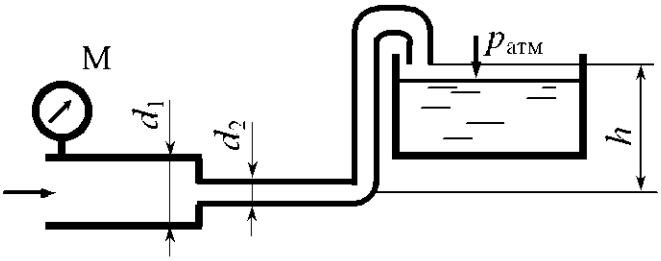


Рис. 8.21

8.46. Из открытого резервуара по сифонному трубопроводу диаметром $d = 50$ мм протекает вода (рис. 8.22). Определить, при какой температуре воды прекратится поступление воды по трубопроводу, если $h_1 = 5{,}0$ м. Потери напора не учитывать.

8.47. Определить, при каком давлении в трубопроводе $p_м$ расход $Q = 6$ л/с (рис. 8.21). Исходные данные: $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 75$ мм, $h = 5$ м, потери напора $h_w = 4{,}8$ м.

8.48. Определить давление в верхней точке сифонного трубопровода, если $h_1 = 1{,}0$ м, $h_2 = 2{,}0$ м; потери напора не учитывать. Температура воды $t = 5$ °С.

8.49. Вентилятором воздух плотностью $\rho = 1{,}2$ кг/м^3 подается в помещение по всасывающей трубе диаметром $D = 200$ мм. Определить вакуумметрическое давление $p_в$ перед вентилятором, если его производительность $Q = 1300$ м^3/ч (рис. 8.23). Потерями во всасывающей трубе пренебречь.

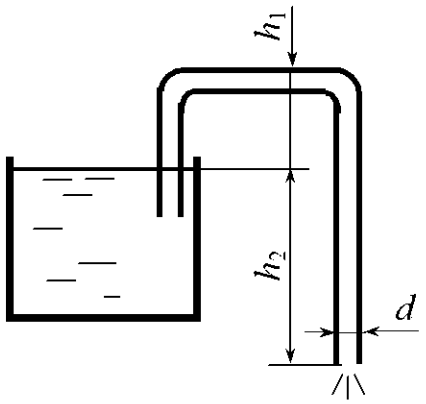


Рис. 8.22

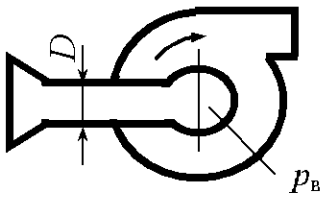


Рис. 8.23

8.50. Струя из брандспойта бьет на высоту $H = 15$ м (рис. 8.17). Определить давление на входе в брандспойт и расход воды при следующих исходных данных: диаметр входного сечения $d_1 = 70$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 25$ мм, длина брандспойта $l = 600$ мм, потери напора в брандспойте $h_w = 0{,}35$ м.

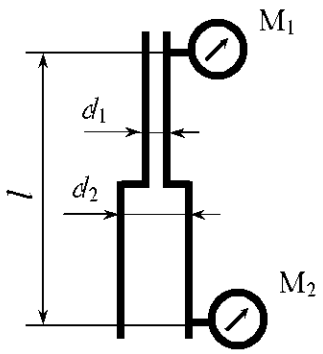


Рис. 8.24

8.51. На вертикальной водопроводной трубе, состоящей из труб диаметром $d_1 = 27$ мм и $d_2 = 15$ мм, установлены два манометра на расстоянии $l = 10$ м. Нижний манометр M_1 показывает давление 1,6 кг/см^2, верхний M_2 = 1,2 кг/см^2. Определить направление движения воды, гидравлический и пьезометрические уклоны, если расход $Q = 0{,}3$ л/с (рис. 8.24).

8.52. Определить скорость течения воды в сечении 1–1 канала с плавно закругленными стенками при следующих исходных данных (рис. 8.14): ширина канала в сечении 1–1 и 2–2 $b_1 = 3{,}0$ м, $b_2 = 0{,}8$ м, глубина воды $h_1 = 1{,}0$ м, $h_2 = 0{,}95$ м, скорость течения в сечении 2–2 $\upsilon_2 = 1{,}0$ м/с.

8.53. Из большого резервуара при глубине $H = 10$ м вода вытекает в атмосферу по горизонтальной трубе диаметром $d = 40$ мм (рис. 8.25). Уровень в пьезометре, установленном по середине трубы, $h = 4{,}5$ м. Определить расход в трубе. Потери напора до пьезометра и после пьезометра одинаковы.

8.54. Трубопровод диаметром $d_1 = 100$ мм заканчивается коротким отрезком трубопровода диаметром $d_2 = 20$ мм, из которого вода вытекает в атмосферу со скоростью $\upsilon_2 = 4{,}0$ м/с (рис. 8.26). Определить показание пьезометра h, если потери напора $h_w = 1{,}0$ м.

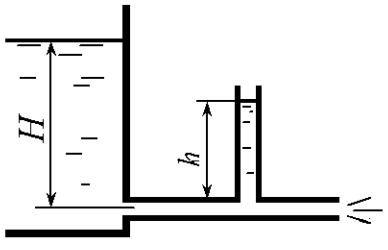


Рис. 8.25

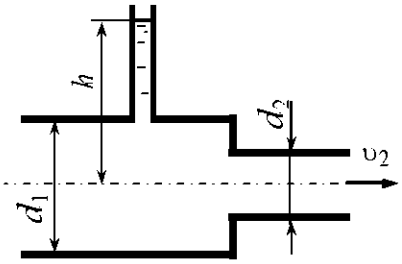


Рис. 8.26

8.55. Трубопровод диаметром $d_1 = 50$ мм заканчивается коротким отрезком трубопровода $d_2 = 100$ мм, из которого вода вытекает в атмосферу со скоростью $\upsilon_2 = 1$ м/с (рис. 8.27). Определить вакуумметрическое давление $p_в$, если потери напора $h_w = 0{,}15$ м.

8.56. Из бака A в бак B (рис. 8.28) по трубопроводу диаметром $d = 100$ мм протекает вода при постоянной разности уровней $H = 2$ м. Определить скорость течения воды, если потери в трубопроводе $h_w = 1{,}8$ м.

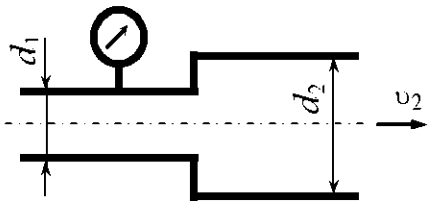


Рис. 8.27

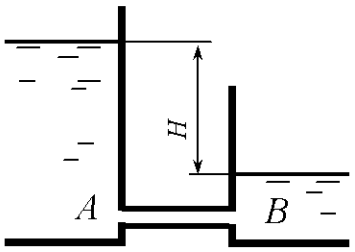


Рис. 8.28

8.57. Поршень диаметром $D = 200$ мм вытесняет воду по короткому трубопроводу диаметром $d = 20$ мм в атмосферу (рис. 8.29). Определить усилие на поршень, если скорость истечения жидкости $\upsilon = 5$ м/с, потери напора $h_w = 2$ м.

8.58. Поршень диаметром $D = 250$ мм вытесняет воду по короткому трубопроводу диаметром $d = 15$ мм в атмосферу (рис. 8.30). Определить усилие на поршень, если скорость истечения жидкости $\upsilon = 4$ м/с, потери напора $h_w = 1{,}5$ м.

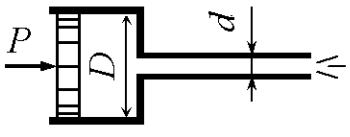


Рис. 8.29

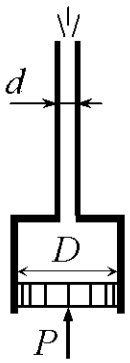


Рис. 8.30

8.59. По трубопроводу диаметром $d = 20$ мм из бака A в бак B перетекает масло плотностью $\rho = 850$ кг/м^3 (рис. 8.31). Определить расход, если показание ртутного дифманометра $h_{рт} = 440$ мм, потери напора на каждом участке трубопровода длиной $l/2$ равны $h_{w} = 5{,}6$ м.

8.60. Поршень диаметром $D = 60$ мм, двигаясь равномерно со скоростью $\upsilon_{п} = 0{,}1$ м/с, всасывает керосин ($\rho_{к} = 850$ кг/м^3) из открытого бака (рис. 8.32). Определить усилие на поршне, если высота всасывания $h = 3$ м, потери напора в трубопроводе $h_{w} = 1{,}2$ м. Трением поршня в цилиндре пренебречь.

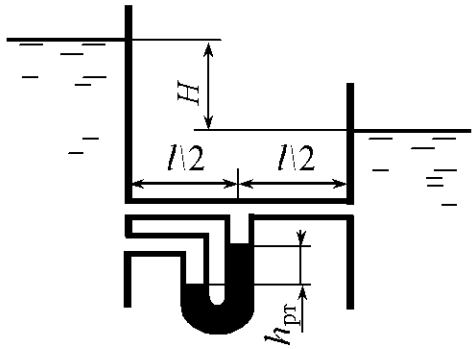


Рис. 8.31

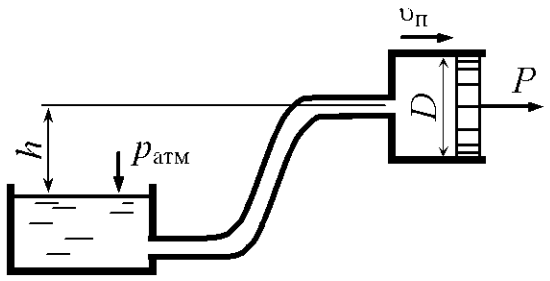


Рис. 8.32

9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Общие сведения

При движении реальной жидкости необходимо учитывать потери энергии на преодоление сопротивления движению жидкости. Различают два вида основных сопротивлений:

– сопротивления, проявляющиеся по длине потока, обусловленные силами трения частиц жидкости друг о друга и о стенки, ограничивающие поток. Им соответствуют потери напора на трение по длине потока $h_{дл}$;

– сопротивления, обусловленные препятствиями на отдельных ограниченных участках потока, где наблюдается изменение направления или величины скорости (расширение или сужение потока, поворот потока, наличие задвижек, кранов, вентилей и т.д.). Им соответствуют потери напора на преодоление местных сопротивлений $h_{м}$.

Общие потери напора h_{w} складываются из суммы потерь напора на трение по длине и суммы местных потерь напора на рассматриваемом участке пути потока:

$$h_{w} = \sum h_{дл} + \sum h_{м} . \qquad (9.1)$$

Потери напора на трение по длине в круглой трубе в общем случае определяются по формуле Дарси:

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g} . \qquad (9.2)$$

Коэффициент гидравлического трения λ определяется в зависимости от режима движения жидкости и зоны (области) гидравлических сопротивлений, в которой работает трубопровод.

Для ламинарного режима

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}_d} . \qquad (9.3)$$

При турбулентном режиме различают три зоны (области) гидравлических сопротивлений.

При $4000 < \mathrm{Re}_d \le 10\dfrac{d}{\Delta}$ (зона гидравлически гладких труб, Δ – абсолютная шероховатость стенок трубопровода)

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}_d^{0{,}25}} \text{ – формула Блазиуса.} \qquad (9.4)$$

При $10\dfrac{d}{\Delta} < \mathrm{Re}_d \le 500\dfrac{d}{\Delta}$ (переходная зона от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым)

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}_d} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} \text{ – формула Альтшуля.} \qquad (9.5)$$

При $\mathrm{Re}_d > 500\dfrac{d}{\Delta}$ (зона гидравлически шероховатых труб, или квадратичная зона сопротивлений

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} \text{ – формула Шифринсона.} \qquad (9.6)$$

Существуют также и другие зависимости [7–9]. Для расчета сопротивлений при движении нефти по трубам используются зависимости, приведенные в [10]. Коэффициент гидравлического трения λ можно определить по графику прил. 6.

Потери напора для квадратичной зоны сопротивлений можно определить через удельное сопротивление трубопровода или расходную характеристику по формуле

$$h_{\text{дл}} = S_0 Q^2 l = \frac{Q^2}{K^2} l, \qquad (9.7)$$

где S_0 – удельное сопротивление трубопровода,

$$S_0 = S_{0\text{кв}} k_{\text{п}};$$

K – расходная характеристика,

$$K = \frac{K_{\text{кв}}}{\sqrt{k_{\text{п}}}}, \qquad (9.8)$$

$S_{0\text{кв}}$, $K_{\text{кв}}$ – удельное сопротивление и расходная характеристика для квадратичной зоны сопротивления; $k_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости:

υ, м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$k_{\text{п}}$	1,41	1,20	1,11	1,06	1,04	1,03	1,015	1,00

В квадратичной области сопротивления (при скоростях $\upsilon \geq 1{,}2$ м/с) значения $S_{0\text{кв}}$ для бывших в эксплуатации стальных труб приведены в прил. 7 [11, 12].

Значения абсолютной шероховатости трубопроводов приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Значения абсолютной шероховатости Δ

Материал и вид трубы	Состояние трубы	Δ, мм
Тянутые трубы из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	0,001...0,01
Бесшовные стальные трубы	Новые	0,02...0,05
	После нескольких лет эксплуатации	0,15...0,30
Стальные сварные трубы	Новые	0,03...0,10
	С незначительной коррозией после очистки	0,1...0,2
	После нескольких лет эксплуатации	0,8...1,5
Чугунные трубы	Новые	0,2...0,5
	После нескольких лет эксплуатации	0,5...1,5
Асбестоцементные трубы	Новые	0,05...0,10
	Бывшие в эксплуатации	0,60
Бетонные трубы	При хорошей поверхности с затиркой	0,3...0,8
	При среднем качестве работ	2,5
	С грубой (шероховатой) поверхностью	3,0...9,0
Рукава и шланги резиновые		0,03

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{\upsilon^2}{2\text{g}}, \qquad (9.9)$$

где υ – средняя по живому сечению скорость (обычно в сечении трубопровода за местным сопротивлением).

Значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от вида местного сопротивления и в некоторых случаях от числа Рейнольдса. В большинстве случаев определяются экспериментально и лишь для некоторых видов сопротивлений их можно определить теоретически. Значения коэффициентов местных сопротивлений в квадратичной зоне гидравлических сопротивлений приведены в [7] и другой справочной и учебной литературе.

Внезапное расширение трубопровода. Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении трубопровода (рис. 9.1), отнесенный к скорости за сопротивлением υ_2, определяется по формуле

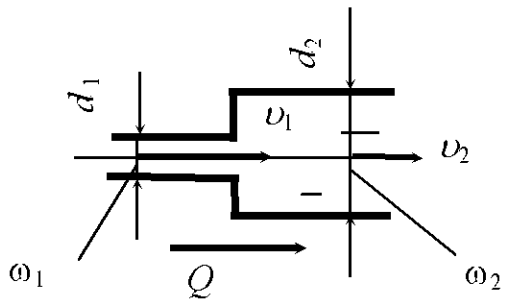


Рис. 9.1

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 = \left(\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 - 1\right)^2, \quad (9.10)$$

отнесенный к скорости до сопротивления υ_1

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 = \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right)^2, \quad (9.11)$$

где ω_1, ω_2 – площади живого сечения трубопровода соответственно перед и за сопротивлением.

Значения коэффициента $\zeta_{\text{вн.р}}$, рассчитанные по формуле (9.10), приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Значения коэффициента сопротивления при внезапном расширении трубопровода, отнесенные к скорости за сопротивлением υ_2

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$\frac{d_2}{d_1}$	3,16	3,00	2,83	2,65	2,45	2,24	2,00	1,73	1,41	1
$\zeta_{\text{вн.р}}$	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

Внезапное сужение трубопровода. Коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубопровода, отнесенный к скорости υ_2 (рис. 9.2), определяется по формуле

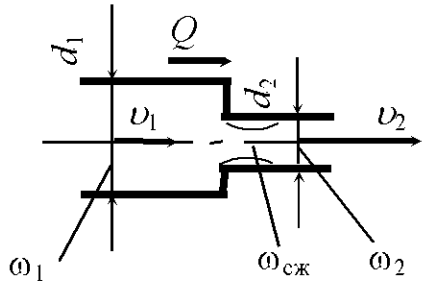


Рис. 9.2

$$\zeta_{\text{вн.с}} = 0{,}5\left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = 0{,}5\left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2\right). \quad (9.12)$$

Коэффициент сжатия можно определить по формуле, приведенной в [7]. Значения коэффициента $\zeta_{\text{вн.с}}$, рассчитанные по формуле (9.12), приведены в табл. 9.3.

Таблица. 9.3

Значения коэффициента сопротивления при внезапном сужении трубопровода, отнесенные к скорости за сопротивлением υ_2

$\frac{d_2}{d_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\text{вн.с}}$	0,50	0,48	0,46	0,42	0,38	0,32	0,26	0,18	0,10	0

Диафрагма на цилиндрическом трубопроводе. Для уменьшения расхода жидкости на участке трубопровода служит диафрагма (рис. 9.3). Диафрагма представляет собой пластинку с отверстием в центре, диаметр которого меньше диаметра трубопровода. Коэффициент сопротивления диафрагмы

$$\zeta_{\text{д}} = \left(\frac{D^2}{d^2 \varepsilon} - 1 \right)^2, \qquad (9.13)$$

где D, d – диаметры соответственно трубопровода и отверстия в диафрагме; ε – коэффициент сжатия струи, определяется по формуле А.Д. Альтшуля [7]

$$\varepsilon = 0{,}57 + \frac{0{,}043}{1{,}1 - \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{тр}}}}, \qquad (9.14)$$

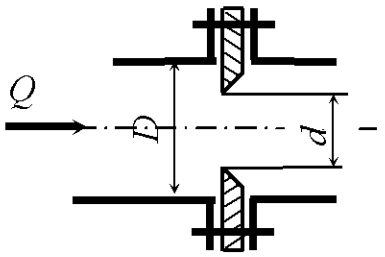


Рис. 9.3

$\omega_{\text{д}}, \omega_{\text{тр}}$ – площади живого сечения соответственно диафрагмы и трубопровода.

Значения коэффициента сопротивления диафрагмы, рассчитанные по формуле (9.13), приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Значения коэффициента сопротивления диафрагмы на трубопроводе

$\frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{тр}}}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{d}{D}$	0,316	0,447	0,548	0,632	0,707	0,775	0,837	0,894	0,949	1,000
$\zeta_{\text{д}}$	234	49,5	18,8	8,8	4,4	2,34	1,14	0,55	0,185	0

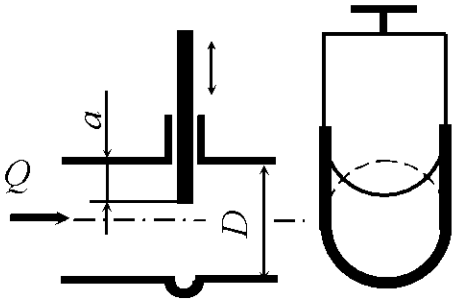


Рис. 9.4

Задвижка на трубопроводе. Для регулирования расхода на трубопроводах устанавливают задвижки (рис. 9.4). Коэффициент сопротивления задвижки зависит от степени ее закрытия $\frac{a}{D}$. Значения коэффициента (по экспериментальным данным) приведены в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Значения коэффициента сопротивления задвижки при различной степени закрытия

$\frac{a}{D}$	0	1/8	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8
ζ	0,00	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Экспериментальные значения коэффициентов местных сопротивлений наиболее часто встречающихся сопротивлений приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6

Средние значения коэффициента сопротивления для квадратичной зоны гидравлических сопротивлений

Наименование сопротивления	Значение ζ
Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
Выход из трубы в резервуар	1,0
Угольник 90°	1,4
Колено 90° (плавное закругление)	0,2
Тройник	0,3
Вентиль обыкновенный	6,0
Угловой вентиль	0,8
Пробковый кран	0,4
Кран	6,0
Шаровой клапан	45
Вход в трубу с сеткой	6,0
Вход в трубу с сеткой и обратным клапаном	10
Счетчик расхода жидкости	3,0

Примечание. Значения коэффициента сопротивления для вентилей и кранов приведены для положения «открыто».

Примеры решения задач

Задача 9.1. Из напорного бака, в котором поддерживается постоянный уровень $H = 3$ м, по наклонному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.5) движется вода. Диаметры участков трубопровода $d_1 = 40$ мм, $d_2 = 25$ мм, длины соответственно $l_1 = 50$ м, $l_2 = 75$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину $z = 1{,}5$ м. Определить расход воды в трубопроводе, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}035$ для обоих участков трубопровода. Местными потерями напора пренебречь.

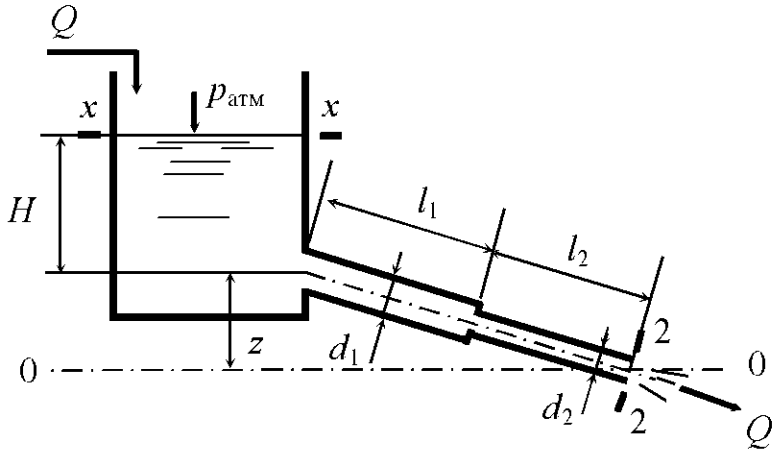


Рис. 9.5

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений x–x и 2–2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0–0. Плоскость сравнения целесообразно провести через конец трубопровода. Сечение x–x назначаем по уровню в напорном баке, а сечение 2–2 на выходе из трубопровода. Тогда

$$z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x \upsilon_x^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g} + h_w .$$

Здесь $z_x = H + z$, $z_2 = 0$, $p_1 = p_2 = p_{атм}$. С достаточной степенью точности можно принять $\alpha_x = \alpha_2 \approx 1$. Скорость $\upsilon_x \approx 0$, так как площадь в сечении x–x существенно больше площадей живого сечения в трубопроводе. Потери напора по длине равняются сумме потерь на первом и втором участках трубопровода и определяются по формуле

$$h_{дл} = h_{дл1} + h_{дл2} = \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{\upsilon_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{\upsilon_2^2}{2g},$$

где υ_1, υ_2 – средние по живому сечению скорости соответственно на участках трубопровода длиной l_1 и l_2, диаметром d_1 и d_2.

Из уравнения неразрывности потока

$$Q = \upsilon_1 \omega_1 = \upsilon_2 \omega_2$$

выразим скорости

$$\upsilon_1 = \frac{Q}{\omega_1}; \quad \upsilon_2 = \frac{Q}{\omega_2}.$$

Произведя подстановку в исходное уравнение Бернулли, получаем

$$H + z = \frac{Q^2}{2g\omega_2} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{Q^2}{2g\omega_2^2},$$

отсюда

$$(H + z)2g = \left(\frac{1}{\omega_1^{\,2}} + \frac{\lambda l_1}{d_1 \omega_1^2} + \frac{\lambda l_2}{d_2 \omega_2^2} \right) Q^2;$$

$$Q = \sqrt{\frac{2g(H+z)}{\left(\frac{1}{\omega_1^2} + \frac{\lambda l_1}{d_1 \omega_1^2} + \frac{\lambda l_2}{d_2 \omega_2^2} \right)}} = \sqrt{\frac{2g(H+z)}{\frac{16}{\pi^2}\left(\frac{1}{d_1^4} + \frac{\lambda l_1}{d_1^5} + \frac{\lambda l_2}{d_2^5} \right)}}.$$

После подстановки численных значений получаем

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81(3 + 1{,}5)}{\frac{16}{3{,}14^2}\left(\frac{1}{0{,}04^4} + \frac{0{,}035 \cdot 50}{0{,}04^5} + \frac{0{,}035 \cdot 75}{0{,}025^5} \right)}} = 4{,}36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задача 9.2. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром $d = 5$ см соединяет резервуары с водой, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 4{,}5$ м, $H_2 = 2{,}5$ м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить коэффициент сопротивления вентиля и потерю напора в нем, если расход воды $Q = 12{,}5$ л/с, а избыточное давление на поверхности воды в напорном баке $p_{0и} = 25$ кПа. Другими потерями напора пренебречь.

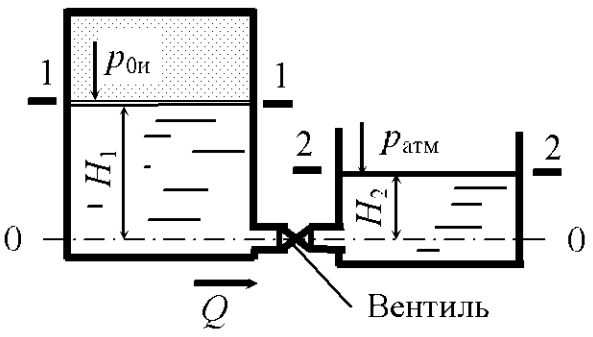


Рис. 9.6

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0–0. Плоскость сравнения целесооб-

разно совместить с осью трубопровода. Сечение 1–1 назначаем по уровню в напорном баке, а сечение 2–2 по уровню в сливном баке. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w .$$

Здесь $z_1 = H_1$, $z_2 = H_2$, абсолютное давление в сечениях 1–1 и 2–2 соответственно $p_1 = p_{0и} + p_{атм}$, $p_2 = p_{атм}$. Скорости $v_1 \approx v_2 \approx 0$, так как в сечениях 1–1 и 2–2 они малы. Учитываем только местные потери напора в вентиле $h_в$.

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_{атм}}{\rho g} + h_в .$$

Потери напора в вентиле

$$h_в = H_1 - H_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_{атм}}{\rho g} = H_1 - H_2 + \frac{p_{0и}}{\rho g} .$$

После подстановки численных значений

$$h_в = 4{,}5 - 2{,}5 + \frac{25 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9{,}81} = 4{,}55 \text{ м.}$$

В то же время потери напора в вентиле можно определить по формуле

$$h_в = \zeta_в \frac{v^2}{2g},$$

где $\zeta_в$ – коэффициент сопротивления вентиля; v – средняя по живому сечению скорость в трубопроводе.

Из уравнения расхода имеем

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

тогда

$$h_в = \zeta_в \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} .$$

Произведем подстановку и выразим коэффициент сопротивления:

$$\zeta_в = \frac{h_в g \pi^2 d^4}{8Q^2} = \frac{4{,}55 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}14^2 \cdot 0{,}05^4}{8\left(5{,}5 \cdot 10^{-3}\right)^2} = 11{,}36 .$$

Задача 9.3. Определить расход воды в трубопроводе переменного сечения. На участке трубопровода диаметром $d = 50$ мм установлены угловой вентиль, счетчик расхода жидкости. После внезапного расширения трубопровода до диаметра $D = 100$ мм на нем имеются 3 поворота на 90° с угольниками и внезапное сужение до начального диаметра d. Конечная точка трубопровода лежит выше начальной на $\Delta z = 1{,}2$ м. Перепад давлений в начале и конце участка трубопровода $\Delta p = 27$ кПа. Потерями по длине пренебречь.

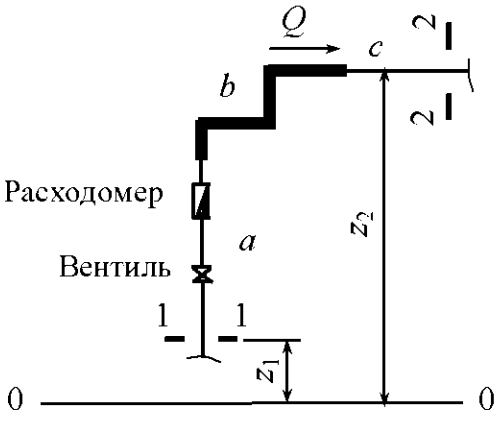


Рис. 9.7

Решение. Согласно условию задачи составим расчетную схему (рис. 9.7). Участки трубопровода постоянного диаметра обозначим a, b, c. При решении задачи используем уравнение Бернулли. Плоскость сравнения проведем произвольно ниже участка трубопровода. Сечения 1–1 и 2–2 назначаем соответственно в начале и конце участка трубопровода. Для выбранных сечений и плоскости сравнения запишем уравнение Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g} + h_w .$$

Здесь $z_2 - z_1 = \Delta z$, $p_1 - p_2 = \Delta p$, $\upsilon_1 = \upsilon_2$, так как $d_1 = d_2$; $h_w = \sum h_м$. Следовательно, перепад давления в начале и конце участка трубопровода Δp затрачивается на преодоление местных гидравлических сопротивлений и на подъем воды на высоту Δz. Тогда уравнение принимает вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta z + \sum h_м .$$

Местные потери складываются из суммарных потерь на участках a, b и c

$$\sum h_м = h_a + h_b + h_c = \frac{\upsilon_a^2}{2g}\sum \zeta_a + \frac{\upsilon_b^2}{2g}\sum \zeta_b + \frac{\upsilon_c^2}{2g}\sum \zeta_c ,$$

где $\upsilon_a, \upsilon_b, \upsilon_c$ – средние по живому сечению скорости движения воды соответственно на участках трубопровода a, b и c; $\sum\zeta_a, \sum\zeta_b, \sum\zeta_c$ – суммы коэффициентов местных гидравлических сопротивлений соответственно на участках трубопровода a, b и c.

С учетом того что $\upsilon_a = \upsilon_c$, так как $d_1 = d_2$, можно записать

$$\sum h_{\text{м}} = \frac{\upsilon_a^2}{2g}\left(\zeta_{\text{у.в}} + \zeta_{\text{сч}} + \zeta_{\text{вн.с}}\right) + \frac{\upsilon_b^2}{2g}\left(\zeta_{\text{вн.р}} + 3\zeta_{\text{уг}}\right),$$

где $\zeta_{\text{у.в}}$, $\zeta_{\text{сч}}$, $\zeta_{\text{вн.с}}$, $\zeta_{\text{вн.р}}$, $\zeta_{\text{уг}}$ – коэффициенты местных сопротивлений соответственно углового вентиля, счетчика расхода жидкости, внезапного сужения, внезапного расширения и угольника 90°.

Из уравнения неразрывности потока выразим скорости:

$$\upsilon_a = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad \upsilon_b = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi D^2}.$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta z + \frac{Q^2}{\omega_1^2 2g}\left(\zeta_{\text{у.в}} + \zeta_{\text{сч}} + \zeta_{\text{вн.с}}\right) + \frac{Q^2}{\omega_2^2 2g}\left(\zeta_{\text{вн.р}} + 3\zeta_{\text{уг}}\right).$$

Отсюда

$$Q = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{\left(\frac{\Delta p}{\rho g} - \Delta z\right)2g}{\frac{\zeta_{\text{у.в}} + \zeta_{\text{сч}} + \zeta_{\text{вн.с}}}{d^4} + \frac{\zeta_{\text{вн.р}} + 3\zeta_{\text{уг}}}{D^4}}}.$$

После подстановки численных значений получим

$$Q = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{\left(\frac{27\cdot 10^3}{1000\cdot 9{,}81} - 1{,}2\right)2\cdot 9{,}81}{\frac{0{,}8+3+0{,}4}{0{,}05^4} + \frac{9+3\cdot 1{,}4}{0{,}1^4}}} = 4{,}83\cdot 10^{-3}\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Задача 9.4. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 150$ м и диаметром $d = 200$ мм движется жидкость плотностью $\rho = 950$ кг/м^3, имеющая кинематический коэффициент вязкости $\nu = 15$ сСт. Трубы бесшовные стальные, бывшие в эксплуатации. Определить среднюю по живому сечению скорость движения жидкости, если перепад давлений в начале и конце участка трубопровода составляет $\Delta p = 12$ кПа. Местные потери напора не учитывать.

Решение. Перепад давления в начале и конце участка трубопровода Δp затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений по длине потока. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}.$$

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от зоны гидравлических сопротивлений, которая нам неизвестна. Задаваясь зоной гидравлических сопротивлений, задачу решаем методом последовательных приближений. Обычно на первом этапе предполагают наличие квадратичной зоны гидравлических сопротивлений (зона гидравлически шероховатых труб, шероховатость согласно табл. 9.1 принимаем $\Delta = 0{,}2$ мм).

Тогда

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0,25} = 0{,}11\left(\frac{0{,}0002}{0{,}20}\right)^{0,25} = 0{,}020.$$

Из уравнения Бернулли выразим скорость движения жидкости в первом приближении:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2\Delta p d}{\lambda \rho l}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2}{0{,}020 \cdot 950 \cdot 150}} = 1{,}30 \text{ м/с}.$$

Для установления зоны гидравлических сопротивлений находим число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu} = \frac{1{,}30 \cdot 0{,}2}{15 \cdot 10^{-6}} = 17333.$$

Режим движения – турбулентный. Находим отношения:

$$10\frac{d}{\Delta} = 10\frac{0{,}2}{0{,}0002} = 10000; \qquad 500\frac{d}{\Delta} = 500\frac{0{,}2}{0{,}0002} = 500000.$$

Число Рейнольдса находится в диапазоне $10\frac{d}{\Delta} < \mathrm{Re}_d \le 500\frac{d}{\Delta}$, что соответствует переходной зоне от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым.

Находим значение λ для переходной зоны гидравлических сопротивлений:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0,25} = 0{,}11\left(\frac{68}{17333} + \frac{0{,}0002}{0{,}2}\right)^{0,25} = 0{,}028.$$

Уточняем скорость движения жидкости:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2}{0{,}028 \cdot 950 \cdot 150}} = 1{,}10 \text{ м/с}.$$

Тогда число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu} = \frac{1{,}1 \cdot 0{,}2}{15 \cdot 10^{-6}} = 14667.$$

Число Рейнольдса находится в переходной зоне гидравлических сопротивлений. Уточняем значения λ и υ:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11\left(\frac{68}{14667} + \frac{0{,}0002}{0{,}2}\right)^{0{,}25} = 0{,}030;$$

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2}{0{,}030 \cdot 950 \cdot 150}} = 1{,}06 \text{ м/с}.$$

Как видно из расчетов, последнее значение скорости отличается от предыдущего на 3,6 %, что соответствует достаточной точности расчетов.

В учебных целях погрешность не должна превышать 5 %. В случае, если погрешность превысит 5 %, необходимо провести дальнейшее уточнение расчетной величины.

Задачи для самостоятельного решения

9.1. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром $d = 100$ мм состоит из двух участков и соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 6$ м и $H_2 = 2$ м. Длина каждого участка трубопровода $l = 25$ м. Определить расход воды, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}025$.

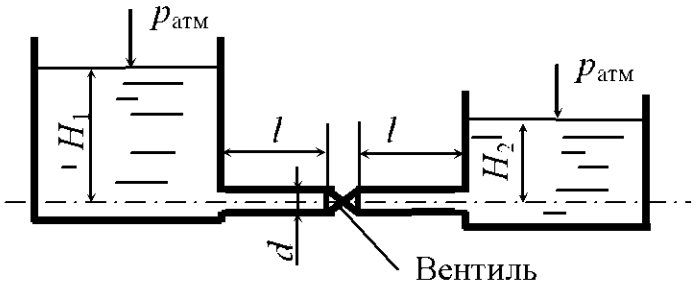


Рис. 9.8

9.2. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость плотностью $\rho = 1250$ кг/м^3. Диаметр трубопровода $d = 20$ мм. В верхнем баке поддерживается избыточное давление $p_{0и} = 15$ кПа, а в нижнем – вакуумметрическое давление $p_{0в} = 7$ кПа. Разность уровней в баках $H = 5$ м. Определить расход жидкости, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}028$, а длина трубопровода $l = 15$ м. Местными потерями напора пренебречь.

9.3. Из напорного бака по наклонному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.5) движется жидкость с относительной плотностью $\delta = 0{,}85$. Диаметры участков трубопровода $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 30$ мм, а длины соответственно $l_1 = 80$ м, $l_2 = 40$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на $z = 3{,}5$ м. Для обоих участков трубопровода коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}038$. Какой уровень H необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы скорость движения жидкости на выходе из трубопровода была $\upsilon = 1{,}8$ м/с? Местными потерями напора пренебречь.

9.4. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость плотностью $\rho = 850$ кг/м^3. Диаметр трубопровода $d = 50$ мм. В верхнем баке создан вакуум $p_{0в} = 30$ кПа, а в нижнем баке поддерживается избыточное давление $p_{0и} = 85$ кПа. Разность уровней в баках $H = 8$ м. Определить направление движения и расход жидкости, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}032$, а длина трубопровода $l = 30$ м. Местными потерями напора пренебречь.

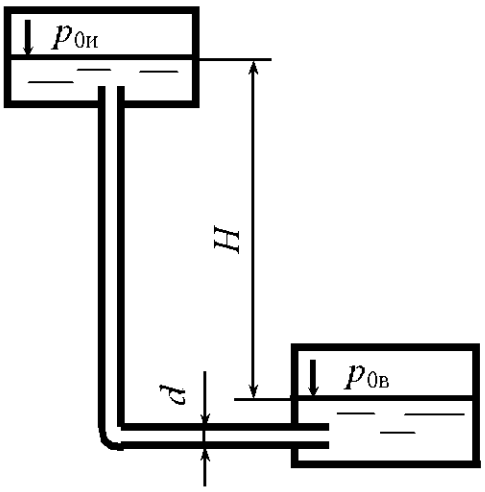


Рис. 9.9

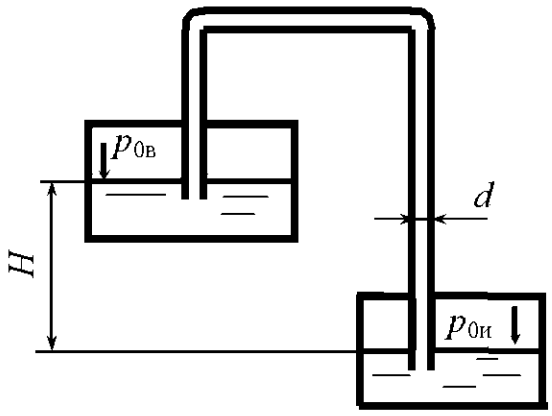


Рис. 9.10

9.5. Определить среднюю скорость движения воды в сифонном трубопроводе υ (рис. 9.11). Диаметр трубопровода $d = 40$ мм, а его длина $l = 18$ м. Высота расположения уровня жидкости в питающем резервуаре относительно нижней точки трубопровода $h = 3{,}6$ м, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}034$. Местными потерями напора пренебречь.

9.6. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром $d = 45$ мм соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 1{,}3$ м, $H_2 = 0{,}7$ м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить потерю напора на вентиле, если расход воды $Q = 30$ м^3/ч, а избыточное давление в напорном баке $p_{0и} = 17$ кПа.

9.7. Насос подает воду в водонапорную башню по трубопроводу (рис. 9.12). Расход воды в трубопроводе $Q = 5{,}3$ л/с. Определить показания манометра М, присоединенного к напорному трубопроводу, если вода поднимается на высоту H = 21 м, длина трубопровода от точки присоединения манометра до уровня в напорном баке l = 17 м, диаметр d = 35 мм, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}032$. Местными потерями напора пренебречь.

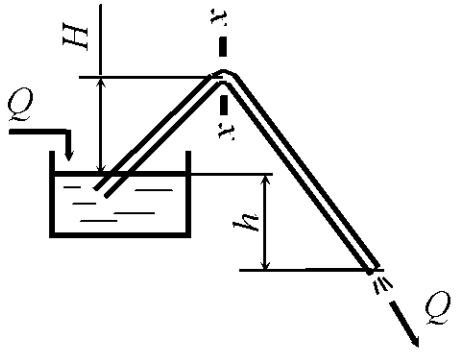


Рис. 9.11

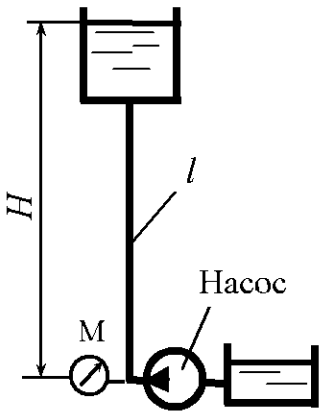


Рис. 9.12

9.8. Из напорного бака (рис. 9.13) по трубопроводу диаметром d = 40 мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным и равен h = 2,3 м. На поверхность жидкости действует абсолютное давление $p_0 = 125$ кПа. Определить потери напора, если расход воды $Q = 6{,}5$ л/с.

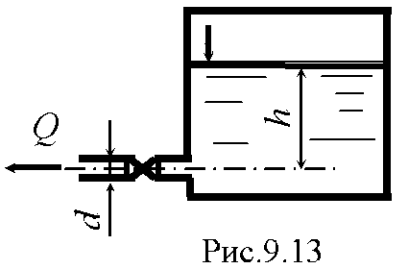


Рис.9.13

9.9. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром d = 75 мм соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни H_1 =1,5 м, $H_2 = 0{,}5$ м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить расход в трубопроводе, если избыточное давление в напорном баке $p_{0и} = 17$ кПа, коэффициент сопротивления вентиля $\zeta = 8{,}5$.

9.10. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром d = 5 см состоит из двух участков и соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни. Длина каждого участка трубопровода $l = 50$ м. Определить, какой уровень H_1 необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы расход воды составлял $Q = 50$ л/мин, если уровень воды в правом баке $H_2 = 0{,}5$ м, коэффициент гидравлического трения равен $\lambda = 0{,}03$. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta = 8{,}5$.

9.11. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость плотностью $\rho = 800$ кг/м^3. Диаметр трубопровода $d = 50$ мм, а длина $l = 120$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину $h = 7{,}5$ м. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}038$, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0и} = 10$ кПа. Какой уровень H необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы скорость движения жидкости на выходе из трубопровода была $\upsilon = 2{,}7$ м/с? Местными потерями напора пренебречь.

9.12. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется жидкость относительной плотностью $\delta = 0{,}85$ с расходом $Q = 2{,}7$ м^3/ч. Диаметры участков трубопровода d = 25 мм, D = 35 мм. Определить местные потери напора, если разность уровней в пьезометрах h = 25 мм.

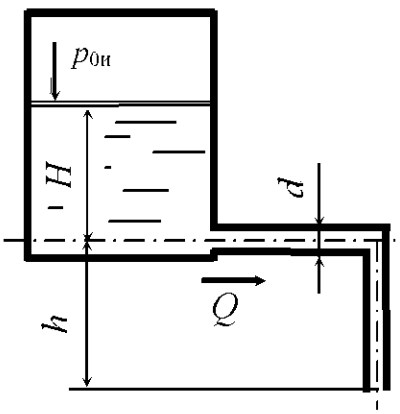


Рис. 9.14

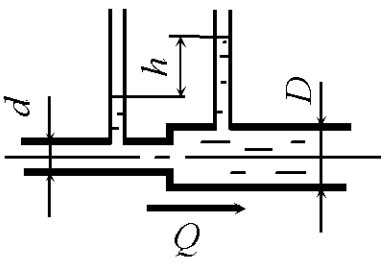


Рис. 9.15

9.13. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 0{,}75$. Диаметр трубопровода d = 5 см. В верхнем баке поддерживается избыточное давление $p_{0и} = 24$ кПа. Разность уровней в баках $H = 3$ м. Определить, какое разрежение (вакуум) необходимо создать в нижнем баке для пропуска расхода по трубопроводу $Q = 0{,}035$ м^3/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}031$, длина трубопровода $l = 23$ м, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м^3. Местными потерями напора пренебречь.

9.14. Поршень (рис. 9.16) диаметром $D = 250$ мм вытесняет жидкость через трубопровод длиной $l = 8$ м, диаметром $d = 15$ мм. Определить, какое усилие необходимо приложить к поршню, чтобы скорость в трубопроводе была $\upsilon = 2{,}4$ м/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}041$. Местными потерями напора и трением поршня о стенки цилиндра пренебречь.

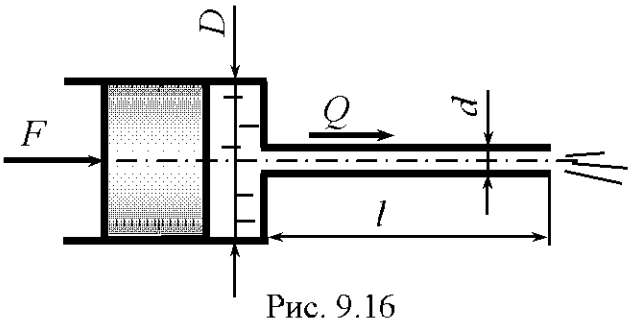


Рис. 9.16

9.15. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром $d = 4$ см соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 4$ м и $H_2 = 1{,}5$ м. На трубопроводе имеется вентиль. Определить потери напора на вентиле, если расход $Q = 0{,}5$ л/с. Потерями напора по длине пренебречь.

9.16. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, из верхнего резервуара в нижний перетекает вода. В резервуарах поддерживаются постоянные уровни. Диаметр трубопровода $d = 45$ мм. В верхнем баке создан вакуум $p_{0в} = 12$ кПа. Разность уровней в баках $H = 12$ м. Какое избыточное давление необходимо создать в нижнем баке, чтобы скорость жидкости в трубопроводе была $\upsilon = 3{,}8$ м/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}025$, а длина трубопровода $l = 41$ м. Местными потерями напора пренебречь.

9.17. По сифонному трубопроводу движется жидкость (рис. 9.11) со скоростью $\upsilon = 2{,}6$ м/с. Диаметр трубопровода $d = 45$ мм, его длина $l = 21$ м. Высота расположения уровня жидкости в питающем резервуаре относитель-

но нижней точки трубопровода h (м), коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}041$. Определить потери напора и гидравлический уклон.

9.18. Из напорного бака (рис. 9.13) по трубопроводу диаметром $d = 25$ мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным и равен $h = 1{,}4$ м. Определить, какое избыточное давление надо создать в резервуаре, чтобы скорость жидкости на выходе из трубопровода $\upsilon = 4{,}7$ м/с, если коэффициент местного сопротивления крана $\zeta = 12$. Потерями напора по длине пренебречь.

9.19. Насос (рис. 9.12) подаёт воду в водонапорную башню по трубопроводу длиной $l = 30$ м, диаметром $d = 5$ см. Манометрическое давление, которое создает насос, $p = 5{,}2$ бар. Вода движется по трубопроводу со скоростью $\upsilon = 2{,}6$ м/с. Определить, на какую высоту поднимется жидкость, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}038$. Местными потерями напора пренебречь.

9.20. Поршень (рис. 9.16) диаметром $D = 150$ мм вытесняет жидкость плотностью $\rho = 890$ кг/м^3 через трубопровод длиной $l = 5$ м, диаметром $d = 10$ мм. Определить скорость жидкости на выходе из трубопровода, если к поршню приложена сила $F = 120$ Н, а коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}041$. Местными потерями напора и трением поршня о стенки пренебречь.

9.21. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость относительной плотностью $\delta = 0{,}8$ со скоростью $\upsilon = 2{,}3$ м/с. Диаметр трубопровода $d = 30$ мм, длина $l = 80$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину $h = 4{,}1$ м. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}030$, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0и} = 20$ кПа. В баке поддерживается постоянный уровень $H = 3{,}1$ м. Определить гидравлический уклон.

9.22. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис.9.15) движется жидкость с расходом $Q = 6{,}5$ м^3/ч. Диаметры участков трубопровода $d = 45$ мм, $D = 75$ мм. Определить разность уровней в пьезометрах, если местные потери напора равны $h_м = 15$ мм.

9.23. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость, имеющая плотность $\rho = 1150$ кг/м^3. Диаметр трубопровода $d = 40$ мм. В ниж-

нем баке создан вакуум $p_{в} = 12$ кПа. Разность уровней в баках $H = 1{,}3$ м. Определить, какое давление необходимо создать в верхнем баке для пропуска расхода по трубопроводу $Q = 0{,}035$ м^3/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}035$, длина трубопровода $l = 32$ м. Местными потерями напора пренебречь.

9.24. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает вода. Диаметр трубопровода d = 35 мм. В нижнем баке создано избыточное давление $p_{0и} = 25$ кПа. Разность уровней в баках H = 16 м. Какое давление необходимо создать в верхнем баке, чтобы скорость жидкости в трубопроводе была $\upsilon = 4{,}2$ м/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}030$, а длина трубопровода l = 62 м. Местными потерями напора пренебречь.

9.25. Поршень (рис. 9.16) диаметром $D = 75$ мм вытесняет жидкость плотностью $\rho = 850$ кг/м^3 через трубопровод длиной l = 1,2 м, диаметром d = 12 мм. Определить гидравлический уклон, если к поршню приложена сила F = 160 Н, а скорость в трубопроводе $\upsilon = 1{,}7$ м/с. Трением поршня о стенки цилиндра и местными потерями напора пренебречь.

9.26. По сифонному трубопроводу движется вода (рис. 9.11) со скоростью $\upsilon = 3{,}4$ м/с. Диаметр трубопровода d = 25 мм, его длина до сечения x–x l = 5,4 м. Высота расположения сечения x–x над уровнем жидкости в питающем резервуаре H = 3,5 м, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}036$. Определить давление жидкости в сечении x–x. Местными потерями напора пренебречь.

9.27. Насос (рис. 9.12) подаёт воду в водонапорную башню по трубопроводу на высоту $H = 25$ м. Показания манометра, установленного в начале участка трубопровода, $p_{м} = 3{,}2$ бар. Вода движется по трубопроводу со скоростью $\upsilon = 1{,}8$ м/с. Определить коэффициент гидравлического трения, если длина трубопровода l = 23 м, а диаметр d = 4 см. Местными потерями напора пренебречь.

9.28. Из напорного бака (рис. 9.14) по трубопроводу диаметром d = 55 мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным, если h = 2,1 м, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0и} = 17$ кПа. Определить расход воды, если коэффициент местного сопротивления крана $\zeta = 7$. Другими потерями напора пренебречь.

9.29. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость плотностью $\rho = 800$ кг/м^3. Диаметр трубопровода d = 50 мм, длина l = 120 м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину h = 5,5 м. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}038$, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0и} = 10$ кПа. В баке поддерживается постоянный уровень $H = 5{,}2$ м. Определить расход жидкости в трубопроводе. Местными потерями напора пренебречь.

9.30. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется вода. Диаметры участков трубопровода d = 5 см, $D = 7{,}5$ см, разность уровней в пьезометрах h = 18 мм. Определить расход, если местные потери напора $h_м = 18$ мм.

9.31. По горизонтальному трубопроводу длиной l = 200 м и диаметром d = 100 мм движется нефть со скоростью $\upsilon = 1{,}2$ м/с. Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода увеличить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости ν = 0,15 см^2/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}2$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.32. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть. Определить местные потери, если на участке трубопровода имеются внезапное расширение до диаметра $d_2 = 80$ мм, вентиль обыкновенный, поворот трубы на 90° с угольником и внезапное сужение до начального диаметра $d_1 = 40$ мм, а расход Q = 5 л/с.

9.33. По горизонтальному трубопроводу длиной l = 430 м и диаметром d = 80 мм движется вода со скоростью $\upsilon = 1{,}8$ м/с. Определить, какая скорость будет в трубопроводе, если длину трубопровода уменьшить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости ν = 0,15 см^2/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}3$ мм. Местные потери напора не учитывать.

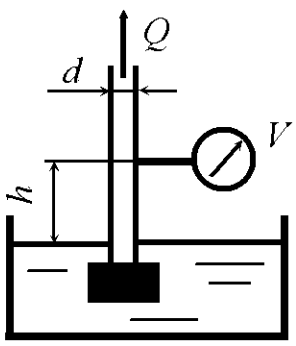


Рис. 9.17

9.34. Насос всасывает жидкость плотностью $\rho = 1050$ кг/м^3 из резервуара в трубопровод через фильтр с обратным клапаном (рис. 9.17). На всасывающем трубопроводе установлен вакуумметр на

высоте h = 0,2 м над уровнем жидкости в резервуаре. Диаметр трубопровода d = 35 мм, показания вакуумметра $p_{в} = 12$ кПа, скорость жидкости в трубопроводе $\upsilon = 1{,}4$ м/с. Определить коэффициент местного сопротивления фильтра с обратным клапаном. Другими потерями напора пренебречь.

9.35. По горизонтальному трубопроводу длиной l = 50 м и диаметром d = 150 мм движется нефть плотностью $\rho = 800$ кг/м^3. Кинематический коэффициент вязкости ν = 0,15 см^2/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}15$ мм. Определить расход нефти, если перепад давления в начале и конце участка трубопровода $\Delta p = 12$ кПа. Местные потери напора не учитывать.

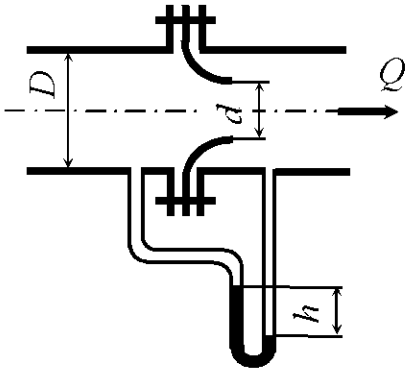
9.36. По стальному трубопроводу диаметром d = 5 см и длиной l = 120 м подается вода на высоту $\Delta z = 15$ м. На трубопроводе имеются 4 поворота на 90° с угольником и 2 обыкновенных вентиля. Определить, какой напор должен создавать насос, установленный в начале участка, чтобы скорость воды в трубопроводе стала $\upsilon = 1{,}2$ м/с. Температура воды t = 25 °С. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}1$ мм.

9.37. На участке горизонтального трубопровода диаметром D = 80 мм, по которому движется вода с расходом Q = 12 л/с, имеются обыкновенный вентиль и 3 поворота трубы на 90° с угольником. Определить, какой будет расход при том же перепаде давлений, если на трубопровод установить диафрагму (рис. 9.3) диаметром d = 20 мм. Потерями напора по длине пренебречь.

9.38. По горизонтальному трубопроводу диаметром d = 50 мм и длиной l = 210 м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1{,}2$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0{,}015$ Па·с. Определить необходимый напор в начале участка трубопровода для пропуска расхода $Q = 60$ л/мин, если манометрическое давление в конце участка трубопровода $p_{м} = 25$ кПа, а шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 1{,}0$ мм.

9.39. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 50$ мм, по которому движется вода с расходом $Q = 3{,}5$ л/с, имеются 2 поворота трубы ($\zeta_{пов} = 1{,}3$) и счетчик расхода жидкости. Определить, какого диаметра нужно установить на трубопровод диафрагму, чтобы расход уменьшился в два раза, если потери напора остались прежними. Потерями напора по длине пренебречь.

9.40. По горизонтальному трубопроводу диаметром d = 75 мм и длиной l = 180 м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1{,}25$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0{,}0085$ Па · с. Определить потери напора, если расход $Q = 30$ л/мин, а шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}5$ мм. На трубопроводе имеются 4 поворота на угол 90° с угольником, счетчик расхода жидкости и обыкновенный вентиль.



9.41. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлено сопло, движется жидкость плотностью $\rho = 800$ кг/м^3 (рис. 9.18). Перепад давления перед соплом и на выходе из него составляет 20 кПа. Диаметр трубопровода D = 75 мм, сопла d = 50 мм. Определить расход жидкости, если коэффициент сопротивления сопла $\zeta = 0{,}12$. Сжатие струи на выходе из сопла отсутствует.

9.42. По горизонтальному трубопроводу длиной l = 120 м и диаметром d = 80 мм движется вода, температура которой t = 20 °С. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}1$ мм. Определить среднюю по живому сечению скорость движения воды, если перепад давлений в начале и конце участка трубопровода составляет $\Delta p = 15$ кПа. Местные потери напора не учитывать.

9.43. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 100$ мм, по которому движется вода с расходом Q = 21 л/с, имеются счетчик расхода жидкости, 2 поворота трубы на 90° ($\zeta_{пов} = 1{,}3$) и задвижка. Степень закрытия задвижки $a/D = 0{,}25$ (рис. 9.4). Определить, какой будет расход при том же перепаде давлений, если задвижку опустить до половины диаметра. Потерями напора по длине пренебречь.

9.44. По горизонтальному трубопроводу диаметром d = 80 мм и длиной l = 410 м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1{,}15$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0{,}0052$ Па · с. Определить напор в конце участка трубопровода, если для пропуска расхода $Q = 115$ л/мин в начале трубопровода создано манометрическое давление $p_м = 125$ кПа, шероховатость трубопровода $\Delta = 0{,}1$ мм.

9.45. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлена диафрагма, движется жидкость плотностью $\rho = 1100$ кг/м^3 (рис. 9.19). Диаметр трубопровода $D = 100$ мм, диафрагмы $d = 50$ мм. Определить расход жидкости, если показания ртутного дифференциального манометра $h = 25$ мм рт. ст. Сжатием струи на выходе из диафрагмы пренебречь.

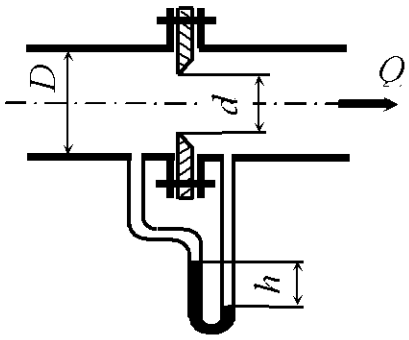


Рис. 9.19

9.46. По горизонтальному трубопроводу длиной l = 530 м и диаметром $d = 120$ мм движется нефть плотностью $\rho = 800$ кг/м^3 со скоростью $\upsilon = 1{,}2$ м/с. Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода увеличить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости ν = 0,23 см^2/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}5$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.47. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть плотностью $\rho = 800$ кг/м^3 с расходом $Q = 0{,}015$ м^3/с. Трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра $d_1 = 80$ мм до диаметра d_2 = 40 мм, угловой вентиль, поворот трубы на 90° с угольником. Определить, какое давление нужно создать в начале трубопровода для пропуска заданного расхода, если давление в конце трубопровода составляет p = 20 кПа. Потерями напора по длине пренебречь.

9.48. Стальной трубопровод диаметром d = 5 см имеет наклонный участок длиной l = 100 м. На трубопроводе имеются 4 поворота на 90° с угольниками и 2 обыкновенных вентиля. Определить разность давлений в начале и конце трубопровода при температуре воды 20 °С. Начальная точка лежит ниже конечной на 15 м, скорость воды в трубопроводе $\upsilon = 1{,}2$ м/с. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}1$ мм.

9.49. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлено сопло (рис. 9.18), движется вода с расходом $Q = 1{,}8$ л/с. Диаметр трубопровода $D = 50$ мм, сопла $d = 30$ мм. Определить показания ртутного дифференциального манометра, если коэффициент сопротивления сопла $\zeta = 0{,}15$. Сжатие струи на выходе из сопла отсутствует.

9.50. По горизонтальному трубопроводу длиной l = 800 м и диаметром $d = 150$ мм движется нефть плотностью $\rho = 850$ кг/м^3 со скоростью $\upsilon = 0{,}2$ м/с. Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубо-

провода уменьшить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости ν = 0,25 см^2/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}2$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.51. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 60$ мм, по которому движется вода с расходом Q = 8,2 л/с, имеются 4 поворота трубы на угол 90° с угольниками и вентиль. Вентиль полностью открыт и имеет коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{вент}} = 4{,}5$. При некотором закрытии вентиля расход в трубопроводе уменьшился в два раза. Определить коэффициент сопротивления вентиля, если потери напора остались прежними. Потерями напора по длине пренебречь.

9.52. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется минеральное масло плотностью $\rho = 750$ кг/м^3, расход $Q = 2{,}3$ л/с. Трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра $d_1 = 60$ мм до диаметра $d_2 = 40$ мм, вентиль обыкновенный, поворот трубы на 90° с угольником и счетчик расхода жидкости. Определить, какое давление будет в конце участка, если давление в начале участка трубопровода $p = 165$ кПа. Потерями напора по длине пренебречь.

9.53. Определить давление в начале горизонтального трубопровода переменного сечения, состоящего из двух участков: первый участок имеет длину $l_1 = 100$ м и диаметр $d_1 = 80$ мм; второй – $l_2 = 150$ м и $d_2 = 50$ мм. Расход жидкости $Q = 12$ л/с, свободный напор в конце трубопровода $H = 15$ м. Плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м^3, кинематический коэффициент вязкости жидкости ν = 0,2 см^2/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0{,}15$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.54. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 100$ мм, по которому движется вода с расходом $Q = 0{,}041$ м^3/с, имеются счетчик расхода жидкости, 4 поворота трубы на 90° с угольниками. Манометрическое давление в начале участка трубопровода $p_{\text{м}} = 350$ кПа. Определить, какое манометрическое давление необходимо создать в конце участка для пропуска того же расхода, если на трубопровод установить диафрагму с диаметром d = 25 мм. Потерями напора по длине пренебречь.

9.55. На участке горизонтального трубопровода диаметром D = 120 мм, по которому движется вода с расходом Q = 0,015 м^3/с, имеются счетчик расхода жидкости, 4 поворота трубы на 90° ($\zeta_{\text{пов}} = 1{,}3$) и задвижка. Задвижка закрыта на три четверти $a/D = 0{,}75$ (рис. 9.4). В конце участка ус-

тановлен манометр, показания которого $p_м = 45$ кПа. Определить, какое манометрическое давление необходимо создать в начале участка для пропуска того же расхода, если задвижку поднять до половины диаметра трубопровода. Потерями напора по длине пренебречь.

9.56. По горизонтальному трубопроводу диаметром d = 25 мм и длиной l = 180 м движется вода, имеющая температуру t = 50 °С, со скоростью $\upsilon = 2{,}3$ м/с. На трубопроводе имеются 4 поворота на угол 90° с угольниками, счетчик расхода жидкости и обыкновенный вентиль. Шероховатость трубопровода $\Delta = 0{,}2$ мм. Определить, какая будет скорость при тех же потерях напора, если вентиль прикрыть так, чтобы его коэффициент сопротивления $\zeta = 32$.

9.57. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлена диафрагма (рис. 9.19), движется вода с расходом Q = 8,2 л/с. Диаметр трубопровода D = 80 мм, диафрагмы d = 35 мм. Определить показания ртутного дифференциального манометра. Сжатием струи на выходе из диафрагмы пренебречь.

9.58. Определить, какой напор будет в конце горизонтального трубопровода переменного сечения, состоящего из двух участков: первый участок имеет длину $l_1 = 120$ м и диаметр $d_1 = 120$ мм, второй – $l_2 = 150$ м и $d_2 = 50$ мм. Расход нефти Q = 8,2 л/с, манометрическое давление в начале трубопровода $p_м = 320$ кПа, плотность нефти $\rho = 800$ кг/м^3, кинематический коэффициент вязкости ν = 0,2 сСт, эквивалентная шероховатость трубопровода $\Delta = 0{,}3$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.59. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется масло плотностью $\rho = 780$ кг/м^3. Определить расход Q, если трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра $d_1 = 60$ мм до диаметра $d_2 = 30$ мм, вентиль обыкновенный, поворот трубы на 90° с угольником и внезапное расширение до начального диаметра d_1, а местные потери давления составляют 30 кПа. Потерями напора по длине пренебречь.

9.60. По горизонтальному трубопроводу диаметром d = 50 мм и длиной l = 180 м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1{,}25$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0{,}0085$ Па · с. Определить необходимый перепад напоров в начале и конце участка трубопровода, если расход Q = 30 л/мин, а шероховатость трубопровода $\Delta = 0{,}5$ мм.

10. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

Общие сведения

Законы истечения жидкости через отверстия применяются при решении многих технических задач: измерении расхода жидкости, создании мощной дальнобойной струи для размыва грунта, расчете распространения струи в массе жидкости, обеспечении заданного времени опорожнения резервуаров, конструировании сопел, форсунок и в других случаях.

Различают отверстия малые и большие. Если напор превышает 10 наибольших вертикальных размеров отверстия, то отверстие – ***малое***, в противном случае – ***большое***. Отверстие считается ***в тонкой стенке*** в случае, если толщина стенки не влияет на условия истечения, т. е. вытекающая жидкость касается только кромки отверстия. Это обеспечивается либо срезом кромок под острым углом, либо при толщине стенки меньше 0,2 диаметра отверстия. Рассмотрим истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 10.1).

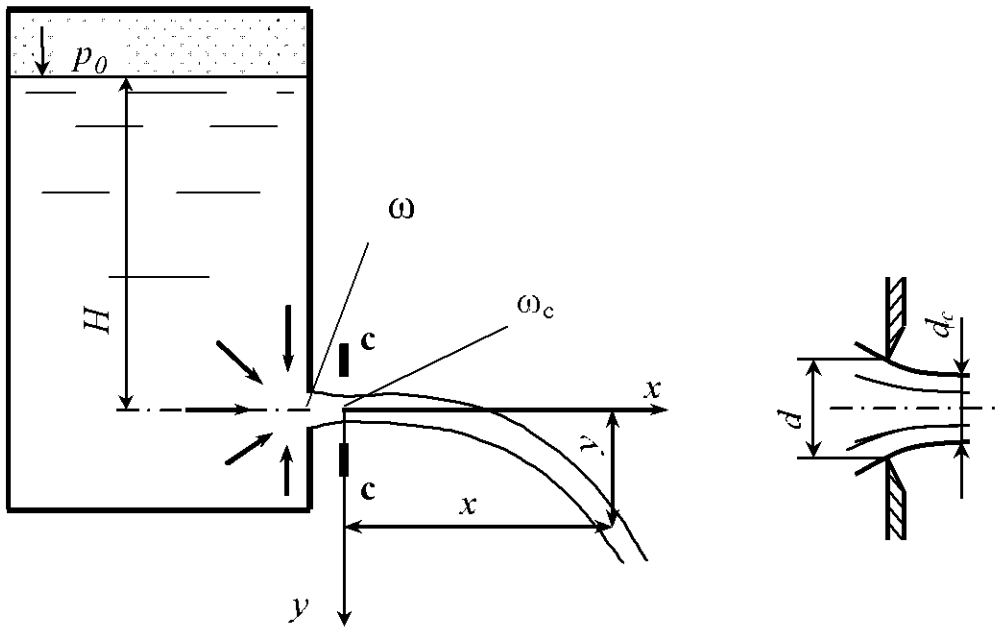


Рис. 10.1

При истечении жидкости из отверстия струя сжимается до сечения *с–с*. Сжатие струи обусловлено инерцией частиц жидкости, движущихся по криволинейным траекториям, и характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}, \qquad (10.1)$$

где ω_c – площадь струи в сжатом сечении; ω – площадь отверстия.

Если отверстие круглое, то расстояние от внутренней поверхности стенки до сжатого сечения приблизительно равно $(0{,}5\ldots1{,}0)d_{отв}$.

Сжатие струи может быть ***полным*** и ***неполным***. Полное сжатие происходит со всех сторон, когда отверстие удалено от боковых стенок или дна резервуара (рис. 10.2, а). Неполное сжатие наблюдается, когда отверстие примыкает к боковой стенке или дну резервуара, т.е. сжатие струи с одной стороны (рис. 10.2, б, в) или нескольких сторон (рис. 10.2, г) отсутствует.

При истечении жидкости через отверстие, примыкающее к вертикальной стенке, частицы жидкости, двигаясь вдоль стенки по инерции стремятся двигаться по вертикали. В результате наблюдается сжатие струи сверху и сбоку.

При истечении жидкости через отверстие, примыкающее к дну сосуда, частицы жидкости, двигаясь вдоль донной стенки, продолжают двигаться в том же направлении, не вызывая сжатия струи с нижней части.

Если отверстие примыкает к боковой стенке и дну сосуда одновременно, то сжатие струи будет отсутствовать с двух сторон.

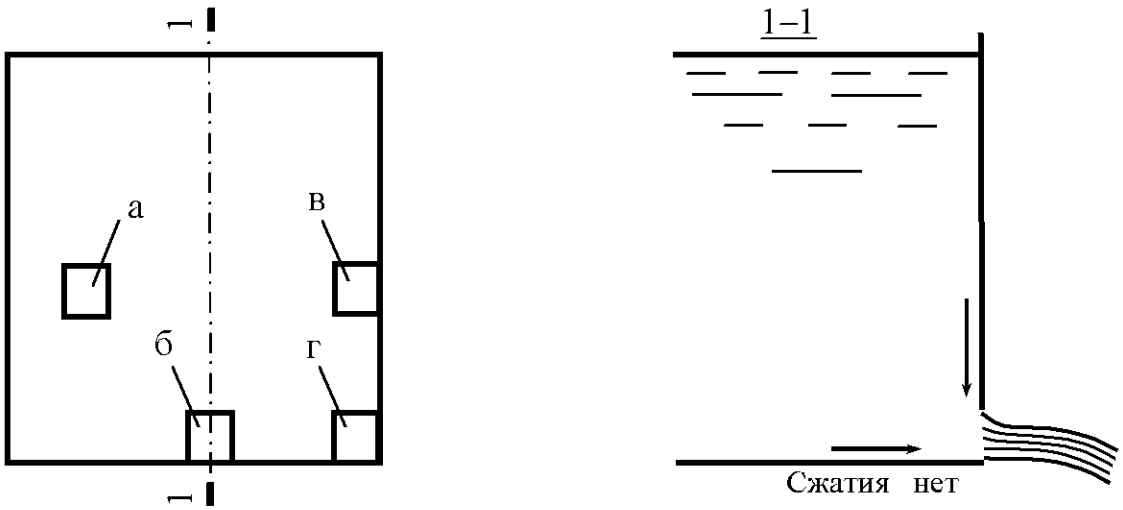


Рис. 10.2

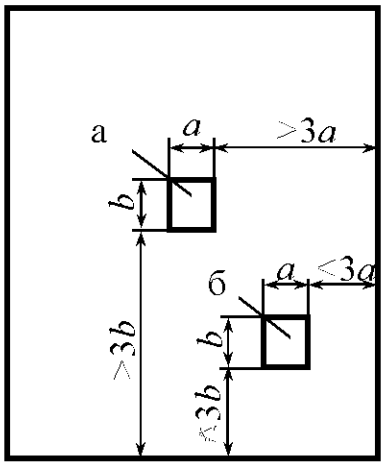


Рис. 10.3

Полное сжатие может быть ***совершенным*** и ***несовершенным***. При совершенном сжатии стенки и дно резервуара не оказывают влияния на степень сжатия струи. Такое сжатие получается, когда отверстие удалено от боковой стенки и дна резервуара более чем на три поперечных размера отверстия (рис. 10.3, а). При несовершенном сжатии стенки и дно резервуара влияют на степень сжатия струи. В этом случае отверстие удалено от боковой стенки или дна резервуара менее чем на три поперечных размера (рис. 10.3, б).

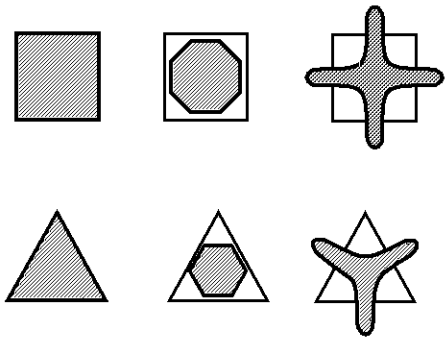


Рис. 10.4

При истечении форма поперечного сечения струи изменяется. Изменение формы поперечного сечения струи вдоль течения называется ***инверсией*** струи. Примеры изменения формы поперечного сечения струи для квадратного и треугольного отверстий показаны на рис. 10.4. Тонкими линиями показаны контуры отверстий, штриховкой – поперечное сечение струи в различных сечениях вдоль течения.

Истечение жидкости при постоянном напоре. Скорость струи в сжатом сечении при истечении через отверстие в общем случае определяется по формуле

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2gH}\,, \qquad (10.2)$$

где φ – коэффициент скорости; H – напор истечения.

В случае истечения из закрытого резервуара в газообразную среду (см. рис. 10.1) напор истечения равен разности пьезометрических напоров со стороны истекаемой жидкости и среды, в которую происходит истечение,

$$H = h + \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}, \qquad (10.3)$$

где h – глубина погружения центра тяжести выходного отверстия от свободной поверхности истекаемой жидкости; p_0, p – давление соответственно на поверхности жидкости и в среде, в которую происходит истечение.

При истечении в атмосферу из открытого резервуара $p = p_0 = p_{атм}$ и $H = h$.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}}, \qquad (10.4)$$

где ζ – коэффициент сопротивления.

Расход жидкости при истечении через отверстия

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}, \qquad (10.5)$$

где μ – коэффициент расхода,

$$\mu = \varepsilon\varphi. \qquad (10.6)$$

Траекторией струи называют ось струи жидкости, свободно падающей после истечения через отверстие. Координаты оси струи x и y связаны между собой соотношениями

$$x = 2\varphi\sqrt{Hy}, \qquad y = \frac{x^2}{4\varphi^2 H}. \qquad (10.7)$$

Если к отверстию присоединить (насадить) короткую трубу того же диаметра, что и отверстие, то характер истечения существенным образом изменится. Такие трубы называют насадками, они имеют длину, равную $(3\ldots6)d_{отв}$. На рис. 10.5 показаны основные типы насадков: 1 – цилиндрический внешний; 2 – цилиндрический внутренний; 3 – конический сходящийся; 4 – конический расходящийся; 5 – коноидальный. Присоединение насадка к отверстию изменяет расход жидкости, следовательно, изменяет время опорожнения резервуара, дальность полета струи и другие параметры.

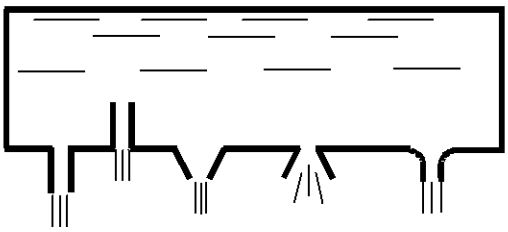


Рис. 10.5

Для расчета параметров истечения жидкости через насадки используются приведенные выше зависимости, при определении расхода принимается площадь на выходе насадка. Коэффициенты сжатия, скорости, расхода и сопротивления для отверстий и насадков (квадратичная зона истечения) приведены в прил. 8.

Значения коэффициентов истечения φ, ε, μ круглого малого отверстия зависят от формы его кромок, условий подтока жидкости к отверстию и числа Рейнольдса, определяемого как

$$\mathrm{Re} = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}, \tag{10.8}$$

где d – диаметр отверстия.

При $\mathrm{Re} \geq 10^5$ число Рейнольдса практически не влияет на коэффициенты истечения (квадратичная зона истечения).

Более подробно вопросы истечения жидкости через отверстия и насадки рассмотрены в работах [14, 15].

Коэффициенты истечения φ, ε, μ для цилиндрических насадков в прил. 8 приведены при безотрывном режиме истечения. В этом случае диаметр струи на выходе из насадка равен диаметру отверстия. При критическом напоре истечения для внешнего цилиндрического насадка струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке, с теми же значениями коэффициентов.

При безотрывном истечении жидкости через цилиндрический насадок внутри насадка образуется сжатое сечение и вакуум. При этом напор истечения

$$H = \frac{p_{\text{в}}}{0{,}75\rho g}. \tag{10.9}$$

Из формулы (10.9) следует, что с увеличением напора H возрастает и величина вакуума, которая связана с давлением в сжатом сечении $p_{\text{с}}$, т.е. $p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{с}}$. Критический напор истечения при понижении давления в сжатом сечении до давления насыщенных паров жидкости

$$H_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{0{,}75\rho g}. \tag{10.10}$$

Для холодной воды давление насыщенных паров близко к нулю и критический напор $H_{\text{кр}} \approx 13{,}8$м.

При истечении под уровень [11]

$$p_{\text{в}} = 0{,}75\rho g H_1 - \rho g H_2, \tag{10.11}$$

где H_1, H_2 – гидростатический напор соответственно со стороны истечения и со стороны подтопления.

Истечение жидкости при переменном напоре. При истечении жидкости при переменном напоре (рис. 10.6) часто требуется определить время наполнения или опорожнения резервуара.

В общем случае, когда резервуар имеет произвольные очертания, время опорожнения t части резервуара через отверстие может быть определено методами численного интегрирования выражения

$$t = \int_{H_2}^{H_1} \frac{\Omega dh}{\mu\omega\sqrt{2gh} - Q_{\text{п}}}, \qquad (10.12)$$

где H_1, H_2 – уровни жидкости в резервуаре соответственно в начальный и конечный моменты времени; Ω – площадь горизонтального сечения резервуара (площадь поверхности жидкости в резервуаре); dh – изменение уровня жидкости в резервуаре за время dt; h – текущее значение уровня жидкости в резервуаре; $Q_{\text{п}}$ – расход жидкости, поступающей в резервуар.

В том случае, когда сосуд имеет правильную геометрическую форму (параллелепипед, цилиндр, шар), при известной величине притока жидкости интеграл (10.12) имеет решения.

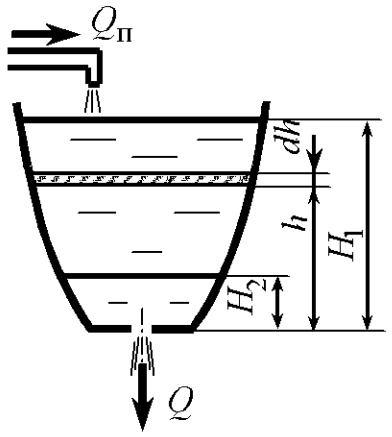


Рис. 10.6

В случае отсутствия притока ($Q_{\text{п}} = 0$) для резервуаров с постоянной площадью зеркала жидкости Ω (призматические и вертикальные цилиндрические) время частичного опорожнения через отверстие

$$t_{\text{ч}} = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}\left(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}\right), \qquad (10.13)$$

а время полного опорожнения

$$t_{\text{п}} = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}} = \frac{2V}{Q_{\text{н}}}, \qquad (10.14)$$

где V – объем жидкости в резервуаре в начальный момент времени; $Q_{\text{н}}$ – расход жидкости в начальный момент времени.

Для горизонтального цилиндрического резервуара

$$t_{\text{ч}} = \frac{4}{3}\frac{l_{\text{р}}}{\mu\omega\sqrt{2g}}\left[(D-H_2)^{1,5}-(D-H_1)^{1,5}\right]; \qquad (10.15)$$

$$t_{\text{п}} = \frac{4}{3}\frac{l_{\text{р}}D^{1,5}}{\mu\omega\sqrt{2g}}, \qquad (10.16)$$

где D – диаметр резервуара; $l_{\text{р}}$ – длина образующей цилиндрического резервуара.

Для сферического резервуара

$$t_{\text{ч}} = \frac{4}{15}\frac{\pi}{\mu\omega\sqrt{2g}}\left[(D-H_2)^{2,5}-(D-H_1)^{2,5}\right]; \qquad (10.17)$$

$$t_{\text{п}} = \frac{4}{15}\frac{\pi D^{2,5}}{\mu\omega\sqrt{2g}}. \qquad (10.18)$$

В работах [16–19] приведены задачи по истечению жидкости при несовершенном, неполном, сжатии, а также через большие отверстия. Рассмотрен ряд примеров решения.

Примеры решения задач

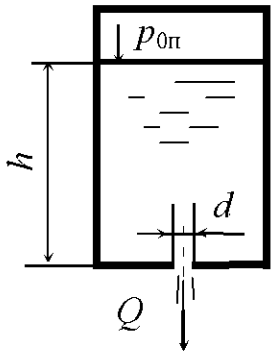


Рис. 10.7

Задача 10.1. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром d = 20 мм (рис. 10.7). Глубина погружения центра отверстия $h = 0{,}45$ м, избыточное давление на поверхности жидкости $p_{0\text{п}} = 8{,}3$ кПа. Определить расход жидкости, а также необходимое избыточное давление для пропуска того же расхода, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок длиной $l = 0{,}1$ м.

Решение. Расход при истечении жидкости через отверстие определяется по формуле (10.5). В случае истечения жидкости из закрытого резервуара в атмосферу формула принимает вид

$$Q = \mu_{\text{отв}}\omega\sqrt{2g\left(\frac{p_{0\text{и}}}{\rho g}+h\right)},$$

где $\mu_{\text{отв}}$ – коэффициент расхода, для круглого отверстия $\mu_{\text{отв}}$ = 0,62; ω – площадь отверстия,

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}02^2}{4} = 3{,}14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

После подстановки численных значений получаем

$$Q = 0{,}64 \cdot 3{,}14 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \left(\frac{8{,}3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9{,}81} + 0{,}45 \right)} = 1{,}01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Если к отверстию в дне резервуара присоединить цилиндрический внешний насадок того же диаметра, то формула (10.5) принимает вид

$$Q = \mu_{\text{вн.ц}} \omega \sqrt{2g \left(\frac{p_{0\text{и}}}{\rho g} + h + l \right)},$$

тогда

$$p_{0\text{и}} = \left(\frac{Q^2}{2g \mu_{\text{вн.ц}}{}^2 \omega^2} - h - l \right) \rho g,$$

где $\mu_{\text{вн.ц}}$ – коэффициент расхода, для внешнего цилиндрического насадка, $\mu_{\text{вн.ц}} = 0{,}82$; l – длина насадка.

После подстановки численных значений имеем

$$p_{0\text{и}} = \left(\frac{\left(0{,}98 \cdot 10^{-3}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}82^2 \cdot \left(3{,}14 \cdot 10^{-4}\right)^2} - 0{,}45 - 0{,}1 \right) 1000 \cdot 9{,}81 = 1844 \text{ Па}.$$

Задача 10.2. Открытый призматический резервуар с вертикальными стенками опоражнивается через отверстие диаметром d = 2,5 см (рис. 10.8). Площадь поперечного сечения резервуара $\Omega = 1{,}2$ м^2. Через 5 мин напор составил $H_2 = 0{,}7$ м. Определить расход и дальность полета струи в начальный момент времени, если отверстие расположено на высоте $h = 0{,}45$ м от пола.

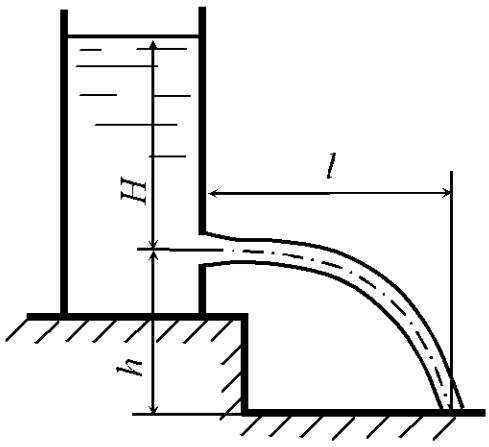


Рис. 10.8

Решение. Время частичного опорожнения резервуара с постоянной площадью поперечного сечения Ω определяется по формуле (10.13), из которой выразим уровень жидкости в начальный момент времени

$$H_1 = \left(\frac{t_{\text{ч}} \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2g}}{2\Omega} + \sqrt{H_2} \right)^2.$$

Найдем площадь отверстия

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}025^2}{4} = 4{,}91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

После подстановки численных значений в основных единицах системы СИ имеем

$$H_1 = \left(\frac{600 \cdot 0{,}62 \cdot 4{,}91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9{,}81}}{2 \cdot 1{,}2} + \sqrt{0{,}7} \right)^2 = 1{,}36 \text{ м}.$$

Определяем расход в начальный момент времени

$$Q = \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2gH_1} = 0{,}62 \cdot 4{,}91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}36} = 1{,}57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Дальность полета струи определяем по формуле

$$l = 2\varphi_{\text{отв}} \sqrt{Hh},$$

где $\varphi_{\text{отв}}$ – коэффициент скорости, при истечении жидкости через отверстие $\varphi_{\text{отв}} = 0{,}97$.

Получаем

$$l = 2 \cdot 0{,}97 \sqrt{1{,}36 \cdot 0{,}45} = 1{,}52 \text{ м}.$$

Задачи для самостоятельного решения

10.1. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром d = 25 мм (рис. 10.7). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0\text{и}} = 17$ кПа, глубина погружения отверстия h = 0,6 м. Определить расход жидкости через отверстие, если относительная плотность жидкости $\delta = 1{,}12$.

10.2. Вода вытекает из открытого резервуара через внешний цилиндрический насадок диаметром d = 3,2 см и длиной $l = 16$ см в атмосферу (рис. 10.9) при $h = 55$ см. В резервуар поступает вода с расходом Q. Определить глубину воды в резервуаре, если насадок заменить отверстием того же диаметра.

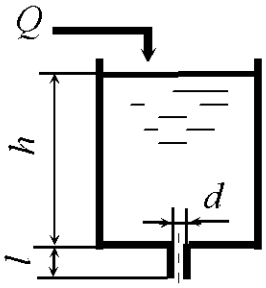


Рис. 10.9

10.3. Вода вытекает в атмосферу через установленный на боковой поверхности закрытого резервуара насадок диаметром d = 6 см. Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0\text{и}}$ = 6,1 кПа, расход жидкости Q = 5 л/с, глубина погружения насадка H = 90 см. Определить коэффициент расхода насадка.

10.4. Определить время полного опорожнения открытого резервуара с постоянной площадью сечения Ω объемом V = 50 л через отверстие в дне при начальном расходе Q = 1,8 м^3/ч и напоре H = 0,5 м.

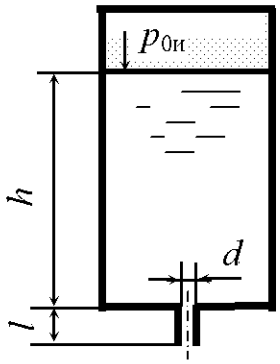


Рис. 10.10

10.5. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром d = 35 мм и длиной l = 170 мм (рис. 10.10). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0и} = 15$ кПа, глубина жидкости в резервуаре $h = 0{,}75$ м. Определить расход жидкости через насадок, если ее относительная плотность $\delta = 0{,}85$.

10.6. Жидкость вытекает в атмосферу из открытого резервуара через отверстие в его боковой стенке при постоянном напоре $H = 7{,}5$ м. Диаметр отверстия $d = 4{,}1$ см. В резервуар поступает жидкость с постоянным расходом Q. Определить, какой будет напор, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок того же диаметра.

10.7. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке под напором H = 1,2 м. Центр отверстия расположен на высоте h = 50 см от пола. Какой напор нужно создать, чтобы дальность полета струи осталась прежней, если к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок.

10.8. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внутренний цилиндрический насадок диаметром d = 45 мм (рис. 10.11). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0и} = 13$ кПа, расход жидкости $Q = 6{,}5$ л/с. Определить глубину погружения насадка.

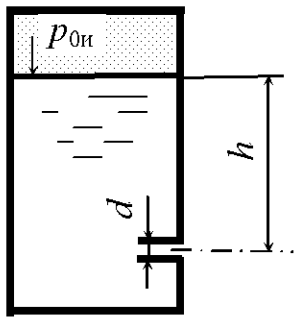


Рис. 10.11

10.9. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром d = 30 мм (рис. 10.7). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0и} = 12$ кПа, расход жидкости Q = 3,5 л/с. Определить глубину погружения отверстия.

10.10. Определить время полного опорожнения открытого бака с вертикальными стенками через внешний цилиндрический насадок диаметром

d = 5,5 мм. Площадь бака $\Omega = 2{,}5$ м^2, первоначальный напор H = 1,5 м. Насадок длиной $l = 27$ мм присоединен к отверстию в дне бака.

10.11. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке под напором H = 0,8 м. Центр отверстия расположен на высоте h = 75 см от пола. Какой напор нужно создать, чтобы дальность полета струи осталась прежней, если центр отверстия расположить относительно пола на высоте h = 90 см.

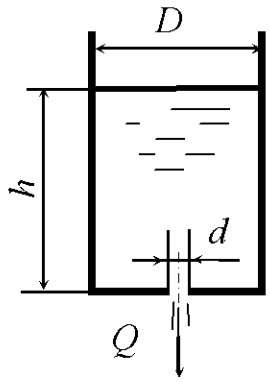


Рис. 10.12

10.12. Время частичного опорожнения вертикально расположенного цилиндрического открытого бака через донное отверстие в тонкой стенке составило t = 40 с. За это время уровень жидкости изменился от $h_1 = 2$ м до $h_2 = 1$ м. Определить диаметр отверстия, если диаметр бочки D = 0,5 м (рис. 10.12).

10.13. Определить первоначальный уровень в резервуаре h_1, если время частичного опорожнения открытого резервуара через донное отверстие до уровня $h_2 = 0{,}7$ м равно t = 70 с. Диаметр отверстия d = 0,05 м. Размеры поперечного сечения резервуара постоянные: $a \times b = 0{,}8 \times 0{,}7$ м.

10.14. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром d = 20 мм (рис. 10.7). Глубина погружения отверстия $h = 0{,}75$ м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода Q = 1,5 л/с, если плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м^3.

10.15. Открытый резервуар с вертикальными стенками опоражнивается через коноидальный насадок диаметром d = 5 см. Определить площадь поперечного сечения резервуара, если напор воды за время t = 2 мин понизился на $\Delta H = 5$ см и стал равным H = 35 см. Насадок присоединен к отверстию на боковой поверхности резервуара.

10.16. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром d = 40 мм (рис. 10.10). Глубина погружения насадка $h = 0{,}45$ м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода Q = 7,5 л/с, если плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м^3, длина насадка l = 200 мм?

10.17. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром d = 35 мм с расходом Q = 1,7 л/с. Определить дальность полета струи, если центр отверстия расположен на высоте h = 50 см от пола.

10.18. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром d = 25 мм и длиной $l = 120$ мм (рис. 10.10). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0и} = 16$ кПа, расход жидкости $Q = 2{,}5$ л/с. Определить глубину воды в резервуаре.

10.19. Определить площадь отверстия, если глубина воды в баке с вертикальными стенками изменилась от $H_1 = 4$ м до $H_2 = 1$ м за время $t = 120$ с. Площадь бака $\Omega = 1500$ см^2.

10.20. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу (рис. 10.7) через донное отверстие. Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0и} = 8{,}5$ кПа, глубина погружения отверстия $h = 0{,}5$ м. Определить диаметр отверстия, если расход жидкости $Q = 4{,}5$ м^3/сут.

10.21. Открытый резервуар с вертикальными стенками опоражнивается через внешний цилиндрический насадок диаметром d = 2,5 см. Через 35 с напор составил H = 1,5 м. Определить расход в начальный момент времени, если площадь поперечного сечения резервуара $\Omega = 1{,}75$ м^2. Насадок присоединен к отверстию на боковой стенке резервуара.

10.22. Жидкость вытекает из открытого резервуара через отверстие диаметром d = 30 мм при постоянном напоре h = 0,65 м (рис. 10.12). Определить, с каким диаметром необходимо присоединить цилиндрический внешний насадок длиной $l = 120$ мм для пропуска того же расхода.

10.23. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром d = 25 мм под напором H = 0,7 м. Центр отверстия расположен на высоте h = 65 см от пола. На сколько увеличится дальность полета струи, если отверстие заменить коноидальным насадком того же диаметра.

10.24. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром d = 12 мм и длиной l = 60 мм (рис. 10.10). Глубина воды в резервуаре $h = 0{,}45$ м. Какое избыточное дав-

ление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода Q = 1,5 л/с, если относительная плотность жидкости $\delta = 0{,}9$?

10.25. Вода вытекает из открытого резервуара через внешний цилиндрический насадок в атмосферу (рис. 10.9) при постоянной глубине h с расходом Q = 1,8 л/с. Диаметр насадка d = 1,5 см, длина l = 7,5 см. Определить, на сколько нужно изменить глубину для пропуска того же расхода, если насадок заменить на цилиндрический внутренний с тем же диаметром.

10.26. Определить время, за которое глубина воды в цилиндрическом вертикально расположенном баке (рис. 10.12) понизится на 5 см при истечении жидкости в атмосферу через донное отверстие. Диаметр отверстия d = 5 см, диаметр бака D = 0,8 м, глубина воды в баке $h = 1{,}5$ м. В начальный момент бак наполнен водой до краев.

10.27. Жидкость вытекает из открытого резервуара через донное отверстие диаметром d = 18 мм при постоянном напоре H = 0,95 м. Определить, на сколько изменится расход, если к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок того же диаметра и длиной l = 90 мм (рис. 10.12).

10.28. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внутренний цилиндрический насадок (рис. 10.11). Глубина погружения насадка h = 75 см, избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0и} = 17{,}5$ кПа. Определить необходимый диаметр насадка для пропуска расхода жидкости Q = 4,1 л/с.

10.29. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром d = 3 см. Дальность полета струи составляет 1 м. Отверстие расположено на высоте $h = 0{,}75$ м от пола. Определить расход жидкости через отверстие.

10.30. Бак с водой опоражнивается через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 10.12). Диаметр отверстия d = 1,5 см, а диаметр бочки $D = 85$ см. Найти расход воды в начальный момент времени, если полное опорожнение бака произошло за 20 мин.

10.31. Определить время наполнения мерного бака объемом $V = 0{,}02\,м^3$, если истечение происходит при постоянном уровне воды через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 0{,}02$ м при избыточном

давлении на поверхности воды $p_{0и} = 30\,кПа$ (рис. 10.13). Глубина погружения насадка $h = 2{,}4$ м.

10.32. Через водоспуск плотины, имеющей форму цилиндрического насадка, протекает вода с расходом $Q = 2{,}3\,м^3/с$ при постоянных уровнях (рис. 10.14). Определить диаметр водоспуска, если $h_1 = 12{,}0$ м, $h_2 = 2{,}0$ м.

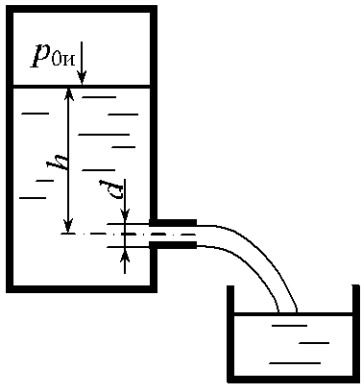


Рис. 10.13

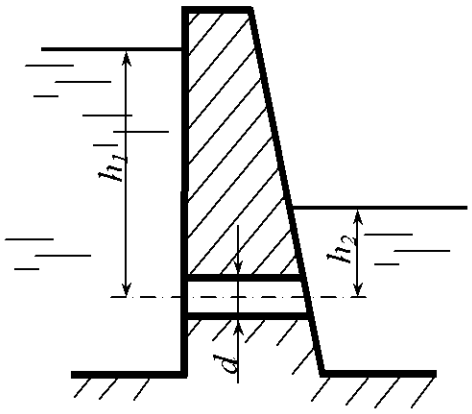


Рис. 10.14

10.33. Через отверстие в тонкой боковой стенке вытекает вода под напором $H = 16$ м. Изменится ли расход, если к отверстию подсоединить внешний цилиндрический насадок с тем же диаметром?

10.34. Из резервуара происходит истечение воды при переменном напоре через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 6\,см$, установленный на боковой поверхности резервуара. Определить время истечения 10 $м^3$ воды, если площадь поперечного сечения резервуара 5 $м^3$, а начальный напор $H_1 = 15\,м$.

10.35. Какая глубина h установится в баке, если в него подается вода с постоянным расходом $Q = 0{,}002\,м^3/с$? Из бака происходит истечение воды через отверстие в дне и внутренний цилиндрический насадок, установленный на боковой поверхности бака. Диаметры отверстия и насадка равны $d = 0{,}02\,м$. Величина $z = 0{,}3\,м$ (рис. 10.15).

10.36. По короткой трубе диаметром $d = 0{,}10\,м$ из одного резервуара в другой перетекает бензин ($\rho_б = 800\,кг/м^3$). Определить начальный расход, если $h_1 = 2{,}0\,м$, $h_2 = 0{,}5\,м$, избыточное давление в одном резервуаре $p_{0и} = 0{,}2 \cdot 10^5\,Па$ (рис. 10.16).

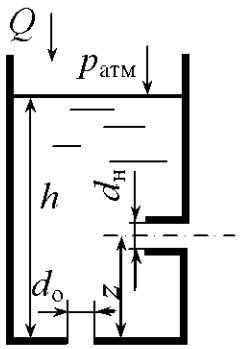


Рис. 10.15

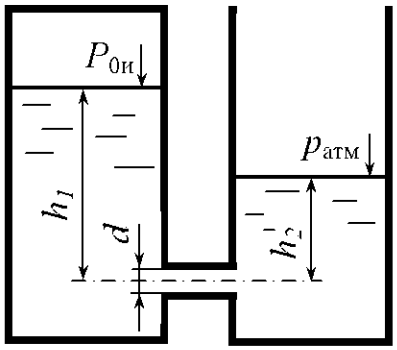


Рис. 10.16

10.37. Из закрытого резервуара вода вытекает через отверстие диаметром $d_о = 0{,}02$ м и внешний цилиндрический насадок диаметром $d_н = 0{,}02$ м. Определить избыточное давление в резервуаре, если разность расходов через насадок и отверстие $\Delta Q = 7 \cdot 10^{-4}$ м^3/с, а глубина $h = 1{,}5$ м (рис. 10.17).

10.38. Определить расход воды Q через отверстие диаметром $d = 0{,}08$ м, коэффициент расхода которого $\mu = 0{,}65$, если показание манометра $p_м = 150$ кПа и высота установки манометра над осью отверстия $h = 1{,}5$ м (рис. 10.18).

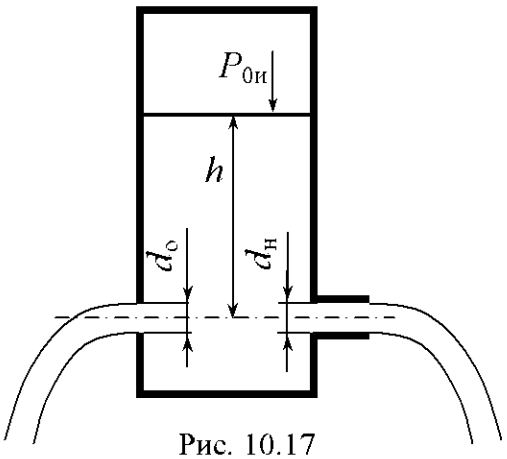


Рис. 10.17

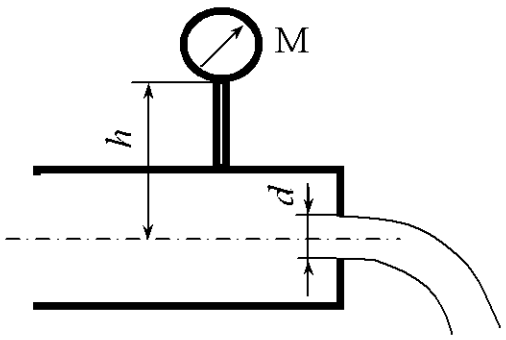


Рис. 10.18

10.39. Два резервуара с избыточным давлением $p_{0и_1} = 1{,}0 \cdot 10^5$ Па и $p_{0и_2} = 0{,}6 \cdot 10^5$ Па соединены между собой короткой трубкой диаметром $d = 20$ мм. Определить расход воды в трубе, если $h_1 = 0{,}5$ м и $h_2 = 1{,}4$ м (рис. 10.19).

10.40. В бак, разделенный тонкой перегородкой на два отсека, поступает вода с расходом $Q = 0{,}028 \text{м}^3/\text{с}$. В перегородке имеется отверстие диаметром $d_1 = 0{,}10 \text{м}$. Из второго отсека вода выливается через внешний цилиндрический насадок диаметром $d_2 = 0{,}08 \text{м}$. Определить h_1 и h_2 (рис. 10.20).

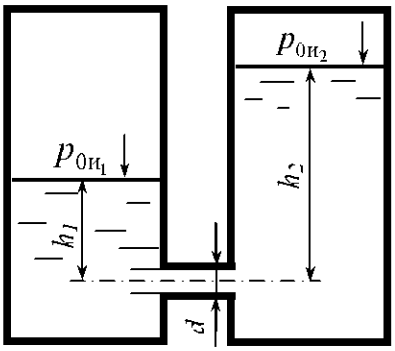


Рис. 10.19

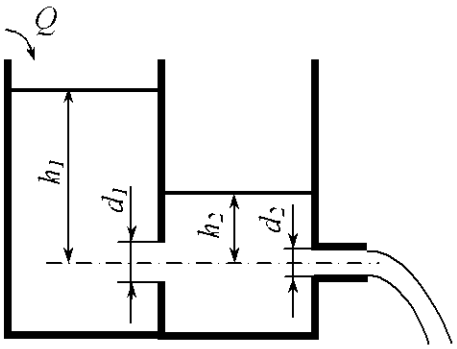


Рис. 10.20

10.41. Определить коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении воды в атмосферу через отверстие диаметром $d = 10 \text{мм}$ под напором $H = 2 \text{м}$, если расход $Q = 0{,}294$ л/с, дальность полета струи $l = 3 \text{м}$. Отверстие расположено на высоте $h = 1{,}2 \text{м}$ от пола (рис. 10.8).

10.42. Пренебрегая потерями напора, определить начальную скорость истечения воды из сосуда, заполненного слоями воды и масла ($\rho = 800 \text{кг/м}^3$) одинаковой высоты $h = 1 \text{м}$. Определить начальную скорость истечения при заполнении сосуда только маслом до уровня $2h$ (рис. 10.21).

10.43. Из открытого бака вода вытекает через малое отверстие в атмосферу. Глубина воды в баке $h = 3 \text{м}$ поддерживается постоянной. При какой высоте h_1 отверстия от пола дальность падения струи l будет максимальной (рис. 10.22)?

10.44. Из открытого бака вода вытекает через два малых отверстия в атмосферу. Глубина воды в баке $h = 3 \text{м}$ поддерживается постоянной. При какой высоте h_2 расположения второго отверстия дальность струи из него будет такой же, как и из первого отверстия, расположенного на высоте $h_1 = 1$ м от пола (рис. 10.23)?

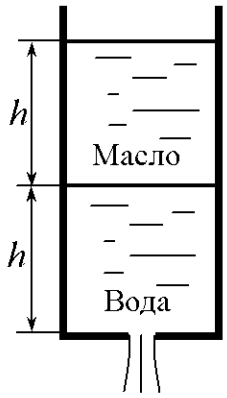


Рис. 10.21

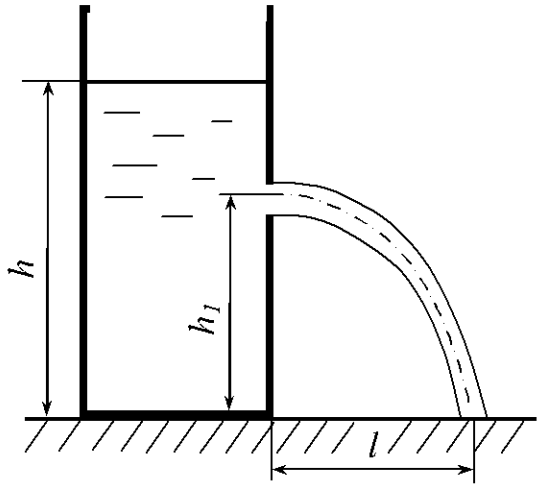


Рис. 10.22

10.45. Из открытого бака вода вытекает через малое отверстие в атмосферу. Высота наполнения резервуара $h = 1{,}5$ м (рис. 10.22). Определить, на какой высоте h_1 расположено отверстие при условии, что дальность струи будет наибольшая.

10.46. Из открытого бака (рис. 10.23) вода вытекает через два малых отверстия в атмосферу. Одно отверстие расположено на расстоянии $h_2 = 2$ м, другое $h_1 = 3$ м. Определить, при какой глубине воды в резервуаре дальность струи для обоих отверстий будет одинаковой.

10.47. Цилиндрическая бочка радиусом r и высотой $h = 1$ м залита водой (рис. 10.24), давление на свободной поверхности которой равно атмосферному. Определить время опорожнения бочки через отверстие диаметром $d = 2$ см при горизонтальном ее положении.

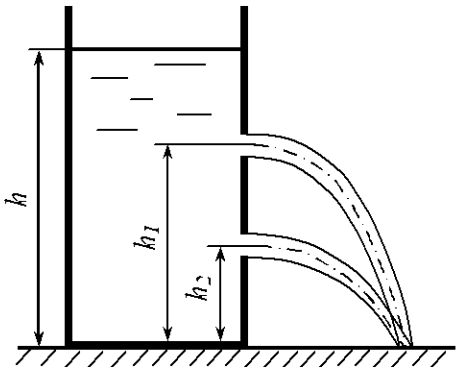


Рис. 10.23

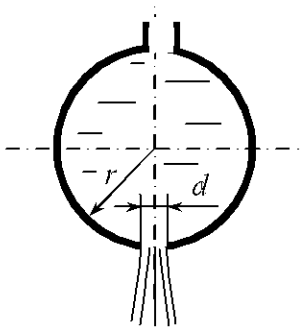


Рис. 10.24

10.48. На поршень диаметром $D = 100$ мм (рис. 10.25) действует сила $P = 1$ кН. Определить скорость движения поршня при диаметре отверстия в поршне $d = 2$ мм и толщине поршня $a = 8$ мм. Противодвижением воды, прошедшей через поршень, и трением поршня пренебречь.

10.49. Определить расход воды через цилиндрический насадок, если температура вытекающей воды равна 80 °С, диаметр насадка $d = 0{,}02$ м, глубина погружения насадка $h = 2{,}4$ м; избыточное давление на поверхности $p_{0и} = 60$ кПа (рис. 10.12).

10.50. Определить силу давления P на поршень, если скорость движения поршня $\upsilon = 1$ мм/с, диаметр отверстия в поршне $d = 2$ мм, толщина поршня $a = 8$ мм, диаметр поршня $D = 100$ мм. Трением поршня о цилиндр и противодавлением воды над поршнем пренебречь (рис. 10.25).

10.51. Из бака при постоянном напоре вытекает вода через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 20$ мм. Определить расход, если давление в насадке равно 70 кПа.

10.52. Определить расход и давление в отверстии плотины, если $d = 0{,}5$ м, $l = 2$ м; $H = 8{,}5$ м (рис. 10.26).

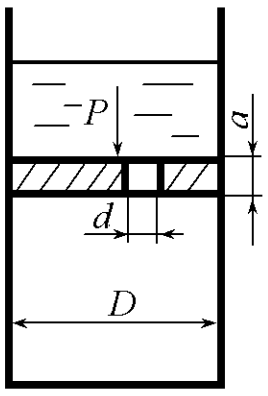


Рис. 10.25

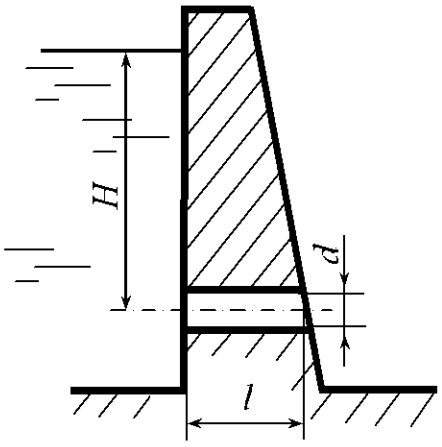


Рис. 10.26

10.53. Из водохранилища вода вытекает через отверстие в плотине диаметром $d = 0{,}5$ м (рис. 10.26). Определить время, за которое уровень воды в водохранилище понизится на 0,5 м, если начальный напор $H = 6$ м, толщина плотины 2 м, при условии, что площадь поверхности воды в водохранилище, равная 0,200 км^2, не изменится с изменением уровня.

10.54. Водоспуск плотины пропускает расход $Q = 2\,м^3/с$ при перепаде уровней $h_1 - h_2 = 10$ м (рис. 10.14). Определить необходимый диаметр водоспуска d и минимальное затопление h_2, чтобы вакуум внутри водоспуска был меньше $p_в = 4 \cdot 10^4$ Па. При решении водоспуск считать как внешний цилиндрический насадок.

10.55. Мазут подается в топку котла с расходом $M = 100$ кг/ч (рис. 10.27). Для сжигания мазута требуется воздух в количестве $V = 8{,}7\,м^3/кг$. Определить необходимые диаметры каналов для подачи воздуха и мазута, если мазут подается под давлением $p_и = 2{,}5\,кг/см^2$, а воздух – под давлением 200 мм вод. ст. Коэффициенты скорости и расхода принять $\varphi = \mu = 0{,}82$. Плотность мазута $\rho_м = 850\,кг/м^3$, воздуха $\rho_в = 1{,}2\,кг/м^3$.

10.56. Сопло фонтана, представляющее собой отрезок трубы длиной $l = 60\,мм$ с внутренним диаметром $d = 15\,мм$, установлено в трубе с внутренним диаметром $d_1 = 30\,мм$, по которой подается вода к соплу (рис. 10.28). Определить высоту подъема фонтана с учетом скорости подхода к соплу, если давление перед соплом составляет $0{,}5 \cdot 10^5$ Па. Сопротивлением воздуха пренебречь.

10.57. Сосуд заполнен слоями воды и масла ($\rho_м = 800\,кг/м^3$) одинаковой высоты $h = 1\,м$ (рис. 10.21). Определить конечную скорость истечения воды и начальную скорость истечения масла.

10.58. Определить расход воды через вертикально установленный внешний цилиндрический насадок, если диаметр насадка $d = 2\,см$, длина насадка $l = 10\,см$. Глубина расположения входного отверстия насадка $h = 1{,}0\,м$ (рис. 10.29).

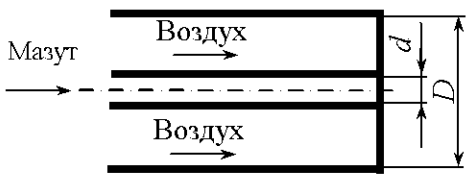


Рис. 10.27

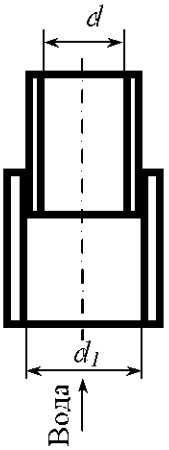


Рис. 10.28

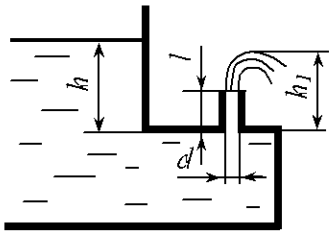


Рис. 10.29

10.59. Сосуд заполнен слоями воды и масла ($\rho_м = 800$ кг/м^3) одинаковой высоты $h = 1$ м (рис. 10.21). Определить время опорожнения сосуда, если диаметр отверстия $d = 2$ см, площадь горизонтального сечения сосуда $\Omega = 1$ м^2.

10.60. Определить высоту подъема фонтана h_1, если диаметр внешнего цилиндрического насадка $d = 2$ см, длина насадка $l = 10$ см. Глубина расположения входного отверстия насадка $h = 0{,}8$ м (рис. 10.29).

11. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ (КАНАЛАХ)

Общие сведения

Открытые русла классифицируются:

1. По площади живого сечения потока – на призматические (форма и размеры элементов поперечного сечения постоянны, площадь живого сечения потока меняется только с изменением глубины) и непризматические (форма русла, геометрические размеры какого-либо элемента поперечного сечения меняются по длине потока);

2. По форме поперечного сечения – правильной формы (треугольные, прямоугольные, круговые и т.п.) и неправильной формы (русла составного профиля);

3. По величине продольного уклона – с прямым уклоном дна ($i > 0$), горизонтальные ($i = 0$), с обратным уклоном ($i < 0$).

В руслах трапецеидального поперечного сечения (каналах) (рис.11.1):

площадь живого сечения

$$\omega = \left(b + \frac{m_1 + m_2}{2} h \right) h \ ; \qquad (11.1)$$

ширина русла по свободной поверхности потока

$$B = b + (m_1 + m_2) h \ ; \qquad (11.2)$$

смоченный периметр

$$\chi = b + h\left(\sqrt{1 + m_1^2} + \sqrt{1 + m_2^2} \right); \qquad (11.3)$$

гидравлический радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} \ , \qquad (11.4)$$

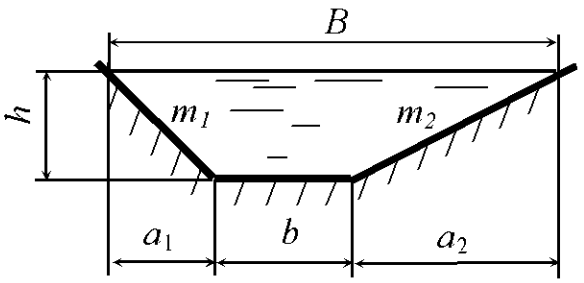


Рис. 11.1

где b – ширина канала по дну; m_1, m_2 – коэффициенты заложения откосов,

$$m_1 = \frac{a_1}{h} \ , \qquad m_2 = \frac{a_2}{h} \ ;$$

h – глубина воды в канале.

При определении геометрических параметров элементов русел прямоугольного и треугольного поперечных сечений следует пользоваться теми же зависимостями, принимая для прямоугольных $m = 0$, а для треугольных $b = 0$.

Для русел криволинейного поперечного сечения определение элементов живого сечения потока весьма сложный процесс. При расчете типовых сечений (круглого и параболического) используются вспомогательные таблицы, приведенные в прил. 9.

Для русел круглого поперечного сечения (рис. 11.2) радиусом r в прил. 9 в зависимости от относительной глубины наполнения $\Delta = h/r$ приводятся относительные – площадь живого сечения $\omega' = \omega/r^2$, смоченный периметр $\chi' = \chi/r$, ширина русла по свободной поверхности потока $B' = B/r$, гидравлический радиус $R' = R/r$. Задачи, связанные с определением необходимой степени заполнения поперечного сечения трубы, при заданном расходе решаются подбором.

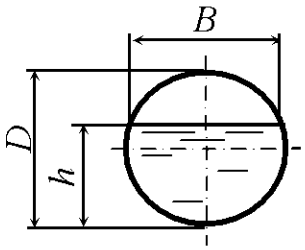


Рис. 11.2

Для русел параболического поперечного сечения (рис. 11.3), описываемых уравнением

$$x^2 = 2py \quad , \tag{11.5}$$

соответствующие относительные характеристики выражаются как $\omega' = \omega/p^2$, $\chi' = \chi/p$, $B' = B/p$, $R' = R/p$, где p – параметр параболы. Их значения приведены в прил. 9.

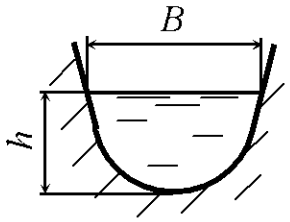


Рис. 11.3

При равномерном движении потока в открытом русле средняя в сечении скорость определяется по формуле Шези

$$v = C\sqrt{Ri}\,, \tag{11.6}$$

где C – коэффициент Шези; R – гидравлический радиус; i – уклон дна русла.

Коэффициент Шези C зависит от шероховатости стенок и дна, формы и размеров русла. Его используют при расчете открытых русел, шероховатость стенок которых соответствует зоне квадратичного сопротивления. Для открытых русел при определении коэффициента Шези используется формула Павловского:

$$C = \frac{1}{n} R^y \ , \qquad (11.7)$$

где n – коэффициент шероховатости русла; y – переменный показатель степени.

Показатель степени y зависит от шероховатости и размеров русла. При расчете открытых русел можно принимать $y = \frac{1}{6} \ldots \frac{1}{4}$. Более подробно расчет открытых русел изложен в работах [9, 16, 17].

Величина $W = C\sqrt{R}$ называется скоростной характеристикой, с учетом этого скорость потока

$$\upsilon = W\sqrt{i} \ . \qquad (11.8)$$

Соответственно расход воды в русле

$$Q = \omega\upsilon = \omega W\sqrt{i} \ . \qquad (11.9)$$

По формуле Н.Н. Павловского

$$W = \frac{1}{n} R^z \ , \qquad (11.10)$$

где n – коэффициент шероховатости русла; z – показатель степени,

$$z = 0{,}37 + 2{,}5\sqrt{n} - 0{,}75\left(\sqrt{n} - 0{,}1\right)\sqrt{R} \ . \qquad (11.11)$$

Величина $K = \omega W$ называется расходной характеристикой, с учетом этого расход

$$Q = K\sqrt{i} \ . \qquad (11.12)$$

Значения скоростной характеристики W приведены в прил. 9.

Каналы, сечение которых при неизменной площади ω характеризуются наименьшим значением смоченного периметра $\chi_{\min}$ и, следовательно, наибольшим значением гидравлического радиуса $R_{\max}$, согласно формуле Шези (11.6) обладают наибольшей пропускной способностью при равномерном движении. Такое сечение канала называется ***гидравлически наивыгоднейшим***. Оно также может быть определено как сечение с наименьшей площадью ω и наибольшей средней скоростью течения υ при заданных значениях i, n, Q.

На сооружение каналов с гидравлически наивыгоднейшими сечениями затрачивается минимум земляных работ (площадь сечения) или минимум работ по укреплению дна и берегов (смоченный периметр). Из различных форм живого сечения наиболее выгодным будет полукруглое сечение, так как в этом случае при заданной площади будет наименьший смоченный периметр. На практике чаще всего делают трапецеидальные или параболические сечения, так как полукруг имеет в верхней части вертикальные стенки и требует бетонного или железобетонного укрепления.

Относительная ширина по дну $\beta = \frac{b}{h}$ гидравлически наивыгоднейшего профиля каналов трапецеидальной формы приведена в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Значение β в зависимости от коэффициента заложения откосов *m*

m	β	*m*	β	*m*	β	*m*	β
0,00	2,00	0,25	1,562	1,00	0,828	2,00	0,472
0,10	1,81	0,50	1,236	1,25	0,702	2,50	0,385
0,20	1,64	0,75	1,000	1,50	0,606	3,00	0,325

Для того чтобы не происходило размыва русла канала после его постройки и не было преждевременного разрушения, при гидравлических расчетах каналов нужно знать максимально допустимые скорости течения для рассматриваемых расчетных условий (табл. 11.2). Расчетная скорость течения в канале должна быть несколько меньше максимальной допустимой скорости.

Таблица 11.2

Значения максимальных допустимых скоростей течения для грунтов и креплений

Вид грунта или крепления	Максимальная допустимая скорость, м/с, при средней глубине потока, м			
	0,4	1	2	≤ 3
Малоплотные глины и суглинки	0,33	0,4	0,46	0,5
Среднеплотные глины	0,7	0,85	0,95	1,1
Плотные глины и суглинки	1,0	1,2	1,4	1,5
Дерн:				
плашмя	0,6	0,8	0,9	1
свежий (в стенку)	1,5	1,8	2	2,2
Хворостяное	1,8	2,2	2,5	2,7
Мостовое:				
одиночное с размером камня 0,2 м	2,5 … 2,9	3 … 3,5	3,5 … 4	3,8 … 4,3
двойное с размером камня 0,2 м	3,1 … 3,6	3,7 … 4,3	4,3 … 5	4,6 … 5,4

Продолжение табл. 11.2

Вид грунта или крепления	Максимальная допустимая скорость, м/с при средней глубине потока, м			
	0,4	1	2	≤ 3
Бетон и железобетон Деревянные лотки, каналы гладкие (течение вдоль волокон)	4,2 … 8,5 8 … 12	5 … 9 10 … 10	5,7 … 10 12 … 17	6 … 11 14 … 18

При расчете канала нужно знать и минимальную допустимую скорость, при которой исключается заиливание канала.

Минимальную допустимую скорость в канале определяют по формуле

$$v_{\min} \geq aR^{0,5}. \qquad (11.13)$$

Значения коэффициента a приведены в табл. 11.3

Таблица 11.3

Значения коэффициента a

Вид песчаного наноса	Коэффициент a
Крупный	0,65 … 0,77
Средний	0,58 … 0,64
Мелкий	0,41 … 0,45
Очень мелкий	0,37 … 0,41

Примеры решения задач

Задача 11.1. Определить шероховатость стенок тоннеля круглого поперечного сечения для пропуска расхода $Q = 14{,}8$ м^3/с (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r = 2{,}5$ м, глубина наполнения $h = 3{,}0$ м, уклон дна $i = 0{,}0004$.

Решение. Определяем относительную глубину наполнения

$$\Delta = \frac{h}{r} = \frac{3}{2{,}5} = 1{,}2.$$

По прил. 9 находим относительную площадь живого сечения $\omega' = 1{,}968$ и относительный гидравлический радиус $R' = 0{,}555$ при $\Delta = 1{,}2$.

Вычисляем значение площади живого сечения:

$$\omega = \omega' \, r^2 = 1{,}968 \cdot 2{,}5^2 = 12{,}3 \text{ м}^2.$$

Вычисляем значение гидравлического радиуса:

$$R = R'r = 0{,}555 \cdot 2{,}5 = 1{,}4 \text{ м}.$$

Из формулы (11.9) выражаем скоростную характеристику

$$W = \frac{Q}{\omega\sqrt{i}} = \frac{14{,}8}{12{,}3\sqrt{0{,}0004}} = 60{,}2 \text{ м/с}.$$

По табл. 9.3 прил. 9 при $R = 1{,}4$ м и скоростной характеристике $W = 60{,}2$ м/с находим значение коэффициента шероховатости $n = 0{,}02$.

Задача 11.2. Определить глубину воды в трапецеидальном канале (рис.11.1) при следующих данных: расход $Q = 9{,}5$ м^3/с, ширина канала по дну $b = 2{,}5$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2{,}0$, $m_2 = 2{,}25$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}018$, уклон дна канала $i = 0{,}003$.

Решение. Задаваясь различными значениями глубины канала h, по формулам (11.1)–(11.4) вычисляем гидравлические элементы χ, ω, R. По прил. 9 находим значения скоростной характеристики W и по формуле (11.9) вычисляем расход Q. Результаты вычислений представлены в таблице:

h, м	χ, м	ω, м^2	R, м	W, м/с	Q, м^3/с
0,8	6,26	3,7	0,591	38,7	7,88
0,9	6,73	3,97	0,590	38,7	8,44
1	7,2	4,625	0,64	40,9	10,4
1,1	7,67	5,09	0,66	41,8	11,7

По данным таблицы строим график зависимости $Q = f(h)$. По графику находим: при $Q = 9{,}5$ м^3/с $h = 0{,}96$ м.

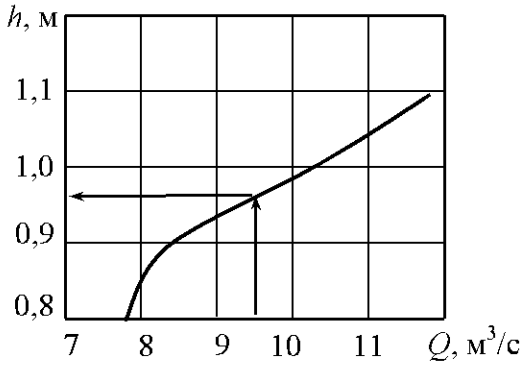


Рис. 11.4

Задачи для самостоятельного решения

11.1. Определить расход воды в трапецеидальном канале (рис.11.1) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 2{,}5$ м, глубина наполнения $h = 1{,}1$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2{,}25$, $m_2 = 1{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}0225$, уклон дна канала $i = 0{,}0005$.

11.2.Определить скорость воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0{,}75$ м, коэффициент заложения откосов $m = 2{,}5$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}014$, уклон дна канала $i = 0{,}00045$.

11.3. Определить глубину воды в трубе круглого поперечного сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r = 1{,}5$ м, расход $Q = 10$ м^3/с, коэффициент шероховатости $n = 0{,}012$, уклон трубы $i = 0{,}0015$.

11.4. Определить, какой уклон необходимо придать дну треугольного канала для пропуска расхода $Q = 1{,}5$ м^3/с (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения $h = 95$ см, коэффициент заложения откосов $m = 1{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

11.5. Определить расход воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0{,}65$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2{,}25$, $m_2 = 1{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}018$, уклон дна канала $i = 0{,}003$.

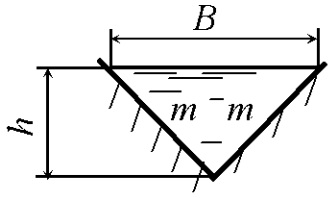


Рис. 11.5

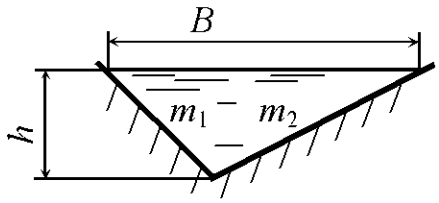


Рис.11.6

11.6. Определить глубину воды в треугольном канале (рис.11.6) при следующих данных: расход $Q = 4{,}3$ м^3/с, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}5$, $m_2 = 2{,}0$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$, уклон дна канала $i = 0{,}00045$.

11.7. Определить скорость воды в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр $p = 1$ м, глубина наполнения $h = 1{,}2$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}011$, уклон дна тоннеля $i = 0{,}0025$.

11.8. Определить какой уклон необходимо придать дну треугольного канала (рис. 11.6) для пропуска расхода $Q = 2{,}5$ м^3/с при следующих данных: глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}25$, $m_2 = 2{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

11.9. Определить скорость воды в трапецеидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 2$ м, глубина наполнения $h = 0{,}5$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}25$, $m_2 = 1{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}04$, уклон дна канала $i = 0{,}001$.

11.10. Определить расход воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0{,}5$ м, коэффициент заложения откосов $m = 2{,}5$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}015$, уклон дна канала $i = 0{,}0003$.

11.11. Определить глубину воды в трапецеидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: расход $Q = 4{,}5$ м^3/с, ширина канала по дну $b = 3$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}5$, $m_2 = 2{,}5$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$, уклон дна канала $i = 0{,}0045$.

11.12. Определить, какой уклон необходимо придать дну трапецеидального канала (рис. 11.7) для пропуска расхода $Q = 2$ м^3/с при следующих данных: ширина канала по дну $b = 1{,}5$ м, глубина наполнения $h = 95$ см, коэффициент заложения откоса $m = 1{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

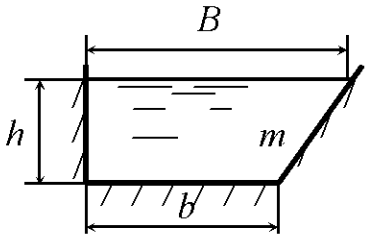


Рис. 11.7

11.13. Определить, какой уклон необходимо придать дну трапецеидального канала (рис. 11.1) для пропуска расхода $Q = 2{,}5$ м^3/с при следующих данных: ширина канала по дну $b = 1{,}5$ м, глубина наполнения $h = 145$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}25$, $m_2 = 2{,}75$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

11.14. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам треугольного канала (рис. 11.5) для пропуска расхода $Q = 1{,}9$ м^3/с при следующих данных: глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициент заложения откосов $m = 1{,}25$, уклон дна канала $i = 0{,}0012$.

11.15. Определить скорость воды в трапецеидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну b = 5 м, глубина наполнения h = 1,3 м, коэффициент заложения откоса $m = 2{,}5$, коэффициент шероховатости n = 0,011, уклон дна канала i = 0,0045.

11.16. Определить расход воды в трапецеидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну b = 2,5 м, глубина наполнения h = 0,5 м, коэффициент заложения откоса $m = 2{,}5$, коэффициент шероховатости n = 0,015, уклон дна канала i = 0,0003.

11.17. Определить, какой уклон необходимо придать лотку параболического поперечного сечения (рис. 11.3) для пропуска расхода Q = 57 м^3/с при следующих данных: параметр p = 4 м, глубина наполнения h = 408 см, коэффициент шероховатости n = 0,025.

11.18. Определить глубину воды в трапецеидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну b = 4,5 м, расход Q = 10 м^3/с, коэффициент заложения откосов m = 1,5, коэффициент шероховатости n = 0,012, уклон дна канала i = 0,0015.

11.19. Определить шероховатость стенок в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: расход $Q = 0{,}224$ м^3/с, параметр $p = 0{,}2$ м, глубина наполнения $h = 56$ см, уклон дна $i = 0{,}0009$.

11.20. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам трапецеидального канала (рис. 11.7) для пропуска расхода $Q = 4{,}5$ м^3/с при следующих данных: ширина канала по дну $b = 3{,}7$ м, глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициент заложения откосов $m = 1{,}25$, уклон дна канала $i = 0{,}00075$.

11.21. Определить скорость воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0{,}6$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}5$, $m_2 = 2{,}5$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}03$, уклон дна канала $i = 0{,}0015$.

11.22. Определить расход в водосточной трубе круглого сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r = 0{,}6$ м, глубина наполнения $h = 0{,}5$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}015$, уклон дна $i = 0{,}0005$.

11.23. Определить глубину воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: расход $Q = 2{,}3$ м^3/с, коэффициент заложения откосов $m = 1{,}5$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}0275$, уклон дна канала $i = 0{,}0015$.

11.24. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам треугольного канала (рис. 11.6) для пропуска расхода $Q = 3$ м^3/с при следующих данных: глубина наполнения $h = 155$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2{,}25$, $m_2 = 1{,}75$, уклон дна канала $i = 0{,}0005$.

11.25. Определить, какой уклон необходимо придать круглой трубе (рис. 11.2) для пропуска расхода $Q = 53$ м^3/с при следующих данных: радиус $r = 1{,}9$ м, глубина наполнения $h = 209$ см, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

11.26. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам трапецеидального канала (рис. 11.1) для пропуска расхода $Q = 4$ м^3/с при следующих данных: ширина канала по дну $b = 5$ м, глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1{,}5$, $m_2 = 1{,}75$, уклон дна канала $i = 0{,}0001$.

11.27. Определить скорость воды в тоннеле круглого поперечного сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r = 1{,}7$ м, глубина наполнения $h = 3{,}06$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}011$, уклон дна тоннеля $i = 0{,}0064$.

11.28. Определить расход в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр $p = 0{,}4$ м, глубина наполнения $h = 1{,}04$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}015$, уклон дна $i = 0{,}006$.

11.29. Определить глубину воды в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр $p = 0{,}35$ м, расход $Q = 4$ м^3/с, коэффициент шероховатости $n = 0{,}012$, уклон дна $i = 0{,}0015$.

11.30. Определить шероховатость стенок тоннеля круглого поперечного сечения (рис. 11.2) для пропуска расхода $Q = 5{,}7$ м^3/с при следующих данных: радиус $r = 2{,}8$ м, глубина наполнения $h = 224$ см, уклон дна $i = 0{,}000068$.

11.31. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить относительную глубину заполнения h/r, при которой расход в русле будет максимальным.

11.32. Для русла трапецеидального поперечного гидравлически наивыгоднейшего сечения (рис. 11.1) с шириной по дну $b = 2{,}5$ м определить ширину русла по свободной поверхности. Коэффициент заложения откосов $m = 1{,}0$.

11.33. Расход в лотке прямоугольного сечения $Q = 1$ м^3/с, средняя скорость течения воды $\upsilon = 1$ м/с. Определить наименьшее значение смоченного периметра.

11.34. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить смоченный периметр, при котором расход в русле будет максимальным.

11.35. Расход воды в лотке прямоугольного сечения $Q = 2$ м^3/с, средняя скорость течения воды $\upsilon = 1$ м/с. Определить наибольшее значение гидравлического радиуса.

11.36. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить площадь поперечного сечения потока, при котором расход в русле будет максимальным.

11.37. Определить размеры гидравлически наивыгоднейшего прямоугольного сечения лотка, если расход в лотке $Q = 2$ м^3/с, скорость течения воды $\upsilon = 1$ м/с.

11.38. Определить размеры гидравлически наивыгоднейшего трапецеидального поперечного сечения лотка, если глубина воды в лотке $h = 1{,}0$ м, коэффициент заложения откосов $m = 0{,}75$.

11.39. Деревянный лоток ($n = 0{,}13$) прямоугольного сечения шириной $b = 0{,}5$ м, работающий с глубиной заполнения $h = 0{,}4$ м при уклоне дна $i = 0{,}012$, должен быть заменен бетонным каналом ($n = 0{,}017$) с такой же площадью живого сечения полукруглой формы. Какой уклон должен быть придан бетонному каналу для получения такого же расхода воды, как и в деревянном лотке?

11.40. При какой глубине заполнения h треугольный желоб, облицованный динасовым кирпичом ($n = 0{,}025$), с углом 90° в основании при уклоне $i = 0{,}001$ пропускает 120 кг/с жидкой стали ($\rho = 7800$ кг/м^3).

11.41. Сравнить пропускную способность облицованных бетоном ($n = 0{,}017$) каналов с одинаковой площадью живого сечения потока, если форма сечения каналов – равносторонний треугольник и полукруг.

11.42. Сравнить пропускную способность облицованных бетоном ($n = 0{,}017$) с одинаковой площадью гидравлически наивыгоднейших сечений каналов: прямоугольник и трапеция с коэффициентом заложения откосов $m = 1$.

11.43. Установить размеры и необходимый уклон канала с гидравлически наивыгоднейшей формой поперечного сечения канала, если расход воды $Q = 14{,}0$ м^3/с, средняя скорость движения $\upsilon = 3{,}5$ м/с, коэффициент заложения откосов $m = 2{,}0$. Канал облицован булыжником ($n = 0{,}035$).

11.44. Водоподводящий канал длиной $l = 2000$ м, связывающий между собой два водоема, имеющих разность уровней $\Delta H = 1{,}5$ м, должен пропускать расход $Q = 24{,}0$ м^3/с. Определить глубину заполнения канала при гидравлически наивыгоднейшем сечении, если канал прокладывается непосредственно в плотном грунте ($n = 0{,}025$) с коэффициентом заложения откосов $m = 1{,}75$.

11.45. Какой уклон должен быть придан деревянному лотку ($n = 0{,}013$) прямоугольного сечения шириной $b = 0{,}6$ м, чтобы при глубине заполнения $h = 0{,}3$ м пропускная способность его равнялась пропускной способности полукруглого железного канала с таким же живым сечением и уклоном дна $i = 0{,}005$.

11.46. Определить, при каком заполнении круглый бетонный самотечный трубопровод диаметром $d = 1{,}2$ м с уклоном дна $i = 0{,}008$ пропустит расход $Q = 2{,}25$ м^3/с. Коэффициент шероховатости $n = 0{,}017$.

11.47. Определить расход воды в канале, облицованном бетоном ($n = 0{,}017$), если радиус $r = 1$ м, глубина заполнения канала $h = 2$ м, уклон дна $i = 0{,}00007$ (рис. 11.8).

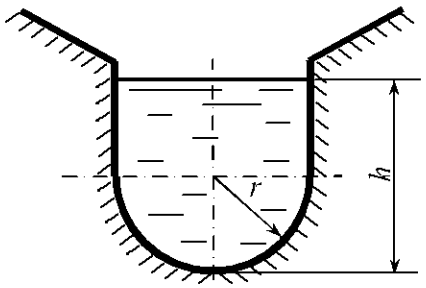


Рис. 11.8

11.48. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить относительную глубину заполнения h / r, при которой скорость течения в русле будет наибольшей.

11.49. Определить расход воды в реке шириной $b = 320$ м, средней глубиной $h = 1{,}2$ м с уклоном свободной поверхности воды $i = 0{,}0001$. Ко-

эффициент шероховатости $n = 0{,}025$. Гидравлический радиус принять равным h.

11.50. Определить, будет ли устойчива против размыва треугольная водосточная канава автомобильной дороги (рис. 11.6), если коэффициенты заложения откосов $m_1 = 0{,}5$, $m_2 = 2$, глубина воды $h = 0{,}18$ м, уклон канавы $i = 0{,}004$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

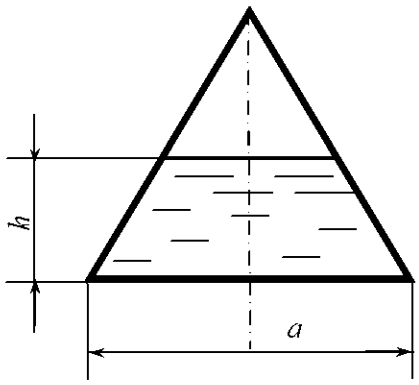


Рис. 11.9

11.51. Определить расход воды в водосточной деревянной трубе ($n = 0{,}013$), сечение которой в виде равностороннего треугольника со стороной $a = 1$ м (рис. 11.9), если глубина заполнения $h = 0{,}5$ м, уклон дна трубы $i = 0{,}00008$.

11.52. Установить, заиливается ли русло, если коэффициент заложения откосов $m = 2$, ширина по дну $b = 0$, глубина потока $h = 1$ м, расход $Q = 3$ м^3/с, грунт – крупный песок.

11.53. Установить глубину протекания потока и определить, будет ли размываться трапецеидальное русло, если площадь живого сечения потока $\omega = 2{,}5$ м^2, ширина русла по дну $b = 1$ м, коэффициент заложения откосов $m = 1{,}5$, расход воды $Q = 3{,}5$ м^3/с, грунт – плотная глина.

11.54. По прямоугольному лотку ($n = 0{,}025$), ширина которого по дну $b = 1$ м, протекает вода с расходом $Q = 1$ м^3/с. Установить глубину потока, если уклон дна лотка $i = 0{,}1$. Как изменится расход при уменьшении уклона до $i = 0{,}01$.

11.55. Для русла, сечение которого представлено на рис. 11.8, построить зависимость скорости течения потока от глубины заполнения, если $r = 1$ м, $h = 2$ м, уклон дна $i = 0{,}00007$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}025$.

11.56. Определить расход воды в канале, если $B_1 = 6{,}0$ м, $B_2 = 4{,}0$ м, $h_1 = 3{,}0$ м, $h_2 = 1{,}0$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}017$, уклон дна канала $i = 0{,}0005$.

11.57. Для сечения канала, которое представлено на рис. 11.10, построить зависимость расхода от глубины заполнения, если $B_1 = 4{,}0$ м, $B_2 = 2{,}0$ м, $h_1 = 1{,}0$ м, $h_2 = 3{,}0$ м, уклон дна $i = 0{,}0006$, коэффициент шероховатости $n = 0{,}017$.

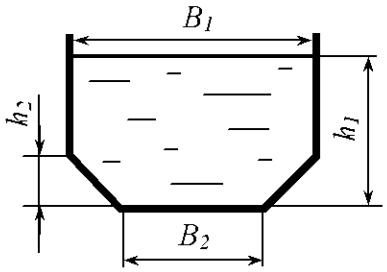


Рис. 11.10

11.58. Определить уклон дна канала (рис. 11.8), если $r = 1$ м, $h = 2{,}5$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}017$. Расход воды $Q = 4$ м^3/с.

11.59. Определить уклон дна водосточной трубы (рис. 11.9), если сечение трубы – равносторонний треугольник, $a = 1$ м, $h = 0{,}75$ м, коэффициент шероховатости $n = 0{,}013$. Расход воды $Q = 0{,}5$ м^3/с.

11.60. Определить глубину заполнения h канализационной трубы круглого сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус трубы $r = 1$ м, расход $Q = 5$ м^3/с, коэффициент шероховатости $n = 0{,}012$, уклон дна трубы $i = 0{,}0015$.

12. ТРУБОПРОВОДЫ

Общие сведения

Трубопроводы с параллельными ветвями. В таких трубопроводах разветвленные участки состоят из нескольких труб, соединяющих два или несколько узлов. Общая схема трубопровода с параллельными ветвями представлена на рис.12.1. Поскольку обычно такие трубопроводы являются гидравлически длинными, то есть такими, у которых местные потери и скоростные напоры несоизмеримы с потерями по длине (менее 10 %), то скоростными напорами пренебрегают, принимая полный напор в каждом расчетном сечении трубопровода практически равным гидростатическому. Кроме того, пренебрегают относительно малыми местными потерями в узлах и считают одинаковыми напоры потоков в концевых сечениях труб, примыкающих к данному узлу. Поэтому в расчетах оперируют понятием «напор в данном узле».

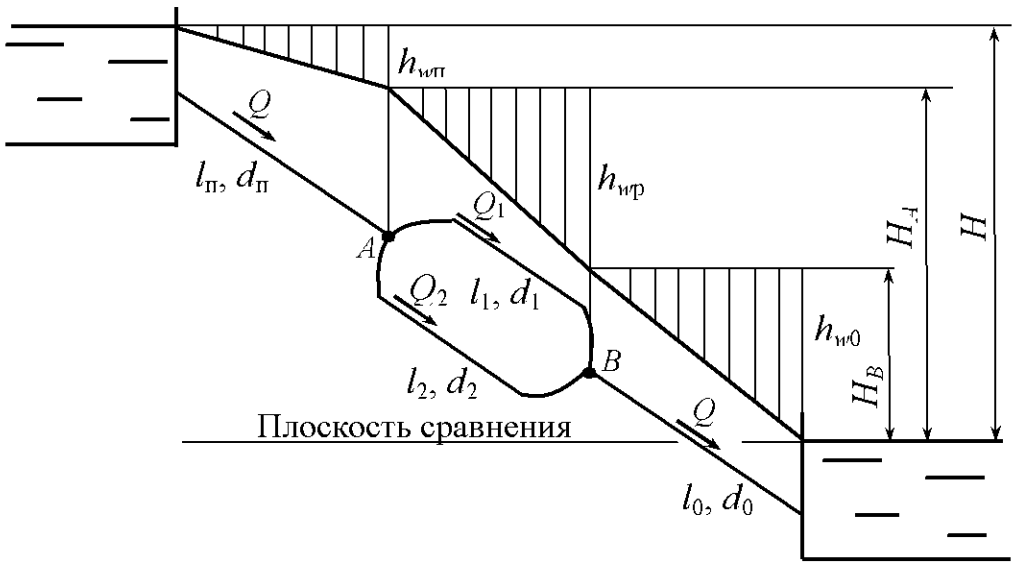


Рис.12.1

Уравнение баланса расходов в узлах A и B имеет вид [6]

$$Q = Q_1 + Q_2 . \qquad (12.1)$$

Потери напора в каждой из параллельных труб практически равны разности пьезометрических напоров в узлах. Тогда потери напора на разветвленном участке

$$h_{w\text{р}} = h_{w1} = h_{w2} = H_A - H_B . \qquad (12.2)$$

Суммирование потерь напора в последовательно расположенных подводящем, разветвленном и отводящем участках приводит к соотношению

$$H = h_{w\text{п}} + h_{w\text{р}} + h_{w0} . \qquad (12.3)$$

Возможны три основные группы задач расчета трубопроводов:

1. Определение размеров труб по заданным в них расходам и перепадам напоров в начале и в конце трубопровода;

2. Определение перепадов напоров в начале и в конце трубопровода по заданным расходам в трубах заданных размеров;

3. Определение расходов в трубах заданных размеров по известным перепадам напоров.

Первая группа представляет собой проектировочные расчеты, а вторая и третья – поверочные расчеты существующего трубопровода, выясняющие условия его работы при различных значениях гидравлических параметров.

При определении потерь напора в трубах местные сопротивления для удобства расчетов учитывают с помощью эквивалентных длин [6]

$$l_{\text{э}} = \frac{\sum \zeta d}{\lambda}, \qquad (12.4)$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; d – диаметр трубопровода; λ – коэффициент гидравлического трения.

Тогда потери напора в трубе равны сумме потерь напора по длине и местных потерь:

$$h_W = \lambda \frac{l + l_{\text{э}}}{d} \frac{\upsilon^2}{2g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}, \qquad (12.5)$$

где L – приведенная длина трубопровода; υ – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе.

Задачи первой и третьей групп решают методом последовательных приближений, так как, не зная размеров труб или идущих по ним расходов, нельзя точно определить коэффициенты сопротивления λ в этих трубах. Для решения в первом приближении принимают, что в трубах имеет место квадратичный закон сопротивления и значения λ зависят только от шероховатости труб.

Определив искомые величины при решении уравнений (12.1)–(12.3) с выбранными коэффициентами сопротивлений, уточняют эти коэффициенты и повторяют расчет во втором приближении. Приближения повторяют до практического совпадения получаемых результатов. Обычно достаточно точным оказывается второе приближение.

Для трубопровода с заданными размерами решение уравнений удобно получить графическим методом. Для этого строят характеристики участков трубопровода, определяя потери напора при различных значениях расхода в трубах по формуле

$$h_w = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g}. \qquad (12.6)$$

На рис.12.2 построена характеристика разветвленного участка трубопровода, состоящего из двух параллельных труб (рис. 12.1). Характеристики параллельно работающих труб суммируют согласно уравнениям (12.1) и (12.2), то есть путем суммирования абсцисс кривых (расходов) при одинаковых ординатах (напорах).

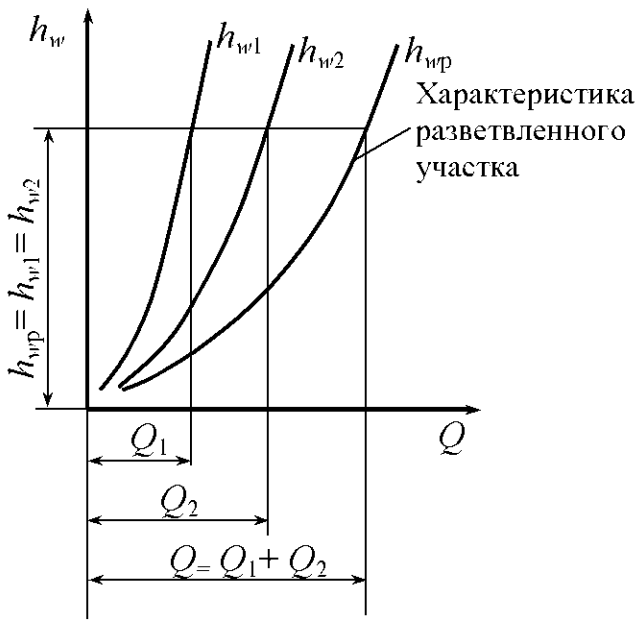


Рис. 12.2

На рис. 12.3 построена характеристика трубопровода, схема которого изображена на рис. 12.1. Характеристику разветвленного участка суммируют с характеристиками подводящего и отводящего участков согласно уравнению (12.3), то есть путем сложения ординат (напоров) при одинаковых абсциссах (расходах).

Построенные характеристики позволяют по заданному расходу в одной из ветвей определить потребный напор трубопровода или по заданному напору – расходы во всех трубах.

При известном расходе, например Q_1, по графику (рис. 12.2) определяют потери напора h_{w1} в первой ветви разветвленного участка. Согласно уравнению (12.2) они равны потерям напора h_{w2} во второй ветви разветвленного участка и потерям h_{wp} всего разветвленного участка. По графику потерям $h_{wp} = h_{w1} = h_{w2}$ соответствуют расходы Q_2 и Q. При известном расходе Q определяют (рис. 12.3) потери напора в подводящем $h_{wп}$, отводящем h_{w0} участках и требуемый напор H трубопровода.

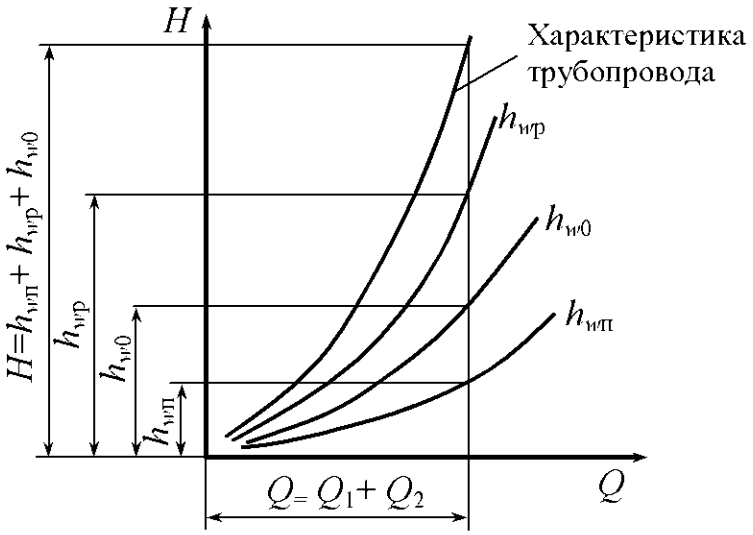


Рис. 12.3

Если характеристики построены с учетом изменения коэффициентов сопротивления трения в зависимости от режимов течения жидкости в трубопроводах, то отпадает необходимость в последовательных приближениях.

Трубопроводы с концевой раздачей. Простейшая схема трубопровода с концевой раздачей представлена на рис. 12.4.

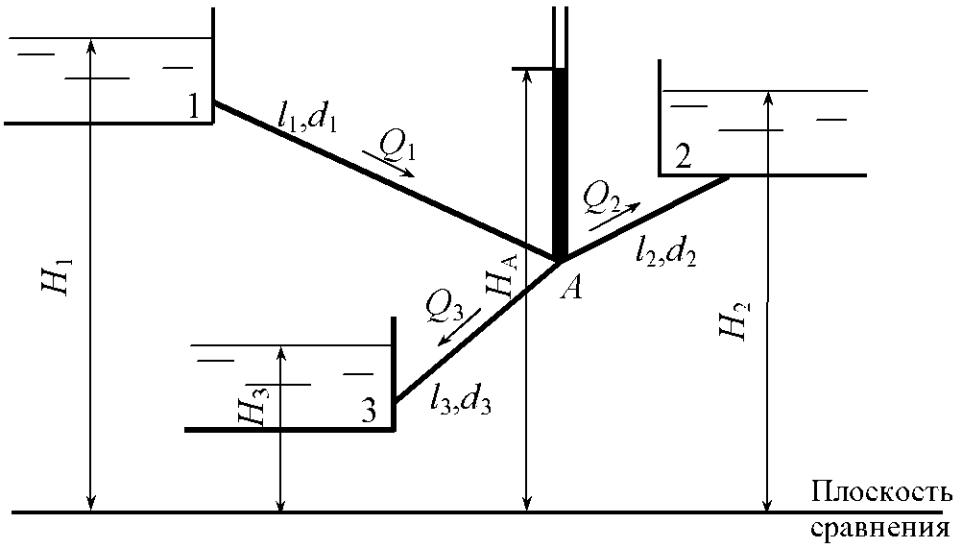


Рис. 12.4

В том случае, когда напор в узловой точке A больше напора H_2 в резервуаре 2, то есть $H_A > H_2$, то жидкость из резервуара 1 перетекает в резервуары 2 и 3 и расчетная система уравнений имеет вид [6]

$$\left.\begin{aligned} H_1 - H_A &= h_{w1}, \\ H_A - H_2 &= h_{w2}, \\ H_A - H_3 &= h_{w3}, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3. \end{aligned}\right\} \tag{12.7}$$

Если $H_A < H_2$, то жидкость в резервуар 3 поступает из резервуаров 1 и 2 и система уравнений имеет вид

$$\left.\begin{aligned} H_1 - H_A &= h_{w1}, \\ H_2 - H_A &= h_{w2}, \\ H_A - H_3 &= h_{w3}, \\ Q_1 + Q_2 &= Q_3. \end{aligned}\right\} \tag{12.8}$$

Если $H_A = H_2$, то $Q_2 = 0$, $Q_1 = Q_3$ и жидкость из резервуара 1 перетекает в резервуар 3. Система уравнений имеет вид

$$\left.\begin{aligned} H_1 - H_2 &= h_{w1}, \\ H_2 - H_3 &= h_{w3}. \end{aligned}\right\} \tag{12.9}$$

При решении систем уравнений потери напора в каждой трубе следует выразить через расход, используя уравнение (12.6).

Если трубопровод включает трубы, которые оканчиваются сходящими насадками, открытыми в атмосферу, то при составлении уравнений напоров для таких труб следует учитывать скоростные напоры на выходе из насадков.

В том случае, когда известны напоры H_1, H_2, H_3, размеры труб и требуется определить расходы в трубах, то решение начинают с определения направления движения жидкости в трубе 2. Для этого используют прием «выключения ветви» [6]. При этом определяют напор H'_A в узле A при выключенной трубе 2, когда $Q_2 = 0$ и $Q_1 = Q_3$.

Тогда уравнение Бернулли для труб 1 и 3 имеет вид

$$\left.\begin{aligned} H_1 - H'_A &= h_{w1}, \\ H_1 - H_3 &= h_{w1} + h_{w3}. \end{aligned}\right\} \tag{12.10}$$

Второе уравнение данной системы можно преобразовать:

$$\frac{h_{w1}\left(h_{w1}+h_{w3}\right)}{h_{w1}} = H_1 - H_3. \qquad (12.11)$$

Подставляя данное выражение в первое уравнение системы (12.10), получаем

$$H'_A = H_1 - \frac{H_1 - H_3}{\frac{h_{w3}}{h_{w1}}+1}. \qquad (12.12)$$

Сравнивая H'_A с H_2, принимают для решения соответствующую систему уравнений (12.7)–(12.9). В данной задаче при неизвестных расходах значения коэффициентов сопротивления труб заранее определить нельзя, поэтому аналитическое решение проводится методом последовательных приближений.

Решение может быть выполнено графически, при этом определяют напор H_A в узле, при котором удовлетворяется условие баланса расходов.

Сначала определяют напор H'_A в узле при выключенной трубе 2. Для этого строят кривые $H_A = f(Q)$ для труб 1 и 3:

$$H_A = H_1 - h_{w1},$$
$$H_A = H_3 + h_{w3}.$$

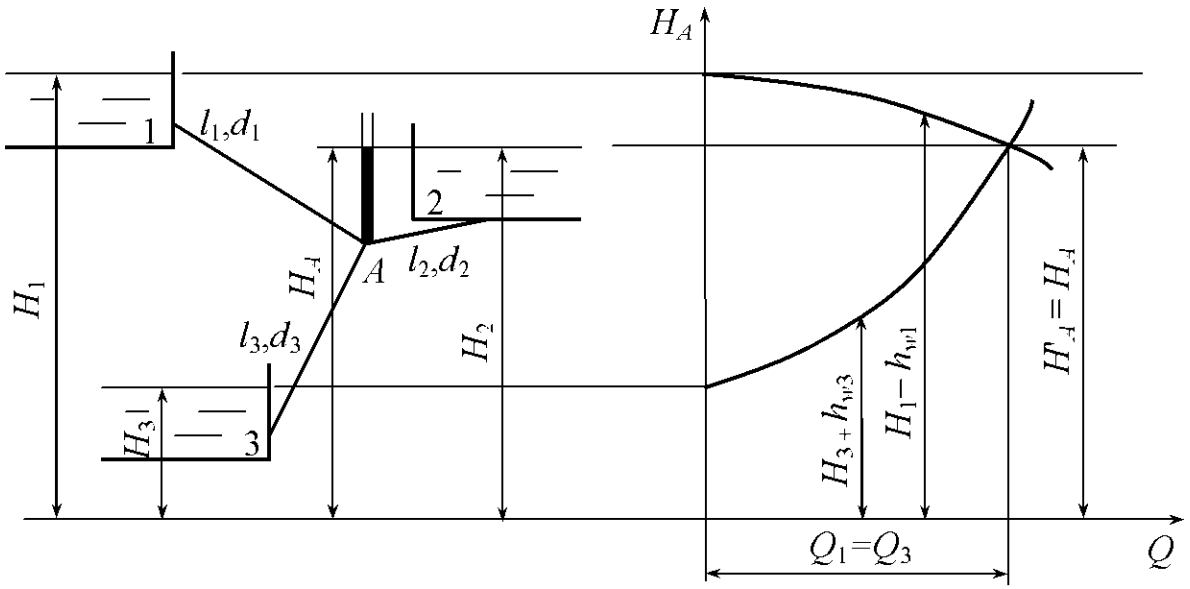


Рис. 12.5

Ордината точки пересечения этих кривых есть напор H'_A (рис. 12.5).

Если $H'_A = H_2$, то абсцисса точки пересечения есть действительный расход в трубах 1 и 3 ($Q_1 = Q_3$), а $Q_2 = 0$.

Если $H'_A > H_2$, то для определения расходов следует построить кривую $H_A = f(Q)$ для трубы 2 согласно второму уравнению системы (12.7) и сложить кривые для труб 3 и 2 согласно четвертому уравнению этой же системы.

Ордината и абсцисса точки пересечения суммарной кривой труб 3 и 2 и кривой, построенной для трубы 1, дают соответственно действительный напор H_A в узле и расход Q_1, равный $Q_2 + Q_3$ (рис. 12.6).

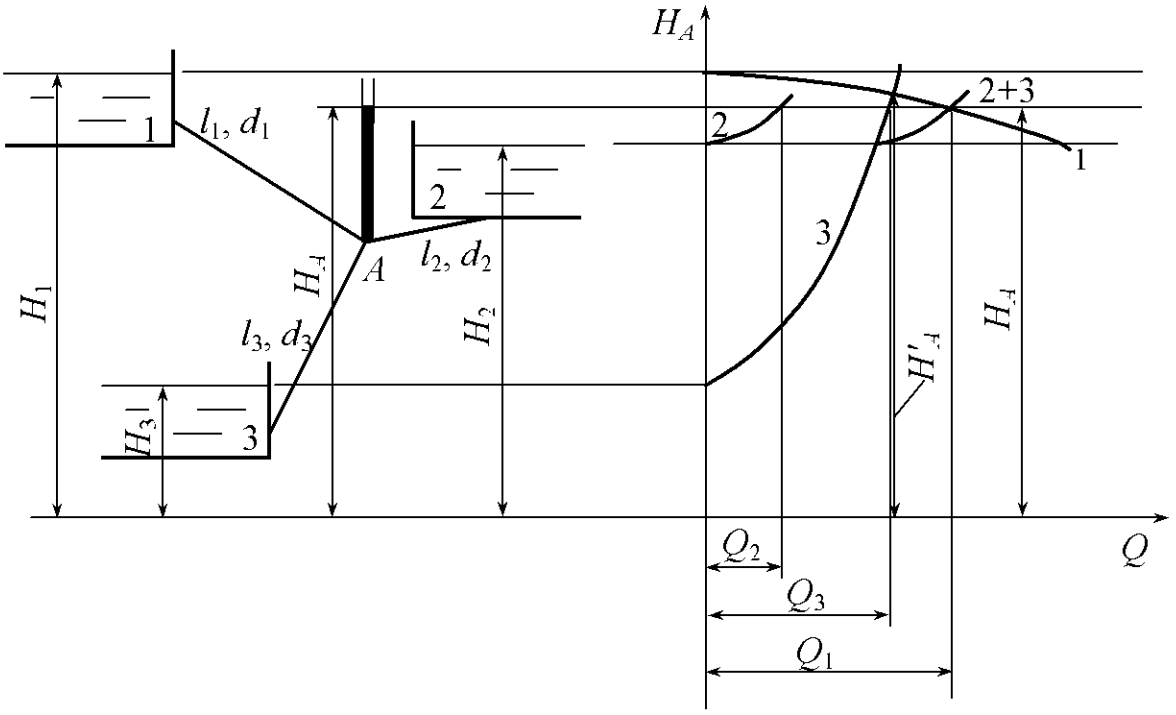


Рис. 12.6

Если $H'_A < H_2$, то для определения расходов следует построить кривую $H_A = f(Q)$ для трубы 2 согласно второму уравнению системы (12.8), а затем сложить кривые, построенные для труб 1 и 2, согласно четвертому уравнению той же системы (рис. 12.7).

Ордината и абсцисса точки пересечения суммарной кривой труб 1 и 2 с кривой трубы 3 есть соответственно действительный напор H_A в узле и расход Q_3, равный $Q_1 + Q_2$.

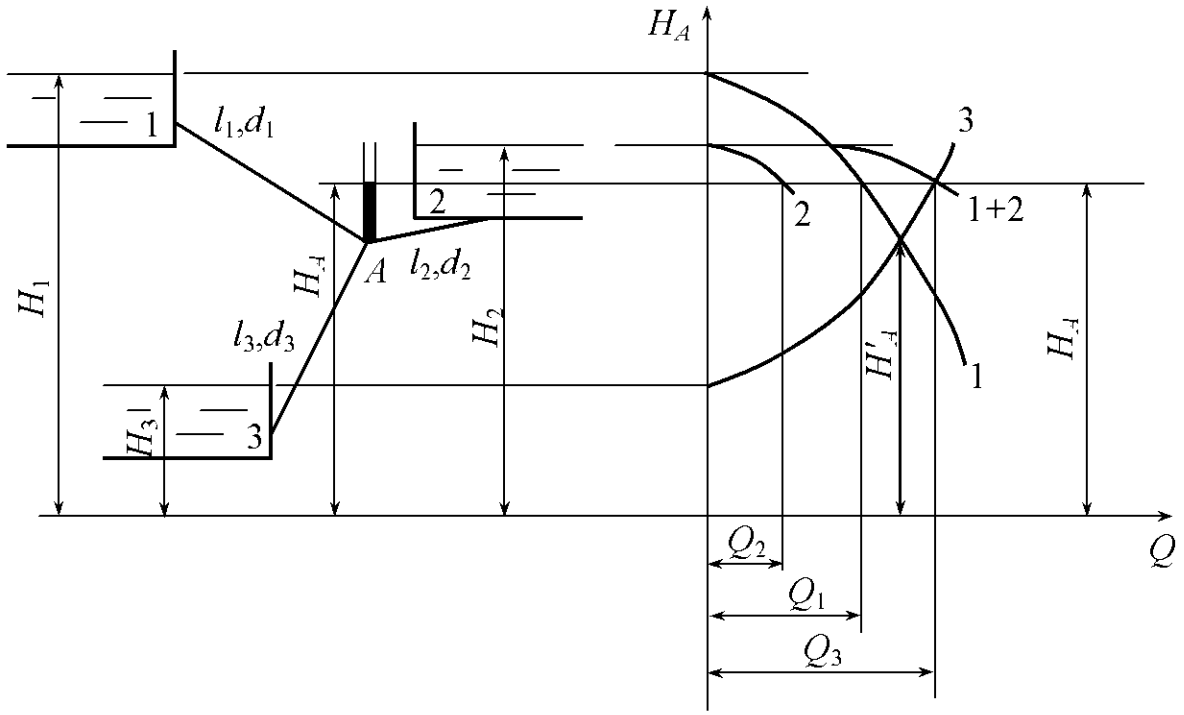


Рис. 12.7

Трубопровод с непрерывной раздачей. В трубопроводе с непрерывной раздачей жидкости (рис. 12.8) на некоторой длине L часть расхода $Q_{\text{п}}$ равномерно и непрерывно раздается в большом числе пунктов с интенсивностью q, л/(с · м):

$$Q_{\text{п}} = qL. \tag{12.13}$$

Этот расход $Q_{\text{п}}$ называется путевым [6].

Остальная часть расхода $Q_{\text{т}}$ транспортируется через участок L в последующие участки трубопровода. Этот расход $Q_{\text{т}}$ называется транзитным.

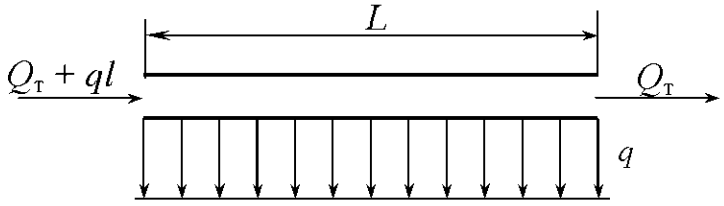


Рис. 12.8

Суммарный расход в начальном сечении участка

$$Q = qL + Q_{\text{т}}. \tag{12.14}$$

Потери напора на участке L трубопровода определяют по формулам

$$h_{\text{w}} = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} \left(Q_{\text{т}}^2 + \frac{q^2 L^2}{3} + qLQ_{\text{т}} \right) \tag{12.15}$$

или

$$h_w = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} Q_{\text{расч}}^2, \qquad (12.16)$$

где $Q_{\text{расч}}$ – расчетный расход,

$$Q_{\text{расч}} = Q_{\text{т}} + 0{,}55 Q_{\text{п}}. \qquad (12.17)$$

Примеры решения задач

Задача 12.1. Расход в основной гидролинии $Q = 3$ л/с. Определить расходы Q_1 и Q_2 в параллельных одинаковых по длине и диаметру трубах ($l = 1$ м, $d = 10$ мм), если в одной из них установлен дроссель D с коэффициентом сопротивления $\zeta = 9$. Коэффициент сопротивления трения $\lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}03$ (рис. 12.9).

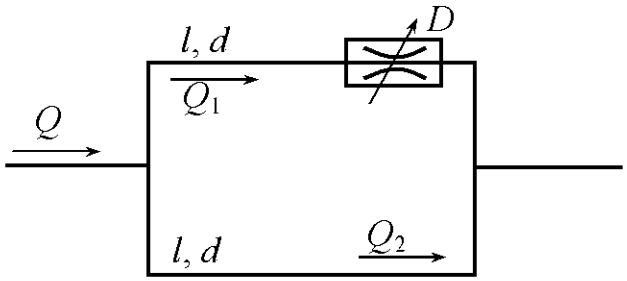


Рис. 12.9

Решение. Потери напора в параллельных трубах

$$h_{w1} = h_{w2}$$

или

$$\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta\right) \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q_2^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g}.$$

Потери напора в дросселе учтем с помощью эквивалентной длины

$$l_{\text{э}} = \frac{\zeta d}{\lambda}.$$

Произведя подстановку, получим

$$(l + l_{\text{э}}) Q_1^2 = l Q_2^2.$$

Тогда

$$Q_1 = Q_2 \sqrt{\frac{l}{l + l_{\text{э}}}} = Q_2 \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{9 \cdot 0{,}01}{0{,}03}}} = \frac{Q_2}{2}.$$

Расход в основной гидролинии равен сумме расхода в параллельных трубах

$$Q = Q_1 + Q_2 .$$

Использовав полученное соотношение между Q_1 и Q_2, получим

$$Q = \frac{1}{2} Q_2 + Q_2 .$$

Отсюда

$$Q_2 = \frac{2}{3} Q = \frac{2}{3} \cdot 3 = 2 \text{ л/с.}$$

$$Q_1 = Q - Q_2 = 3 - 2 = 1 \text{ л/с.}$$

Задача 12.2. Два резервуара с постоянными и одинаковыми уровнями воды соединены системой труб, приведенные длины которых $l_1 = 400$ м, $l_2 = 180$ м, $l_3 = 50$ м, $l_4 = 400$ м и диаметры $d_1 = d_2 = d_3 = 100$ мм, $d_4 = 200$ мм (рис. 12.10).

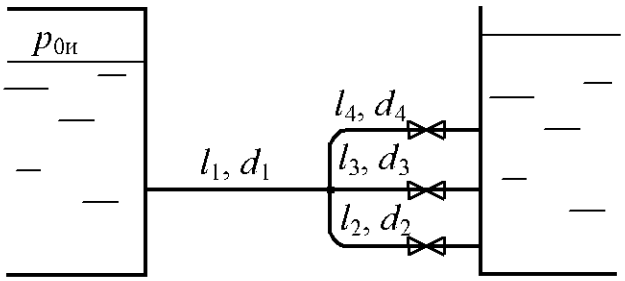


Рис. 12.10

1. При каком избыточном давлении $p_{0и}$ над поверхностью воды в закрытом резервуаре расход в трубе 4 будет $Q_4 = 40$ л/с? 2. Каков при этом суммарный расход из закрытого резервуара в открытый?

Коэффициенты сопротивления трения принять $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0{,}025$, $\lambda_4 = 0{,}02$.

Решение. Найдем потери напора в трубе 4:

$$h_{w4} = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{Q_4^2}{\left(\frac{\pi d_4^2}{4}\right)^2 2g} = 0{,}02 \cdot \frac{400}{0{,}2} \frac{\left(40 \cdot 10^{-3}\right)^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0{,}2^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9{,}81} = 3{,}3 \text{ м.}$$

Так как напор в узловой точке одинаков для начальных сечений труб 2,3 и 4 и напор в концевых сечениях этих труб также одинаков, то потери напора в каждой из этих труб равны:

$$h_{w2} = h_{w3} = h_{w4} .$$

Найдем расходы в трубах 2 и 3:

$$Q_2 = \sqrt{\frac{h_{w2} d_2 \left(\frac{\pi d_2^2}{4}\right)^2 2g}{\lambda_2 l_2}} = \sqrt{\frac{3{,}3 \cdot 0{,}1 \left(\frac{\pi \cdot 0{,}1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9{,}81}{0{,}025 \cdot 180}} = 9{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 9{,}4 \text{ л/с}.$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{h_{w3} d_3 \left(\frac{\pi d_3^2}{4}\right)^2 2g}{\lambda_3 l_3}} = \sqrt{\frac{3{,}3 \cdot 0{,}1 \left(\frac{\pi \cdot 0{,}1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9{,}81}{0{,}025 \cdot 50}} = 17{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 17{,}9 \text{ л/с}.$$

Тогда расход в трубе 1

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 = 9{,}4 + 17{,}9 + 40 = 67{,}3 \text{ л/с}.$$

Найдем потери напора в трубе 1

$$h_{w1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4}\right)^2 2g} = 0{,}025 \frac{400}{0{,}1} \frac{\left(67{,}3 \cdot 10^{-3}\right)^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0{,}1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9{,}81} = 374{,}6 \text{ м}.$$

Определим избыточное давление в закрытом резервуаре

$$p_{0\text{и}} = \rho g \left(h_{w1} + h_{w2}\right) = 10^3 \cdot 9{,}81 \left(374{,}6 + 33\right) = 3{,}71 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Задача 12.3. Определить необходимую разность напоров в начале и в конце стального водопровода диаметром $d = 150$ мм, и длиной $l = 200$ м для пропуска транзитного расхода $Q_\text{т} = 15$ л/с и удельного путевого расхода $q_0 = 0{,}06$ л/(с·м). Трубы – стальные бывшие в употреблении.

Решение. Расчетный расход

$$Q_\text{расч} = Q_\text{г} + 0{,}55 q_0 l = 15 + 0{,}55 \cdot 0{,}06 \cdot 200 = 21{,}6 \text{ л/с}.$$

Средняя скорость течения воды

$$\upsilon = \frac{Q_\text{расч}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{21{,}6 \cdot 10^{-3}}{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2}{4}} = 1{,}22 \text{ м/с}.$$

Так как $\upsilon > 1{,}2$ м/с, то водовод работает в квадратичной области сопротивления. Из прил. 7 найдем удельное сопротивление $S_{0\text{кв}} = 30{,}7$ с^2/м^6.

Тогда разность напоров

$$H_{\text{н}} - H_{\text{к}} = S_{0\text{кв}} Q^2 l = 30{,}7\left(21{,}6 \cdot 10^{-3}\right)^2 200 = 2{,}9\,\text{м}.$$

Задача 12.4. Вода из бака 1 (рис. 12.11) поступает с расходом $Q_1 = 20$ л/с по трубе приведенной длины $l_1 = 600$ м и диаметром $d_1 = 150$ мм к разветвлению (точка A), от которого по трубе приведенной длины $l_2 = 500$ м и диаметром $d_2 = 125$ мм поступает в бак 2, а по трубе приведенной длины $l_3 = 400$ м и диаметром $d_3 = 100$ мм – в резервуар 3. Определить избыточное давление в резервуаре 1, если $H_1 = 8$ м, $H_2 = 2$ м, $H_3 = 2$ м. Трубы стальные, бывшие в употреблении.

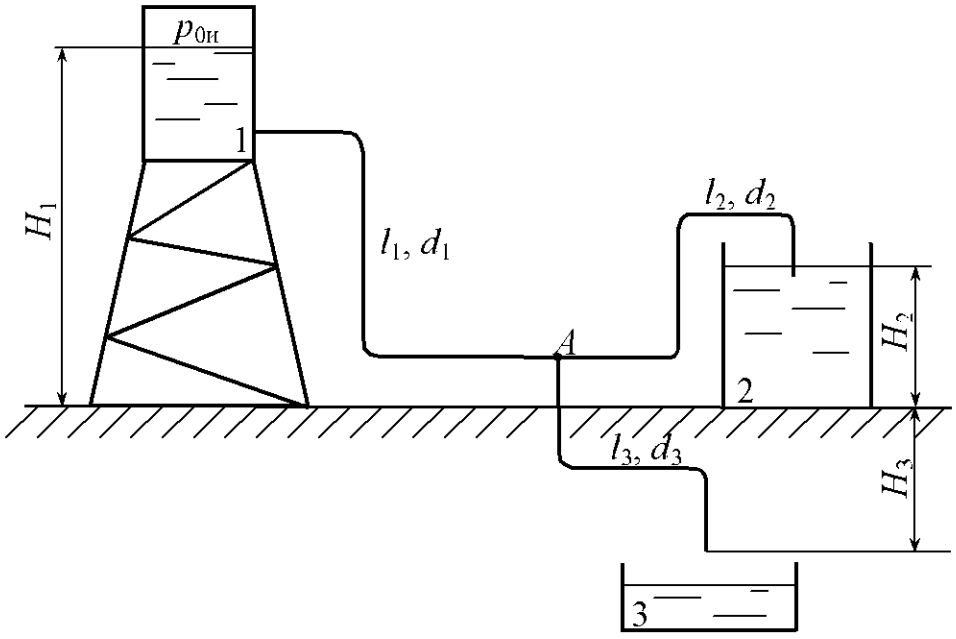


Рис. 12.11

Решение. Из прил. 7 найдем удельные сопротивления труб, работающих в квадратичной области сопротивления: $S_{1\text{кв}} = 30{,}7$ с^2/м^6; $S_{2\text{кв}} = 76{,}4$ с^2/м^6; $S_{3\text{кв}} = 173$ с^2/м^6.

Скорость течения воды в трубе 1

$$\upsilon_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2}{4}} = 1{,}1\,\text{м/с}.$$

Так как $\upsilon_1 < 1{,}2$ м/с, то труба 1 работает в доквадратичной области сопротивления. Тогда удельное сопротивление определим по формуле

$$S_1 = S_{1\text{кв}}\theta = 30{,}7 \cdot 1{,}015 = 31{,}16 \text{ с}^2/\text{м}^6,$$

где θ – поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости [11]:

Скорость υ, м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Коэффициент θ	1,41	1,20	1,11	1,08	1,04	1,03	1,015	1,00

Потери напора в трубе 1

$$h_{w1} = S_1 Q_1^2 l_1 = 31{,}16\left(20 \cdot 10^{-3}\right)^2 600 = 7{,}48 \text{ м}.$$

По условию задачи вода поступает в бак 2 и резервуар 3, тогда уравнения баланса напоров и расходов имеют вид

$$\left.\begin{aligned} H_A - H_2 &= S_2 Q_2^2 l_2, \\ H_A + H_3 &= S_3 Q_3^2 l_3, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3, \end{aligned}\right\}$$

где H_A – пьезометрический напор в узловой точке A над плоскостью сравнения, проходящей через основание бака 2.

Так как расходы Q_2 и Q_3 неизвестны, то не представляется возможным точно определить удельные сопротивления труб 2 и 3. Задача решается методом последовательных приближений. Поэтому решение уравнений удобно получить графическим методом. Для этого построим характеристики труб 2 и 3. Из первого и третьего уравнения имеем

$$H_{A_2} = H_2 + S_2 \left(Q_1 - Q_3\right)^2 l_2,$$

а из второго уравнения

$$H_{A_3} = S_3 Q_3^2 l_3 - H_3.$$

Индексы 2,3 указывают на порядковый номер трубы, для которой определяется пьезометрический напор в узловой точке. Искомое значение H_A будет находиться на пересечении кривых H_{A_2} и H_{A_3}, то есть

$$H_A = H_{A_2} = H_{A_3}.$$

Задаваясь Q_3, определяем υ_3, θ_3, S_3, H_{A_3}, $Q_1 - Q_3$, υ_2, θ_2, S_2, H_{A_2}.

Расчеты сводим в таблицу:

Определяемый параметр	Значение Q_3, л/с			
	8	10	12	14
υ_3, м/с	1,02	1,27	1,53	1,78
θ_3	1,03	1	1	1
S_3, с^2/м^6	178	173	173	173
H_{A_3}, м	2,56	4,92	7,96	11,56
Определяемый параметр	Значения Q_2, л/с			
	12	10	8	6
υ_2, м/с	0,98	0,82	0,65	0,49
θ_2	1,03	1,06	1,10	1,15
S_2, с^2/м^6	78,7	81,0	84,0	87,9
H_{A_2}, м	7,67	6,05	4,69	3,58

По результатам расчета строим кривые $H_{A_2} = f(Q_3)$ и $H_{A_3} = f(Q_3)$ (рис. 12.12). По графику определяем $H_A = 5{,}7$ м и $Q_3 = 10{,}5$ л/с. Тогда расход в трубе 2

$$Q_2 = 20{,}0 - 10{,}5 = 9{,}5 \text{ л/с}.$$

Избыточное давление в баке 1

$$p_{0и} = \rho g(h_{w1} + H_A - H_1) =$$
$$= 10^3 \cdot 9{,}81(7{,}48 + 5{,}7 - 8) =$$
$$= 0{,}51 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

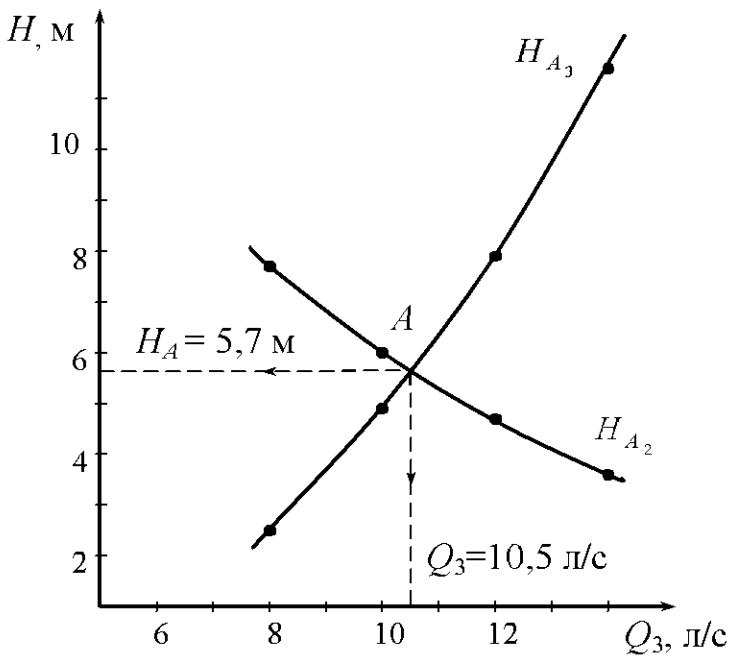


Рис. 12.12

Задачи для самостоятельного решения

12.1. Определить расход в магистральном трубопроводе ($d_1 = 200$мм, $l_1 = 5$м), если в параллельно присоединенной трубе ($d_2 = 50$мм, $l_2 = 7$м) расходомер показывает $Q_2 = 5$л/с (рис. 12.13). Коэффициент сопротивления расходомера $\zeta = 1{,}5$. Коэффициенты сопротивления трения труб принять $\lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}025$.

12.2. Определить, как распределится расход $Q = 26$ л/с между двумя параллельными трубами, одна из которых имеет длину $l_1 = 30$м и диаметр $d_1 = 50$мм, а другая – длину $l_2 = 50$м и диаметр $d_2 = 100$мм. Каковы будут потери напора в разветвленном участке, если коэффициент местных потерь $\zeta_2 = 5$, а коэффициенты сопротивления трения соответственно равны $\lambda_1 = 0{,}04$, $\lambda_2 = 0{,}03$ (рис. 12.13).

12.3. Расход в магистральном трубопроводе $Q = 0{,}32$ л/с распределяется между двумя параллельными трубами имеющими размеры соответственно: $l_1 = 1{,}0$ м, $d_1 = 10$ мм и $l_2 = 2{,}0$ м, $d_2 = 8$ мм. Во второй трубе установлен фильтр Ф, сопротивление которого эквивалентно трубе длиной $l_э = 200d_2$. Определить расход и потери давления в каждой трубе при $\rho = 900$ кг/м^3 и $\nu = 9$ Ст (рис. 12.14).

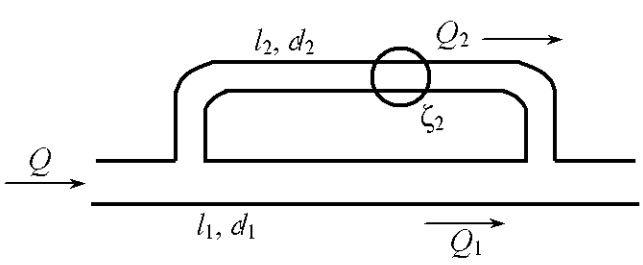


Рис. 12.13

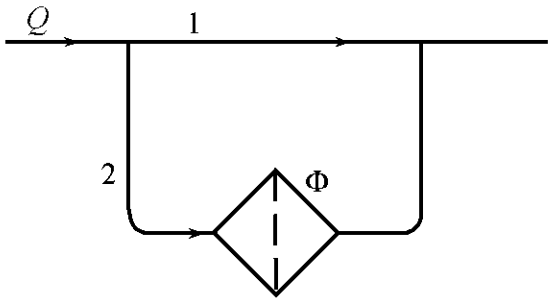


Рис. 12.14

12.4. Определить, при каком проходном сечении дросселя D расходы в параллельных трубах будут одинаковыми, если длины труб $l_1 = 5$ м, $l_2 = 10$ м, их диаметры $d_1 = d_2 = 12$ мм, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0{,}7$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0{,}01$ Ст, расход жидкости перед разветвлением $Q = 0{,}2$ л/с. Трубы считать гидравлически гладкими (рис. 12.15).

12.5. Определить расходы Q, Q_1, Q_2, если $H = 5$ м, $l = 20$ м, $l_1 = 10$ м, $l_2 = 16$ м, $d = 100$ мм, $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 80$ мм, коэффициенты сопротивления трения $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}025$, коэффициент местного сопротивления вентиля на трубе 2 $\zeta_2 = 1{,}5$ (рис. 12.16). Давление в конечных сечениях труб атмосферное и геометрические высоты одинаковы.

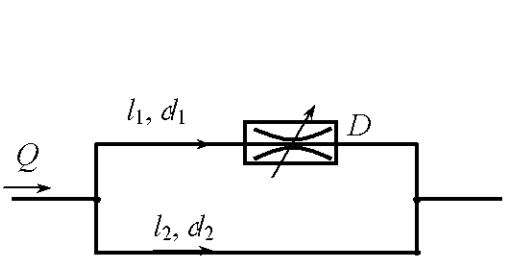


Рис. 12.15

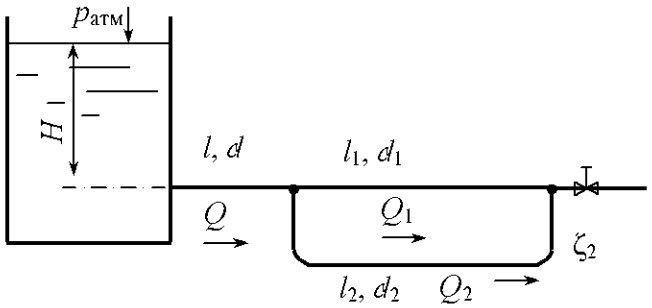


Рис. 12.16

12.6. Определить давление в узловой точке трубопровода (рис. 12.16) если $H = 15$ м, $l = l_1 = 10$ м, $l_2 = 20$ м, $d = 120$ мм, $d_1 = d_2 = 100$ мм, $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}025$, $\zeta_2 = 2$.

12.7. Из системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания жидкость поступает в охладитель, который представляет собой n трубок диаметром d (рис. 12.17). Во сколько раз отличаются потери напора на участке охладителя от потерь напора на такой же длине подводящего трубопровода диаметром D, если $\frac{\pi D^2}{4} = n\frac{\pi d^2}{4}$, а коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Блазиуса (область гидравлически гладких труб)?

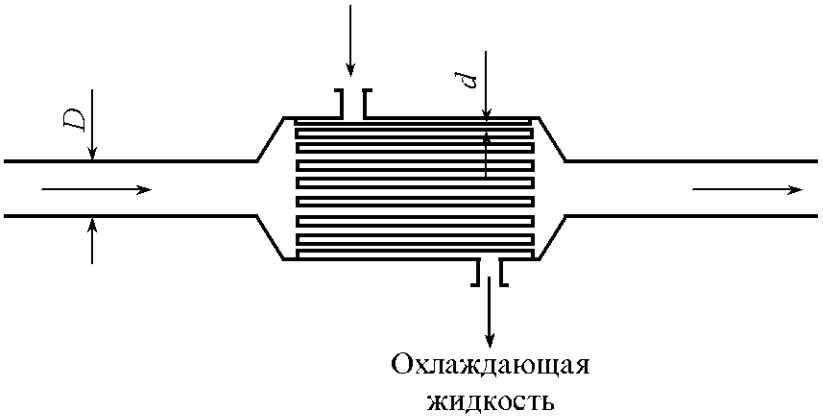


Рис. 12.17

12.8. На какое максимальное избыточное давление необходимо отрегулировать предохранительный клапан ПК, чтобы избыточное давление в трубе 3 не превышало $p_{и} = 2 \cdot 10^5$ Па? Какова при этом должна быть подача насоса Н? Коэффициенты сопротивления трения λ всех труб равны 0,025, предохранительный клапан ПК и трубы расположены в одной горизонтальной плоскости (рис. 12.18). Жидкость – минеральное масло ($\rho = 900$ кг/м^3). Режим течения – турбулентный. В конечных сечениях труб 1,2,3 давление атмосферное.

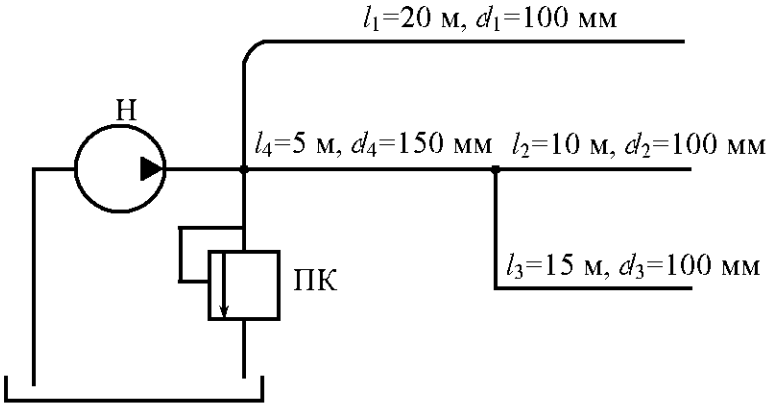


Рис. 12.18

12.9. Определить расход в каждой трубе (рис. 12.19), если их приведенные длины $l_1 = 5$ м, $l_2 = 3$ м, $l_3 = 3$ м, $l_4 = 6$ м, а суммарный расход $Q = 9$ л/мин. Режим течения ламинарный, а диаметры труб одинаковы.

12.10. Насос Н закачивает бензин в две железнодорожные цистерны вместимостью $V = 50$ м^3 каждая по трубам, длины и диаметры которых $l_1 = 18$ м, $l_м = 100$ м, $d_1 = 100$ мм, $d_м = 156$ мм (рис. 12.20). Определить давление, с которым должен работать насос, если бензин плотностью

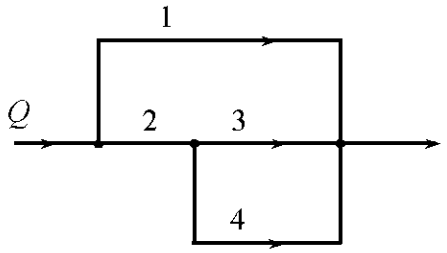


Рис. 12.19

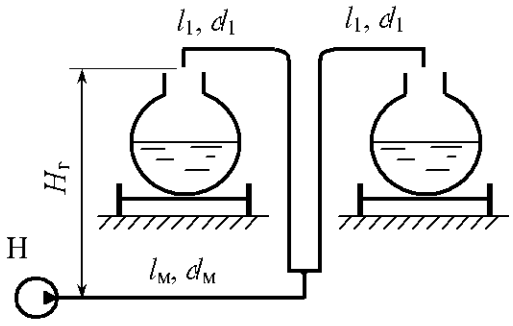


Рис. 12.20

$\rho = 750$ кг/м^3 и с кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 0{,}01$ Ст закачивается в течение часа, геодезическая высота подъема бензина $H_г = 5$ м. Трубы гидравлически гладкие.

12.11. Насос Н работает с подачей $Q_1 = 0{,}3$ л/с (рис. 12.21). Приведенные длины и диаметры труб соответственно равны: $l_1 = 5$ м, $l_2 = 8$ м, $l_3 = 2$ м, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 8$ мм, $d_3 = 5$ мм. Определить давление, создаваемое насосом, и расход масла в каждой трубе ($\rho = 900$ кг/м^3, $\nu = 0{,}5$ Ст). Давление в конечных сечениях труб атмосферное. Конечные сечения труб расположены на одной высоте $h = 1$ м над насосом.

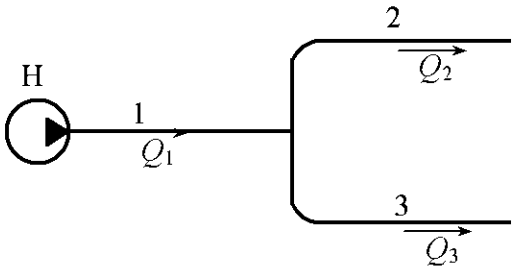


Рис. 12.21

12.12. Стальной водопровод длиной $l = 1$ км и диаметром $D = 200$ мм имеет разность давлений в начале и конце $\Delta p = 10^5$ Па. Определить, какой транзитный расход $Q_т$ возможен в трубопроводе при непрерывной раздаче, если удельный путевой расход $q_0 = 0{,}01$ л/(с · м).

12.13. На стальном трубопроводе, питаемом от водонапорной башни (рис. 12.22), участок длиной $l_2 = 300$ м и диаметром $d_2 = 200$ мм имеет непрерывную раздачу по пути $q_0 = 0{,}05$ л/(с · м), а в конце этого участка – сосредоточенный расход $Q_2 = 10$ л/с. Определить необходимую высоту водонапорной башни $H_б$, если $l_1 = 400$ м, $l_3 = 200$ м, $d_1 = 200$ мм, $d_3 = 125$ мм, сосредоточенный расход $Q_3 = 12$ л/с. Трубопровод проложен по горизонтальной поверхности.

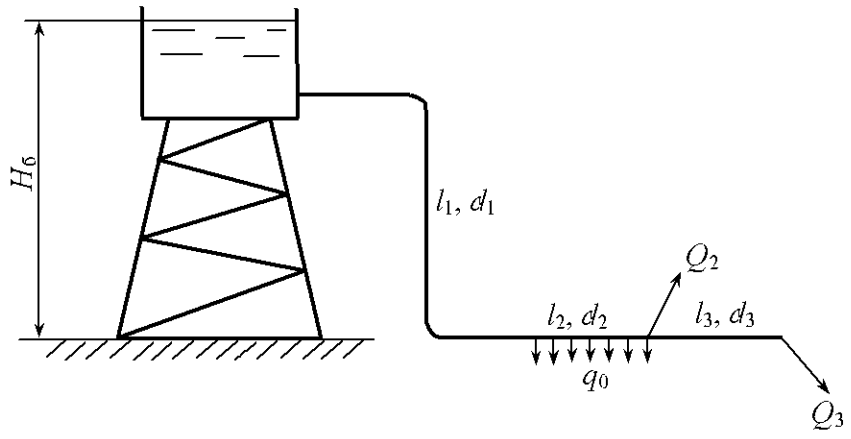


Рис. 12.22

12.14. Вода подается по горизонтальному стальному трубопроводу, состоящему из двух последовательно уложенных труб длиной $l_1 = 400$ м, $l_2 = 300$ м с диаметрами соответственно $d_1 = 200$мм, $d_2 = 150$мм. В конце первой трубы отбирается сосредоточенный расход $Q_1 = 15$ л/с, расход во второй трубе $Q_2 = 12$ л/с. Определить необходимое давление в начале трубопровода, если свободный напор в конце трубопровода $H_{св} = 16$ м (рис. 12.23).

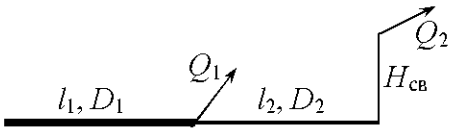


Рис. 12.23

12.15. Водопровод состоит из трех последовательных участков $l_{AB} = 250$ м, $l_{BC} = 220$ м, $l_{CD} = 350$ м. Отметки земли в точках $z_A = 15$ м, $z_B = 23$ м, $z_C = 23$ м, $z_D = 21$ м, расходы воды отбираются в точках B, C, D ($Q_B = 10$ л/с, $Q_C = 12$ л/с, $Q_D = 15$ л/с). На участке CD удельный путевой расход $q_0 = 0{,}02$ л/(с · м). Определить диаметры труб на всех участках и необходимое давление в пункте A. Трубы стальные.

Указание. При определении диаметра необходимо принять предельную скорость течения.

12.16. Какой напор необходимо создать в начале горизонтального стального трубопровода длиной $l_1 = 1300$ м и диаметром $d_1 = 150$ мм для пропуска расхода $Q = 18$ л/с при напоре в конце трубы $H_к = 10$ м? Как изменится пропускная способность трубопровода, если на участке длиной $l_2 = 1000$ м будет проложена параллельно основной дополнительная стальная труба длиной l_2 и диаметром $d_2 = 100$ мм (рис. 12.24).

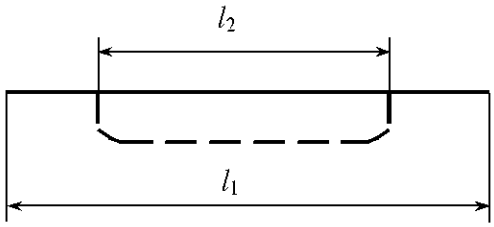


Рис. 12.24

12.17. Трубопровод запроектирован в виде двух параллельных горизонтальных участков с длинами $l_1 = 300$ м и $l_2 = 200$ м при разности давлений в начале и конце трубопровода $\Delta p = 0{,}05$ МПа. В каком случае и на какую величину будет больше пропускная способность трубопровода при диаметрах $d_1 = 200$ мм и $d_2 = 150$ мм или $d_1 = 150$ мм и $d_2 = 200$ мм, если трубы стальные?

12.18. Определить необходимое количество параллельных стальных труб для замены одной стальной водопроводной трубы диаметром

$d_0 = 1200$ мм трубами диаметром $d = 600$ мм при условии неизменности расхода, начального и конечного напоров.

12.19. Из водопроводной башни вода поступает к разветвлению в точке 1 и далее в конечные точки 2 и 3 (рис. 12.25). Определить расходы, поступающие в конечные точки водопроводной сети Q_2 и Q_3, если геодезические отметки уровня воды в водонапорной башне $z_б = 47$ м, а точек соответственно $z_1 = 24$ м, $z_2 = 22$ м, $z_3 = 23$ м; длины участков $l_1 = 1000$ м, $l_2 = 500$ м, $l_3 = 400$ м; свободный напор в точках 2 и 3 $H_{св} = 10$ м, диаметры $d_1 = 300$ мм, $d_2 = 200$ мм, $d_3 = 150$ мм. Трубы стальные, бывшие в употреблении.

12.20. В точку C вода поступает из двух водонапорных баков A и B, при этом пьезометрические напоры $H_A = 30$ м, $H_B = 18$ м, длины и диаметры труб $l_1 = 600$ м, $l_2 = 300$ м, $d_1 = 150$ мм, $d_2 = 200$ мм. Определить максимально возможный расход в точке C при питании из двух баков, если наименьший напор в точке C $H_C = 9$ м (рис. 12.26). При каком Q_C бак B выключается из работы?

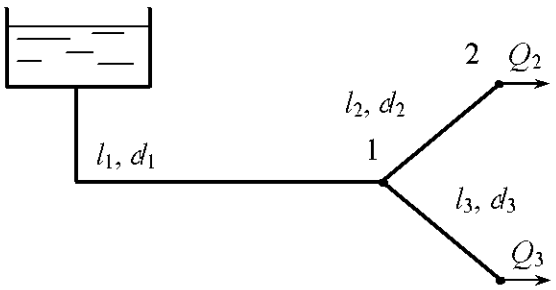


Рис. 12.25

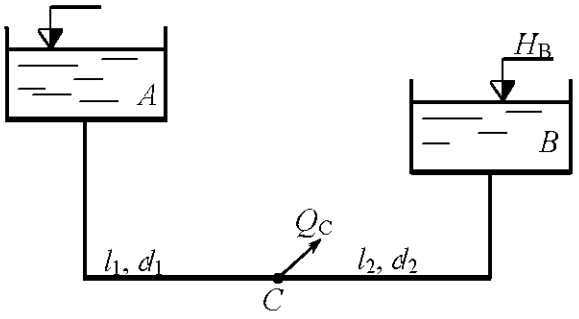


Рис. 12.26

12.21. Вода подается в точку C из резервуаров A и B по стальным трубам (рис. 12.26). Пьезометрические напоры $H_B = 16$ м, $H_C = 10$ м. Узловой расход в точке C $Q_C = 30$ л/с. Определить необходимый напор H_A, а также, как изменится напор в точке C при условии, что на участке AC параллельно основной трубе будет уложена стальная труба того же диаметра и той же длины и отбираемый расход Q_C не изменяется. Длины и диаметры труб соответственно равны $d_1 = 125$ мм, $d_2 = 150$ мм, $l_1 = 400$ м, $l_2 = 600$ м.

12.22. Определить расходы воды в трубах 1, 2, 3 (Q_1, Q_2, Q_3). Даны напоры $H_1 = 4{,}0$ м, $H_2 = 2{,}3$ м, $H_3 = 2{,}1$ м (рис. 12.27). Размеры труб: $l_1 = 6$ м, $l_2 = 5$ м, $l_3 = 6{,}5$ м, $d_1 = d_2 = d_3 = 30$ м; $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0{,}025$.

12.23. В системе смазки двигателя внутреннего сгорания насос подает смазочное масло ($\rho = 820$ кг/м^3; $\nu = 6$ сСт) по трубкам к подшипникам, которые располагаются выше оси насоса на $H = 0{,}5$ м (рис. 12.28). Давление на выходе из трубок в подшипники $p_и = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па. С какой подачей и давлением должен работать насос, чтобы каждый подшипник получал не менее 10 см^3/с смазки? Размеры трубок: $L = 500$ мм, $l = 400$ мм, $D = 8$ мм, $d = 4$ мм.

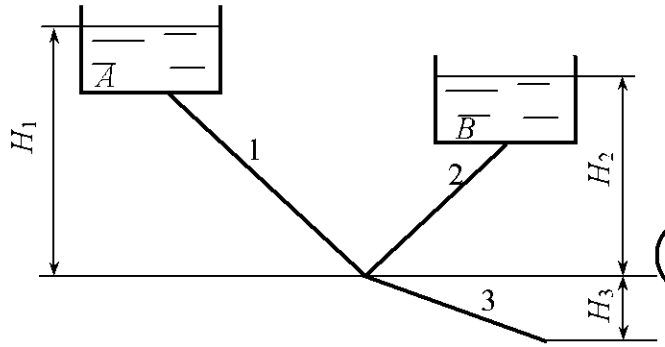


Рис. 12.27

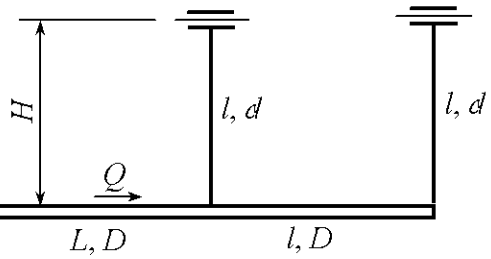


Рис. 12.28

12.24. Сифонный трубопровод состоит из трех труб, приведенные длины которых $l_1 = l_2 = 50$ м, $l_3 = 100$ м, диаметры $d_1 = d_2 = 75$ мм, $d_3 = 100$ мм (рис. 12.29). Определить расходы в трубах и давление в точке A, если $h = 1{,}5$ м, $H = 10$ м, а коэффициенты гидравлического трения $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0{,}025$.

12.25. Определить расходы в трубах и давление в точке A, если $h = 1$ м, $H = 5$ м; диаметры стальных труб ($\Delta = 0{,}2$ мм) $d = 100$ мм, приведенные длины труб $l = 100$ м (рис. 12.30).

12.26. Минеральное масло поступает из верхнего резервуара в нижний по трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб, длиной $l = 50$ м и диаметром $d = 25$ мм (рис. 12.31). Определить напор, при котором в нижний бак будет поступать расход $Q = 0{,}18$ л/с. Кинематический коэффициент вязкости масла $\nu = 0{,}3 \cdot 10^{-4}$ м^2/с.

12.27. Определить расход минерального масла из верхнего бака в нижний по трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб длиной

$l = 10$ м и диаметром $d = 20$ мм (рис. 12.31), если напор $H = 6$ м, а кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0{,}2 \cdot 10^{-4}$ м^2/с.

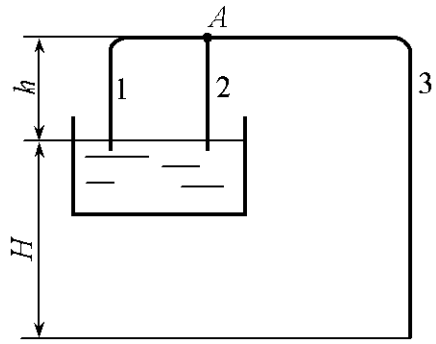


Рис. 12.29

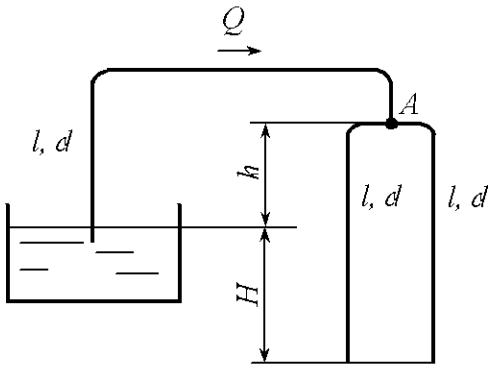


Рис. 12.30

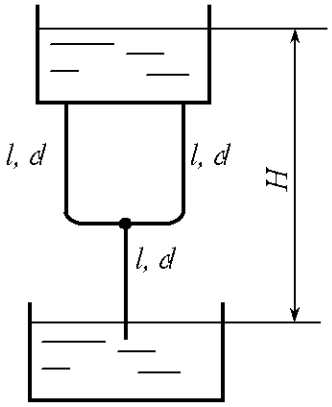


Рис. 12.31

12.28. Определить суммарный расход из двух резервуаров с постоянными и одинаковыми уровнями воды ($\nu = 0{,}01$ Ст), соединенными стальными трубами ($\Delta = 0{,}2$ мм), приведенные длины которых $l_1 = 40$ м, $l_2 = l_3 = 50$ м, диаметры $d = 100$ м. Напор $H = 5$ м (рис. 12.32).

12.29. Из закрытого резервуара с избыточным давлением $p_{0и} = 2{,}4 \cdot 10^5$ Па вода перетекает в открытый резервуар по трубам. Определить магистральный расход, если размеры труб $l_1 = 100$ м, $l_2 = l_3 = 80$ м, $l_4 = 120$ м, $d_1 = d_4 = 100$ мм, $d_2 = d_3 = 200$ мм, коэффициент сопротивления задвижки $\zeta = 10$; коэффициент сопротивления трения всех труб $\lambda = 0{,}025$. Уровни воды в баках постоянны и одинаковы (рис. 12.33).

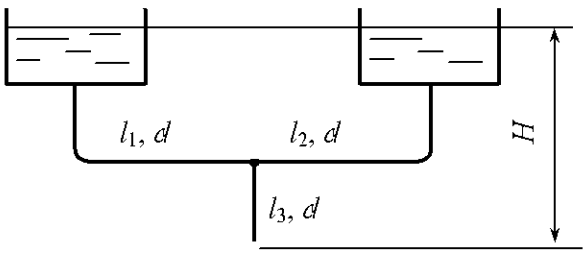


Рис. 12.32

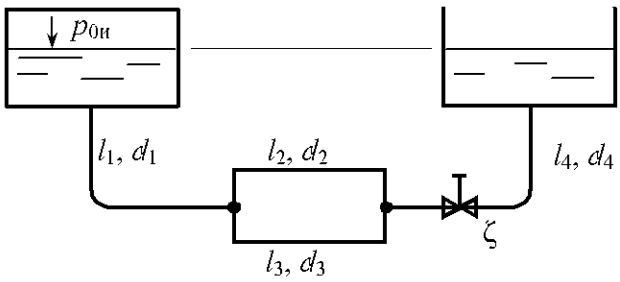


Рис. 12.33

12.30. Из резервуара вода вытекает в атмосферу при постоянном напоре H по трубе длиной $l_1 = 200$ м и диаметром $d_1 = 50$ мм (рис. 12.34). При какой длине l_2 параллельной трубы диаметром $d_2 = 100$ мм расход увеличится на 25 %, если местные потери в каждой трубе составляют 15 % от потерь по длине. Коэффициенты сопротивления трения одинаковы и постоянны. На разветвленном участке длины труб одинаковы.

12.31. Насос с напором $H = 25$ м закачивает бензин ($\nu = 0{,}01$ Ст) в железнодорожную цистерну по трубопроводу, состоящему из трех труб с размерами $l_1 = 800$ м, $l_2 = 20$ м, $l_3 = 80$ м, $d_1 = d_2 = d_3 = 150$ мм (рис. 12.35). Определить продолжительность наполнения цистерны, если ее вместимость 50 м^3, а трубы стальные с шероховатостью $\Delta = 0{,}2$ мм, $h = 5$ м.

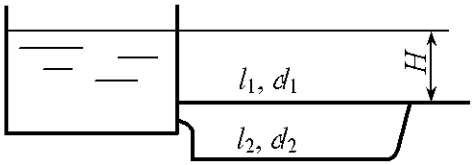


Рис. 12.34

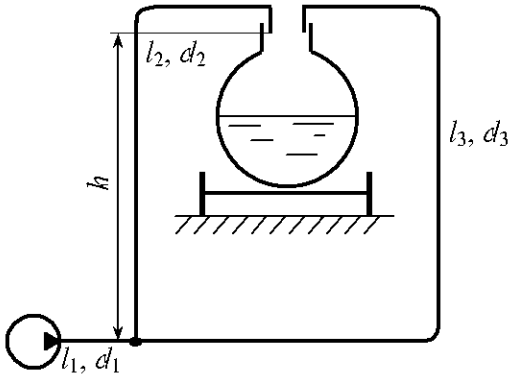


Рис. 12.35

12.32. Определить напор H, при котором расход в трубе 2 $Q_2 = 2$ л/с, приведенные длины $l_1 = 60$ м, $l_2 = 25$ м, $l_3 = 30$ м, диаметры $d_1 = d_3 = 60$ мм, $d_2 = 50$ мм (рис. 12.36). Шероховатость труб $\Delta = 0{,}02$ мм, а давление в конечных сечениях труб 2 и 3 атмосферное.

12.33. Определить расходы, поступающие в резервуары, если насос работает с давлением $p_и = 0{,}54$ МПа, $H = 10$ м; длины труб $l_1 = 40$ м, $l_2 = 60$ м, $l_3 = 100$ м, диаметры $d_1 = 80$ мм, $d_2 = d_3 = 50$ мм, коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = 0{,}025$, $\lambda_2 = \lambda_3 = 0{,}03$, коэффициенты местных потерь $\zeta_2 = \zeta_3 = 3$ (рис. 12.37).

12.34. Две параллельные одинаковые трубы длиной l каждая и диаметром d заменяются одной трубой той же длины, площадь сечения которой равна суммарной площади сечения двух заменяемых труб. Опреде-

лить, как изменится пропускная способность трубы при неизменном напоре при ламинарном режиме и при турбулентном в области гидравлически гладких труб (формула Блазиуса).

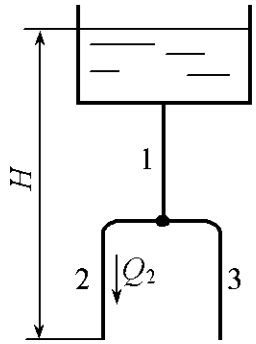


Рис. 12.36

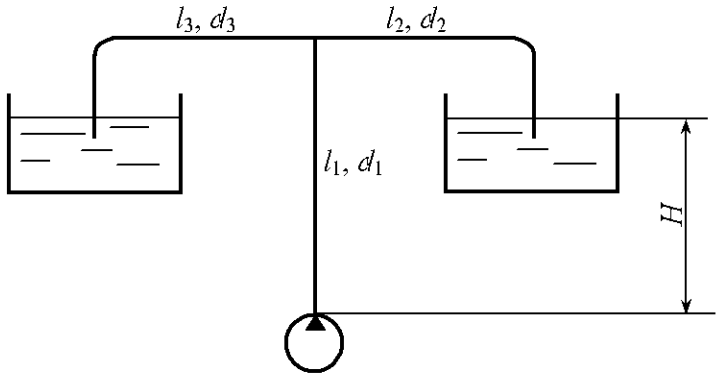


Рис. 12.37

12.35. Два бака соединены трубопроводом, состоящим из четырех труб одинакового диаметра d и одинаковой приведенной длины l (рис. 12.38). Определить, какова эквивалентная длина разветвленного участка и как изменится пропускная способность трубопровода при неизменном напоре H, если одну трубу на разветвленном участке перекрыть. Режим турбулентный, область гидравлически гладких труб (формула Блазиуса).

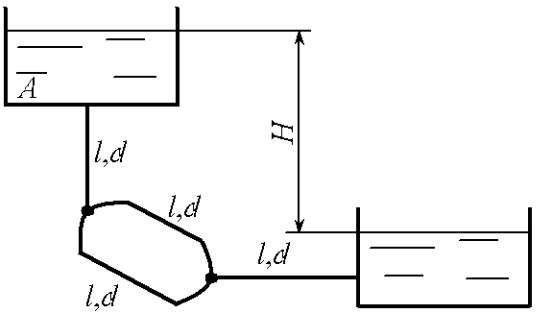


Рис. 12.38

12.36. Определить расходы в параллельных трубах Q_1 и Q_2, если расход в магистральном трубопроводе $Q = 24$ л/с, а размеры труб $l_1 = 25$ м, $l_2 = 45$ м, $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 100$ мм (рис.12.13). Коэффициент суммарных местных потерь $\zeta_2 = 3$. Коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = 0{,}035$, $\lambda_2 = 0{,}03$.

12.37. Определить расход в магистральном трубопроводе, если размеры труб $l_1 = 2{,}0$ м, $d_1 = 5$ мм; $l_2 = 2{,}5$ м, $d_2 = 8$ мм (рис. 12.14). Потери давления в фильтре Ф, установленном во второй трубе, $\Delta p_ф = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па, а расход минерального масла через фильтр $Q_2 = 0{,}1$ л/с. Плотность масла $\rho = 890$ кг/м^3, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 1$ Ст.

12.38. Определить перепад давления на разветвленном участке, если расход минерального масла перед разветвлением $Q = 0{,}5$ л/с (рис. 12.15), а длины труб $l_1 = 5$ м, $l_2 = 10$ м, их диаметры $d_1 = d_2 = 10$ мм, коэффициент сопротивления дросселя D $\zeta = 2$, плотность масла $\rho = 900$ кг/м^3, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0{,}2$ Ст.

12.39. Из бака вода поступает по трубе длиной $l = 20$ м и диаметром $d = 100$ мм до разветвления, далее по трубам с размерами $l_1 = 10$ м, $l_2 = 16$ м, $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 80$ мм в атмосферу. Определить напор H, если расход $Q_1 = 0{,}01$ м^3/с (рис. 12.16), $\zeta = 1$. Стальные, бывшие в употреблении трубы располагаются в одной горизонтальной плоскости.

12.40. Определить, с какой подачей и давлением работает насос H на трубопровод, изображенный на рис. 12.18, если выходные сечения труб 1, 2, 3 располагаются на одной горизонтальной плоскости с насосом и давление на выходе этих труб атмосферное, расход минерального масла ($\rho = 900$ кг/м^3) в трубе 3 равен $Q_3 = 0{,}01$ м^3/с. Кинематический коэффициент вязкости масла $\nu = 0{,}01$ Ст.

12.41. Определить магистральный расход, если $Q_4 = 1$ л/мин, а приведенные длины труб соответственно равны: $l_1 = 5$ м, $l_2 = 3$ м, $l_3 = 3$ м, $l_4 = 6$ м. Режим течения ламинарный, а диаметры труб одинаковы (рис. 12.8).

12.42. Насос H закачивает керосин ($\rho = 800$ кг/м^3, $\nu = 0{,}027$ Ст) в две железнодорожные цистерны по трубам, приведенные длины и диаметры которых равны: $l_1 = 18$ м, $l_м = 100$ м, $d_1 = 100$ мм, $d_м = 156$ мм (рис. 12.20). Определить давление, с которым должен работать насос, если его подача $Q_м = 30$ л/с, геодезическая высота подъема керосина $H_г = 5$ м. Шероховатость труб $\Delta = 0{,}1$ мм.

12.43. Определить напор и подачу насоса Q_1, если расход $Q_2 = 0{,}1$ л/с, а приведенные длины и диаметры труб соответственно равны: $l_1 = 5$ м, $l_2 = 8$ м, $l_3 = 2$ м, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = d_3 = 8$ мм (рис. 12.21). Жидкость – минеральное масло ($\rho = 800$ кг/м^3, $\nu = 0{,}1$ Ст). Давление в конечных сечениях труб 2 и 3 атмосферное, трубы расположены ниже насоса на $h = 1$ м.

12.44. Определить удельный путевой расход в стальном водопроводе длиной $l = 100$ м, диаметром $d = 200$ мм, если транзитный расход

$Q_т = 30$ л/с, а разность давлений в начале и конце водопровода $\Delta p = 0{,}1 \cdot 10^5$ Па.

12.45. От водонапорной башни высотой $H_б = 10$ м по горизонтальной поверхности проложен стальной водопровод (рис. 12.22), состоящий из трех участков: $l_1 = 400$ м, $l_2 = 300$ м, $l_3 = 200$ м, $d_1 = d_2 = 200$ мм, $d_3 = 100$ мм. Сосредоточенные расходы $Q_2 = 10$ л/с, $Q_3 = 12$ л/с. Определить удельный путевой расход на втором участке длиной l_2.

12.46. Напор в начале горизонтального стального трубопровода $H_н = 20$ м, а в конце $H_к = 10$ м. Размеры трубопровода $l_1 = 1500$ м, $d = 200$ мм. Как изменится пропускная способность трубопровода, если на участке длиной $l_2 = 1000$ м будет проложена параллельно основной дополнительная стальная труба длиной l_2 и диаметром d (рис. 12.24).

12.47. Два водонапорных бака соединены трубопроводом, состоящим из двух последовательно соединенных труб с размерами $l_1 = 600$ м, $l_2 = 300$ м, $d_1 = 150$ мм, $d_2 = 200$ мм (рис. 12.26). Пьезометрические напоры в баках $H_A = 30$ м, $H_B = 18$ м. При каком отбираемом на стыке труб расходе $Q_с$ пьезометрический напор в точке C равен $H_C = 22$ м? Какие расходы установятся в трубах?

12.48. Два водонапорных бака соединены трубами 1 и 2 с трубой 3. Определить расходы Q_1 и Q_3 и напор H_2, при котором $Q_2 = 0$, если $H_1 = 4{,}0$ м, $H_3 = 2{,}1$ м, а размеры труб $l_1 = 6$ м, $l_3 = 6{,}5$ м, $d_1 = d_3 = 30$ мм, коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = \lambda_3 = 0{,}025$ (рис. 12.27).

12.49. Определить напор H_1 и расходы воды Q_1 и Q_2, если расход $Q_3 = 10$ л/с, а напоры $H_2 = 2{,}0$ м, $H_3 = 2{,}0$ м. Размеры стальных труб $l = 6$ м, $l_2 = 5$ м, $l_3 = 10$ м, $d_1 = d_2 = d_3 = 50$ мм (рис. 12.27).

12.50. Насос в системе смазки двигателя внутреннего сгорания подает смазочное масло ($\rho = 800$ кг/м^3, $\nu = 5$ сСт) под давлением $0{,}5 \cdot 10^5$ Па по трубкам к подшипникам, которые располагаются выше насоса на $H = 0{,}3$ м (рис. 12.28). Определить подачу насоса и минимальное давление на выходе из трубок в подшипник при условии, что каждый подшипник должен по-

лучать не менее 10 см^3/с смазки. Размеры трубок: $L = 500$ мм, $l = 400$ мм, $D = 8$ мм, $d = 4$ мм.

12.51. Сифонный стальной водопровод состоит из трех труб, приведенные длины которых $l_1 = l_2 = 50$ м, $l_3 = 100$ м, диаметры $d_1 = d_2 = 75$ мм, $d_3 = 100$ мм (рис. 12.29). Определить напор H и вакуумметрическое давление в точке A, если расход $Q_2 = 5{,}3$ л/с, $h = 1$ м.

12.52. Сифонный стальной водопровод состоит из трех одинаковых труб, приведенные длины которых $l = 100$ м, а диаметры $d = 100$ мм (рис. 12.30). Определить напор H и вакуумметрическое давление в точке A, если $h = 1{,}2$ м, а расход в одной из параллельных труб 9,4 л/с.

12.53. Из верхнего бака в нижний поступает вода по стальному трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб приведенной длиной $l = 50$ м каждая и диаметром $d = 100$ мм. Определить расходы в каждой трубе, если напор $H = 10$ м (рис. 12.31).

12.54. Вода из двух баков поступает по трем стальным трубам в атмосферу. Определить расходы Q_2 и Q_3, напор H, если расход $Q_1 = 8$ л/с, приведенные длины труб $l_1 = 40$ м, $l_2 = l_3 = 50$ м, $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 75$ мм, $d_3 = 125$ мм (рис. 13.32).

12.55. По стальному трубопроводу вода перетекает из закрытого бака в открытый. Размеры труб $l_1 = 100$ м, $l_2 = l_3 = 80$ м, $l_4 = 180$ м, $d_1 = d_4 = 100$ мм, $d_2 = d_3 = 200$ мм. Определить избыточное давление в закрытом баке, если расход воды из этого бака $Q_1 = 10$ л/с, а коэффициент сопротивления задвижки $\zeta = 8$ (рис. 12.33).

12.56. К трубе длиной $l_1 = 200$ м и диаметром $d_1 = 50$ мм подсоединена параллельно труба $l_2 = 100$ м, $d_2 = 50$ мм. Определить напор H, при котором расход $Q_2 = 2{,}5$ л/с, если трубы стальные, давление на выходе из трубы длиной l_1 атмосферное, а длины труб на разветвленном участке одинаковые (рис.12.34).

12.57. Определить подачу и напор насоса, если высота подъема $h = 5$ м, а размеры труб $l_1 = 800$ м, $l_2 = 20$ м, $l_3 = 80$ м, $d_1 = d_2 = d_3 = 150$ мм, Жидкость – бензин, кинематический коэффициент вязкости которого $\nu = 0{,}01$ Ст (рис. 12.35).

12.58. Из бака вода поступает по трем стальным трубам в атмосферу. Определить расходы в трубах, если напор $H = 8$ м, приведенные длины труб $l_1 = 60$ м, $l_2 = 25$ м, $l_3 = 30$ м; диаметры $d_1 = 75$ мм, $d_2 = d_3 = 50$ мм (рис. 12.36).

12.59. Определить давление, с которым работает насос, перекачивающий минеральное масло ($\rho = 800$ кг/м^3, $\nu = 1$ Ст), если $H = 1{,}5$ м, $l_1 = 10$ м, $l_2 = 5$ м, $l_3 = 6$ м, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = d_3 = 8$ мм, а расход $Q_2 = 0{,}1$ л/с (рис. 12.37).

12.60. Вода перетекает из верхнего бака в нижний по трубопроводу, состоящему из четырех стальных труб одинаковой приведенной длины l и одинакового диаметра d (рис. 12.38). Определить, как изменится пропускная способность трубопровода, если на разветвленном участке будет дополнительно установлена труба приведенной длины l и диаметром d. При этом напор H не изменится, а область сопротивления квадратичная.

12.61. Из верхнего водонапорного бака вода с расходом $Q_2 = 5$ л/с поступает в атмосферу и в нижний бак по стальным трубам длинами $l_1 = 30$ м, $l_2 = l_3 = 25$ м, $d_1 = 75$ мм, $d_2 = d_3 = 50$ мм. Определить расходы Q_1 и Q_3, напор H, если $h = 7$ м (рис. 12.39).

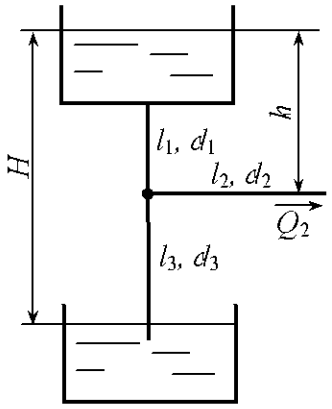


Рис. 12.39

13. НАСОСЫ

Общие сведения

Насос – гидромашина для создания напорного потока жидкости. Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в рабочей камере насоса.

По характеру силового воздействия, а следовательно, и по виду рабочей камеры различают насосы динамические и объемные [5]. В динамическом насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса. Основной разновидностью динамических насосов являются лопастные и, в частности, центробежные насосы. В объемном насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщающейся с входом и выходом насоса. Из объемных насосов наиболее распространены роторные насосы с вращательным или вращательным и возвратно поступательным движением рабочих органов [2]. Основными насосами этого типа являются радиально-поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые. Каждая разновидность насоса делится на большое число конструктивных типов по виду рабочих органов и кинематике механизмов, передающих движение от вала насоса к вытеснителям, по характеру распределения жидкости и регулирования подачи, по числу циклов вытеснения за один оборот ротора и другим конструктивным и эксплуатационным признакам.

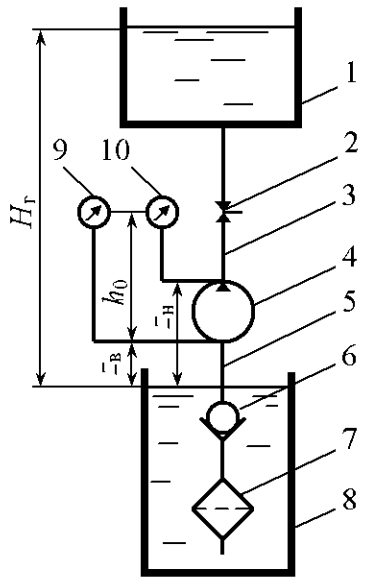


Рис. 13.1

Насос и двигатель, соединенные друг с другом, называются насосным агрегатом. Насосный агрегат с трубопроводом и комплектующим оборудованием называется насосной установкой.

На рис. 13.1 приведена примерная схема насосной установки. Насос 4 перекачивает жид-

кость из расходного бака 8 в напорный бак 1 по всасывающему 5 и нагнетательному напорному 3 трубопроводам. На всасывающем трубопроводе установлен фильтр 7, обратный клапан 6 и вакуумметр 9, а на напорном – манометр 10 и запорно-регулирующее устройство 2.

Основные технические показатели насосов. Подача насоса Q – объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

Теоретическая (идеальная) подача насоса $Q_т$ – это сумма подачи насоса Q и объемных потерь в насосе ΔQ:

$$Q_т = Q + \Delta Q. \qquad (13.1)$$

Рабочий объем объемного насоса q – разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя).

Давление p, создаваемое насосом, определяется зависимостью

$$p = p_н - p_{вс} + \rho\frac{\upsilon_н^2 - \upsilon_{вс}^2}{2} + \rho g(z_н - z_{вс}), \qquad (13.2)$$

где $p_н$, $p_{вс}$ – соответственно давления на выходе и на входе в насос; $\upsilon_н$, $\upsilon_{вс}$ – средние скорости движения жидкости на выходе и входе в насос; $z_н$, $z_{вс}$ – высота центров тяжести сечений на выходе и входе в насос.

Напор насоса H – разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса связан с давлением насоса зависимостью

$$H = \frac{p}{\rho g}.$$

Напор насоса можно определить с помощью подключенных к нему манометра и вакуумметра по формуле

$$H = \frac{p_м + p_в}{\rho g} + h_0 + \frac{\upsilon_н^2 - \upsilon_{вс}^2}{2g}, \qquad (13.3)$$

где $p_м$, $p_в$ – соответственно показания манометра и вакуумметра; h_0 – вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра; $\upsilon_н$ и $\upsilon_{вс}$ – средние скорости движения жидкости в местах измерения давлений.

Напор насоса затрачивается на создание гидростатического и скоростных напоров и преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Пренебрегая малыми скоростными напорами в баках (рис. 13.1), потребный напор выражается зависимостью

$$H_{\text{п}} = H_{\text{с}} + \sum h_{\text{и}}, \tag{13.4}$$

где $H_{\text{с}}$ – гидростатический напор,

$$H_{\text{с}} = H_{\text{г}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}, \tag{13.5}$$

$H_{\text{г}}$ – геометрическая высота подъема жидкости; p_2, p_1 – соответственно давление на свободные поверхности жидкости в напорном и расходном баках; $\sum h_{\text{и}}$ – суммарные потери напора в трубопроводах,

$$\sum h_{\text{и}} = h_{\text{и вс}} + h_{\text{и н}};$$

$h_{\text{и вс}}$ и $h_{\text{и н}}$ – соответственно потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

При вытекании жидкости из напорного трубопровода в атмосферу потребный напор

$$H_{\text{п}} = H_{\text{с}} + \sum h_{\text{и}} + \frac{\upsilon^2}{2g}, \tag{13.6}$$

где $\frac{\upsilon^2}{2g}$ – скоростной напор на выходе из напорного трубопровода.

Мощность насоса – мощность, потребляемая насосом,

$$N = M\omega, \tag{13.7}$$

где M – крутящий момент на валу насоса; ω – частота вращения вала.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости,

$$N_{\text{п}} = Qp = Q\rho gH. \tag{13.8}$$

Коэффициент полезного действия (КПД) насоса η – отношение полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta_{\text{о}}\eta_{\text{г}}\eta_{\text{м}}, \tag{13.9}$$

где $\eta_о$ – объемный КПД, учитывающий потери мощности в насосе,

$$\eta_о = \frac{Q}{Q_т} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}; \qquad (13.10)$$

$\eta_г$ – гидравлический КПД, учитывающий потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе,

$$\eta_г = \frac{H}{H + h_{инас}}; \qquad (13.11)$$

$h_{инас}$ – потери напора внутри насоса; $\eta_м$ – механический КПД, учитывающий механические потери мощности в подшипниках, уплотнениях, механизме насоса,

$$\eta_м = \frac{N - N_м}{N}, \qquad (13.12)$$

$N_м$ – механические потери мощности в насосе.

Различают оптимальный режим работы насоса – режим при наибольшем значении КПД; номинальный – режим, обеспечивающий заданные технические показатели; кавитационный – режим в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.

Кавитационный запас – превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением насыщенных паров $p_{н.п}$ этой жидкости. Кавитационный запас определяется зависимостью

$$\Delta h_к = \frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{\upsilon_{вс}^2}{2g} - \frac{p_{н.п}}{\rho g} \qquad (13.13)$$

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{кд}$ – кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Геометрическая высота всасывания $h_{вс}$ – высота расположения центра отверстия насоса относительно пьезометрической плоскости для расходного бака.

Вакуумметрическая высота всасывания

$$h_в = \frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho g}, \qquad (13.14)$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $h_{в.д}$ – вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насо-

са без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Подпор – высота расположения пьезометрической плоскости для расходного бака, отсчитанная от центра входного отверстия насоса. Для улучшения условий всасывания основного насоса подпор может быть создан вспомогательным насосом или повышением давления воздуха в расходном баке.

Высота самовсасывания – высота самозаполнения всасывающего трубопровода самовсасывающим насосом.

Характеристики насосов и насосных устройств. Характеристика насоса – графическая зависимость технических показателей от подачи для динамических насосов и от давления для объемных насосов при постоянных значениях частоты вращения рабочих органов, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация.

Поле насоса – рекомендуемая область применения насоса по подаче и напору, получаемая изменением частоты вращения или обточкой рабочего колеса по внешнему диаметру для центробежных насосов. Для центробежных насосов эти графики строят в координатах Q–H; для объемных насосов – в координатах Q–p.

Характеристика насосной установки представляет собой график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе с насосной подачей. Кривая потребного напора строится по уравнению (13.4). Кривая потребного напора при $H_c > 0$ для турбулентного режима представлена на рис. 13.2, *а* для ламинарного – на рис 13.2, *б*.

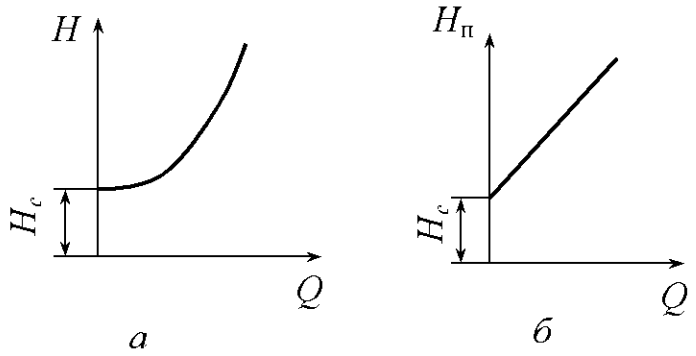


Рис. 13.2

Возможны случаи, когда $H_c = 0$ и $H_c < 0$.

Равенство $H_c = 0$ возможно не только при $H_г = 0$, $p_2 - p_1 = 0$ и $H_г = \dfrac{p_2 - p_1}{\rho g}$, но и в случае замкнутого трубопровода, например в системах жидкостного охлаждения или смазки двигателя внутреннего сгорания.

Центробежные насосы. В центробежном насосе жидкость под давлением центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии [5]. Жидкость, отбрасываемая лопатками колеса, поступает в спиральный отвод и далее в напорный трубопровод. Спиральный отвод предназначен не только для сбора жидкости, но и для частичного преобразования ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Основное уравнение. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса рассматривают как результат сложения движений в двух направлениях: переносного движения с окружной скоростью u, направленной по касательной к окружности в сторону вращения рабочего колеса, и относительного движения со скоростью w, т.е. со скоростью движения жидкости относительно лопаток рабочего колеса, направленной по касательной к лопаткам (рис. 13.3). Скорость абсолютного движения v является суммой векторов окружной и относительной скоростей:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}. \qquad (13.15)$$

На рис. 13.3 приведены параллелограммы скоростей при входе на лопатку рабочего колеса (u_1, w_1, v_1) и при выходе с лопатки (u_2, w_2, v_3).

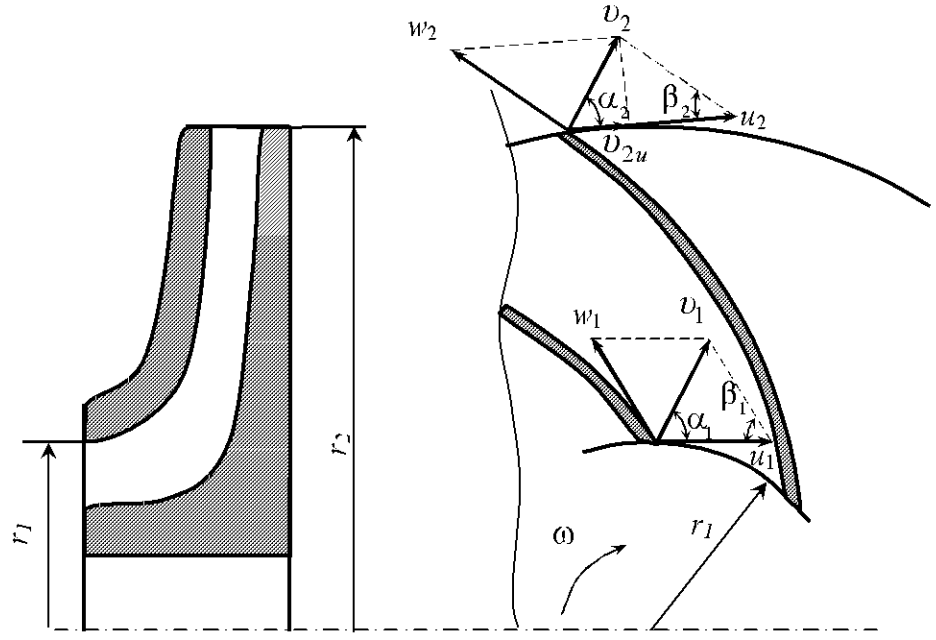


Рис. 13.3

Напор, обеспечиваемый рабочим колесом насоса, определяется по формуле

$$H = \eta_г k_z \frac{u_2 v_2 \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cos\alpha_1}{g}, \qquad (13.16)$$

где k_z – коэффициент влияния числа лопаток, для насосов с односторонним входом

$$k_z = \frac{1}{1 + \dfrac{2\psi}{z(1 - \dfrac{r_1^2}{r_2^2})}}; \qquad (13.17)$$

ψ – коэффициент, зависящий от шероховатости проточной части рабочего колеса,

$$\psi = (0{,}55...0{,}65) + 0{,}6\sin\beta_2;$$

β_2 – угол между окружной и относительной скоростями на выходе рабочего колеса; z – число лопаток; α_1, α_2 – углы между векторами окружной и абсолютной скоростей на входе и выходе рабочего колеса.

Скорости

$$u_1 = \omega r_1; \quad u_2 = \omega r_2, \quad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

где ω – угловая скорость вращения рабочего колеса; r_1, r_2 – радиусы входной и выходной кромок рабочего колеса; n – частота вращения (число оборотов в минуту) рабочего колеса.

Обычно жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки, а войдя в колесо, поступает в межлопаточные каналы, двигаясь радиально, т.е. $\alpha_1 = 90^\circ$. Тогда напор насоса выражается по формуле [10]

$$H = \eta_г k_z \frac{U_2 v_{2u}}{g}, \qquad (13.18)$$

где v_{2u} – окружная или тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса,

$$v_{2u} = v_2 \cos\alpha_2 = u_2 - w_2 \cos\beta_2.$$

Кавитационный расчет. Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков пара или газа. Кавитация возникает при понижении давления, в результате чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ [20]. Такое падение давления происходит при обтекании потоком входного элемента лопасти рабочего колеса из-за резкого возрастания скорости движения жид-

кости. Падение давления получается также из-за гидравлических потерь в подводе. Если давление на входном элементе лопасти понижается до давления насыщенных паров жидкости, то возникает кавитация. Следствием кавитации являются: шум, вибрация и удары насосной установки; выкрашивания отдельных частей металла и выход насоса из строя; падение подачи, напора мощности и КПД насоса. Кроме того, кавитация ограничивает высоту всасывания насоса.

Кавитационный запас рассчитывают по формуле (13.13), а допускаемая высота всасывания жидкости из открытого резервуара определяется из условия бескавитационой работы насоса

$$h_{\text{вс.д}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\rho g} - h_{\text{и/вс}} - \Delta h_{\text{к.д}}. \qquad (13.19)$$

Допускаемый кавитационный запас

$$\Delta h_{\text{к.д}} = (1{,}1...1{,}3)\Delta h_{\text{кр}}. \qquad (13.20)$$

Допускаемый кавитационный критический запас может быть определен по формуле С.С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10\left(\frac{n\sqrt{Q}}{c_{\text{к}}}\right)^{\frac{4}{3}}, \qquad (13.21)$$

где n – частота вращения вала насоса, мин$^{-1}$; Q – подача насоса, м^3/с; $c_{\text{к}}$ – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насоса, для обычных насосов при оптимальном режиме $c_{\text{к}} = 800...1000$.

Для контроля за кавитационными условиями работы насоса при его эксплуатации определяют вакуумметрическую высоту всасывания $h_{\text{в}}$ по формуле (13.14), используя при этом показания вакуумметра, установленного на всасывающем трубопроводе. Величина $h_{\text{в}}$ должна быть меньше допускаемой вакуумметрической высоты всасывания, которая часто приводится в характеристиках насосов.

Осевая нагрузка на колесо. В насосах с односторонним входом в результате асимметричности рабочего колеса возникает осевая нагрузка на колесо, которая стремится двинуть его вместе с валом в сторону всасывающего патрубка. На рис. 13.4 изображены эпюры давления на передний и задний диски колеса.

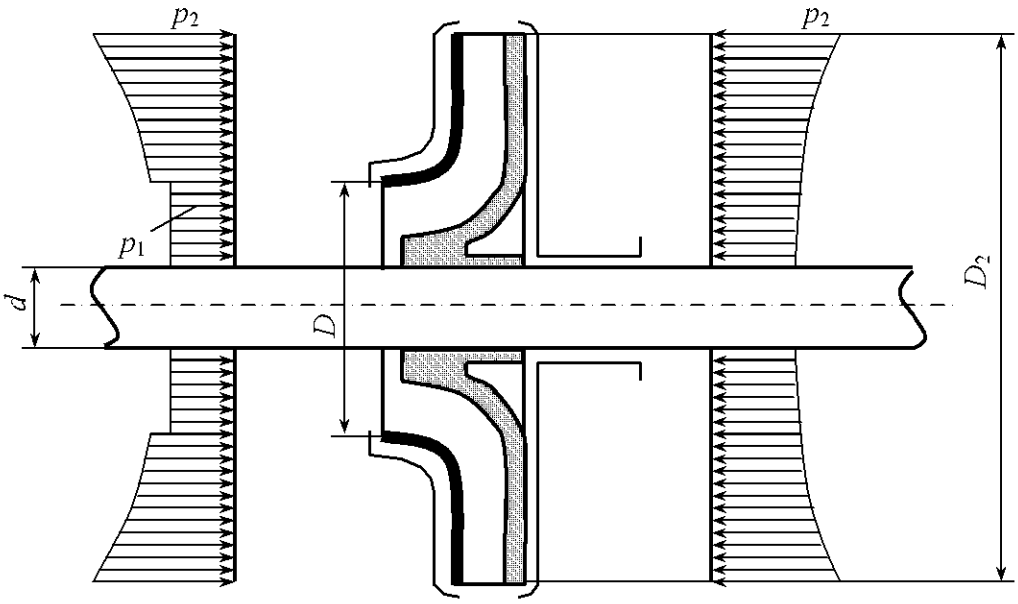


Рис. 13.4

Осевая нагрузка на колесо с некоторым запасом определяется по формуле [5]

$$P = (p_2 - p_1)\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \qquad (13.22)$$

где p_2, p_1 – собственно давления на выходе из колеса и во всасывающем патрубке; D, d – диаметр окружности уплотнительного зазора и диаметр вала.

Приближенно осевая нагрузка на колесо определяется по формуле

$$P = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}\rho g H, \qquad (13.23)$$

где H – напор насоса.

В многоступенчатых насосах полная осевая нагрузка равна сумме осевых нагрузок, действующих на каждое рабочее колесо.

Смещение колеса и вала в сторону всасывающего патрубка может привести к соприкосновению рабочего колеса с выступающими элементами корпуса, при этом происходит истирание колеса и его заклинивание.

Разгрузка осевого давления в одноколесных насосах производится применением колес с двусторонним входом, устройством второго уплотнительного зазора и отверстий в задней стенке колеса и применением упорных подшипников; в многоколесных насосах – симметричным взаимно противоположным расположением рабочих колес и применением гидравлических пят.

Характеристика центробежных насосов. Характеристика центробежных насосов представляет собой графическое изображение зависимости напора H, мощности N, КПД η и допустимой вакуумметрической высоты всасывания $h_{в.д}$ или допускаемого кавитационного запаса $\Delta h_{к.д}$ от подачи насоса Q при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса n, вязкости и плотности жидкости на входе в насос [5].

На рис. 13.5 в качестве примера приведена характеристика насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин и диаметре рабочего колеса $D_2 = 148$ мм.

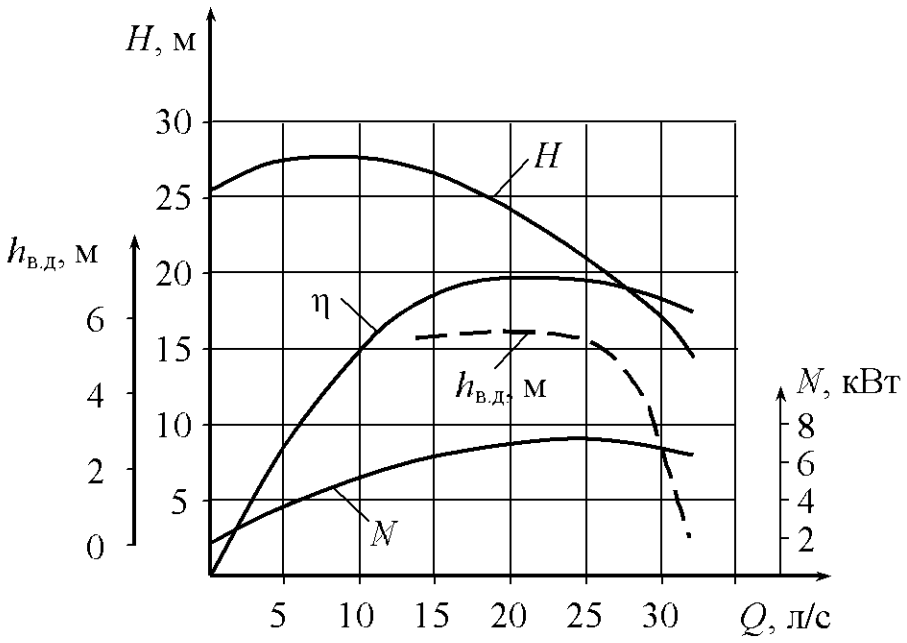


Рис. 13.5

Приведенная в характеристике связь H–Q действительна для любой жидкости. При пользовании кривой следует учитывать род жидкости, так как мощность насоса прямо пропорциональна плотности жидкости.

Допускаемая вакуумметрическая высоты всасывания $h_{в.д}$ действительна при подаче насосом воды до 20 °С при нормальном атмосферном давлении $p_{атм}$, равном 10 м вод. ст. (735,5 мм рт. ст.), а также при расчетной частоте вращения рабочего колеса n.

В случае подачи насосом воды с более высокой температурой или иной жидкости, а также при давлении, отличном от нормального атмосферного, искомая допускаемая вакуумметрическая высота всасывания определяется по формуле

$$h_{в.д.и} = h_{в.д} - (10 - H_{атм}) - h_{н.п}, \qquad (13.24)$$

где $H_{атм}$ – атмосферное давление в местности, где устанавливается насос, м. ст. перекачиваемой жидкости; $h_{н.п}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при заданной температуре, м. ст. жидкости.

Работа центробежного насоса на сеть. Задачи о работе насоса на сеть можно разделить на две основные группы [20].

1. Подбор насоса для данной установки при требуемой подаче Q. Решение этих задач основано на вычислении потребного напора установки $H_{п}$ по формуле (13.4). При установившемся режиме работы установки, когда расход в трубопроводе не меняется во времени, развиваемый насосом напор H равен потребному напору установки $H_{п}$. По значениям Q и H подбирают насос и двигатель. При этом используют сводные графики подач и напоров [5] и сводные таблицы технических данных, которые даются в каталогах насосов. В прил. 10 приведены характеристики консольных и консольно-моноблочных центробежных насосов типов К и КМ при максимальных значениях КПД.

2. Определение рабочего режима работы данного насоса. Решение таких задач основано на совмещении на одном графике (рис. 13.6) в одинаковом масштабе характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики насосной установки $H_{п} = f(Q)$. На рис. 13.6 приведена схема работы центробежного насоса на простой трубопровод при $H_{с} > 0$. Точка A пересечения характеристик $H = f(Q)$ и $H_{п} = f(Q)$ называется рабочей или режимной. Величины $Q_{н}$ и $H_{н}$ – есть фактические подача и напор насоса. Если $Q_{н}$ и $H_{н}$ не удовлетворяют заданным условиям, необходимо ***изменить режим работы насосной установки***. Изменение режима может быть достигнуто либо дросселированием, либо изменением диаметра трубопровода. При дросселировании на напорном трубопроводе устанавливают дроссель (задвижку или вентиль). При изменении

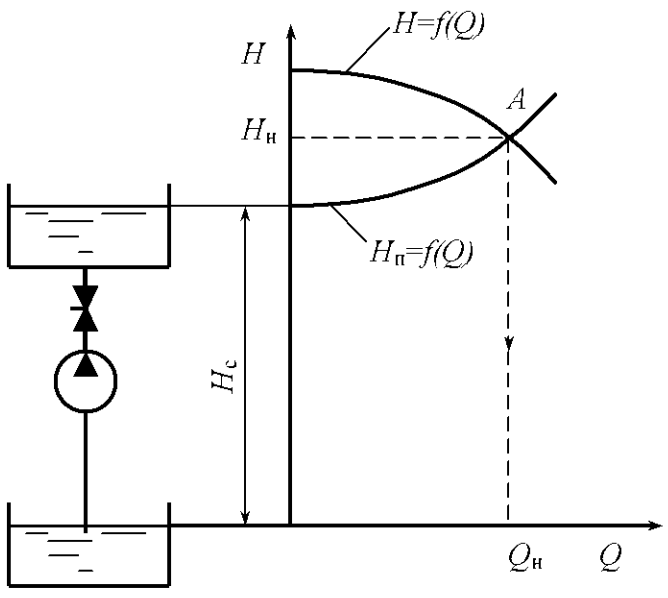


Рис. 13.6

сопротивления дросселя изменяется крутизна характеристики установки и рабочая точка перемещается по характеристике насоса (рис. 13.7). Увеличением диаметра трубопровода можно увеличить подачу, дросселированием можно лишь уменьшить подачу, причем этот способ является неэкономичным.

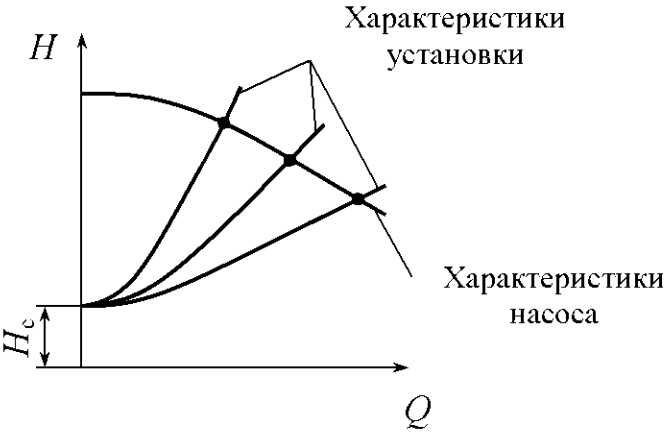


Рис. 13.7

Изменение характеристики насоса может быть достигнуто двумя способами: изменением частоты вращения или изменением диаметра (обрезкой) рабочего колеса. При изменении характеристики насоса рабочая точка перемещается по заданной неизменной характеристике установки (рис. 13.8).

Пересчет характеристик насоса для разных частот вращения производится с помощью законов пропорциональности:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \qquad (13.25)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \qquad (13.26)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \qquad (13.27)$$

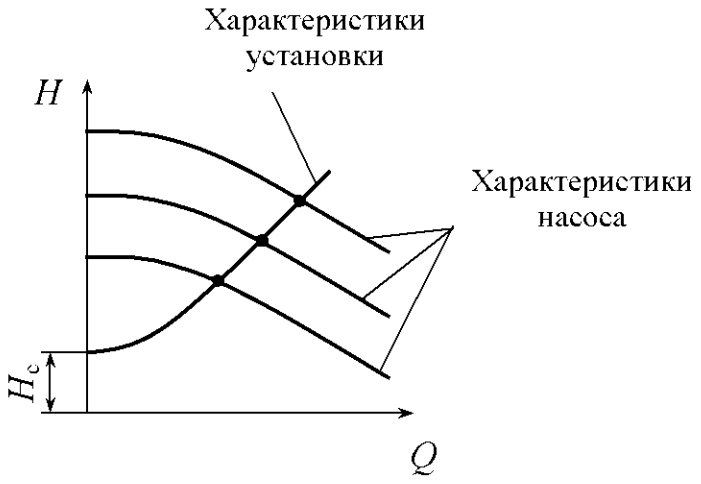


Рис. 13.8

Пересчет допускаемой вакуумметрической высоты всасывания выполняется по выражению

$$h_{\text{в.д2}} = 10 - (10 - h_{\text{в.д1}})\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $h_{в.д2}$ при частоте вращения рабочего колеса n_2 соответствует подаче

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

Сопоставляя (13.25) и (13.26), получим

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 \quad \text{или} \quad \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \text{const} = c \text{ и } H = cQ^2.$$

Таким образом, режимные точки, удовлетворяющие выражениям (13.25)–(13.27), располагаются на параболе, вершина которой проходит через начало координат и называется параболой подобных режимов. Предполагается, что для подобных режимов значения КПД насоса можно приближенно принимать одинаковыми ($\eta_1 = \eta_2$), а насос работающим на одной и той же жидкости ($\rho_1 = \rho_2$).

На рис. 13.9 дана схема определения новой частоты вращения n_x центробежного насоса при требуемой его подаче Q_1 [6]. Заданы характери-

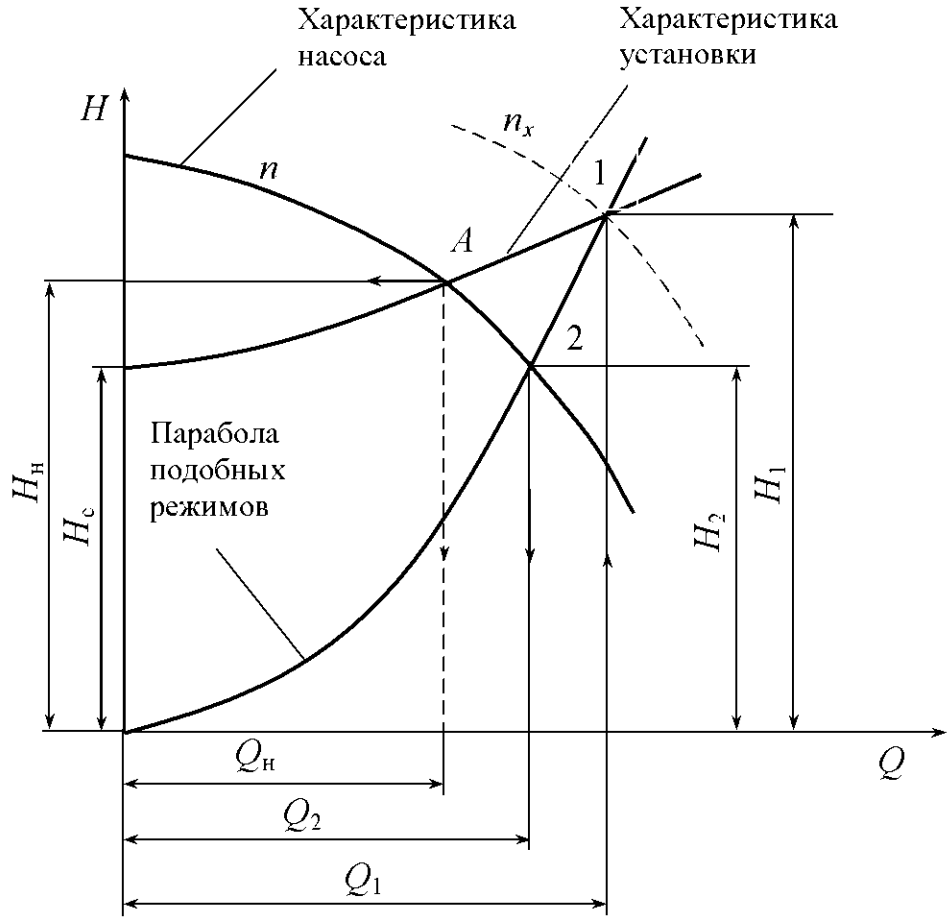


Рис. 13.9

стика насоса при n и характери-стика установки. Точка их пересечения A является рабочей точкой; $Q_н$ и $H_н$ – подача и напор насоса.

Точка 1 – новая рабочая точка на характеристике установки при требуемой подаче Q_1. Через эту точку должна пройти характеристика насоса при новой частоте n_x. При известной подаче Q_1 находим напор H_1, затем постоянную c параболы подобных режимов.

Используя зависимость $H = cQ^2$, строим параболу подобных режимов и находим точку 2 пересечения ее с заданной характеристикой насоса.

Точки 1 и 2 являются режимными, и для них справедливы соотношения (13.25)–(13.27). Используя, например (13.25), находим

$$n_x = n\frac{Q_1}{Q_2}.$$

При выполнении обточки рабочего колеса справедливы соотношения [5]

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_2}{D_2'}; \qquad (13.28)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2, \qquad (13.29)$$

где Q и H – собственно подача и напор при нормальном диаметре D_2 внешней окружности рабочего колеса; Q' и H' – то же при диаметре D_2' обточенной внешней окружности рабочего колеса.

Нетрудно убедиться, что режимные точки, удовлетворяющие соотношениям (13.28) и (13.29), располагаются на параболе, вершина которой проходит через начало координат и называется параболой обточек. Чтобы не вызвать чрезмерного снижения КПД насоса, величина обточки не должна превышать 15…20 % диаметра нормального колеса.

Перепуск жидкости производится из нагнетательного трубопровода во всасывающий через перепускную трубу с регулируемым дросселем (рис. 13.10).

На рис 13.10 построены характеристики насоса 1, установки при перекрытой перепускной трубе 2, перепускной трубы 3, установки при работающей перепускной трубе 4, которая получена путем сложения характеристик 2 и 3 по расходам.

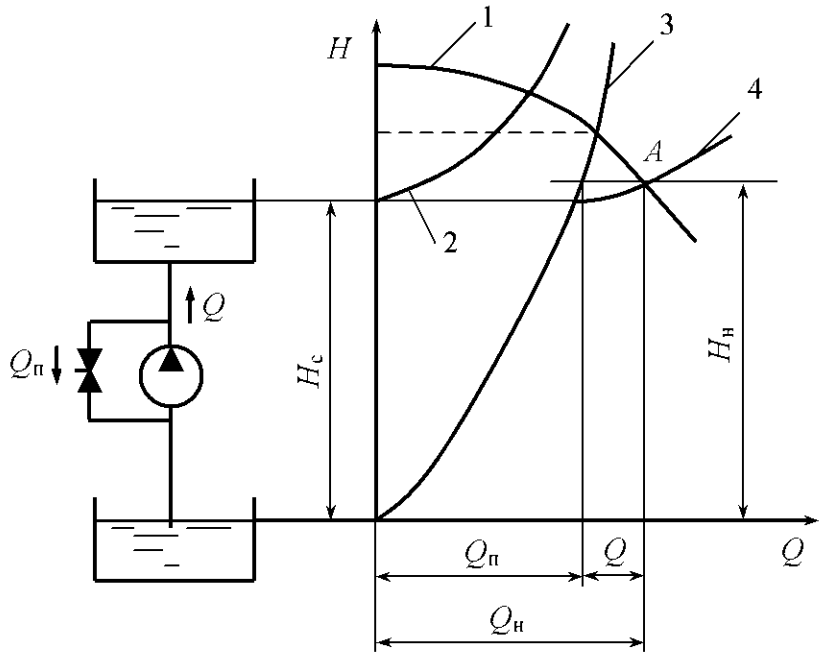


Рис. 13.10

Изменение режима насосной установки перепуском жидкости так же неэкономично, как и дросселирование.

Параллельная и последовательная работа центробежных насосов. В том случае, когда подача центробежного насоса недостаточна, устанавливают параллельно второй насос. Решение задачи по определению рабочего режима насосной установки при параллельной работе двух насосов приведено на рис 13.11.

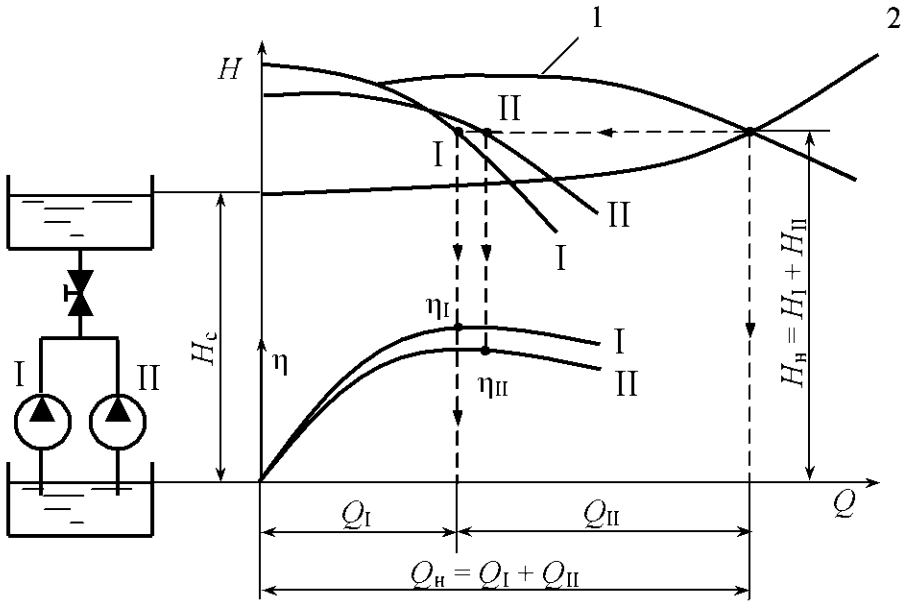


Рис. 13.11

Сначала строится суммарная характеристика 1 путем сложения характеристик насосов по расходам, а затем находится точка пересечения с характеристикой 2 насосной установки (рабочая точка A). В том случае, когда напор насоса недостаточен, устанавливают последовательно второй насос.

Решение задачи при последовательной установке двух насосов представлено на рис. 13.12. В этом случае сложением характеристик насосов по напорам получают суммарную характеристику 1, при пересечении которой с характеристикой 2 установки получают рабочую точку A. На рис. 13.11 и 13.12 $Q_н$ и $H_н$ – собственно подача и напор при одновременной работе двух насосов.

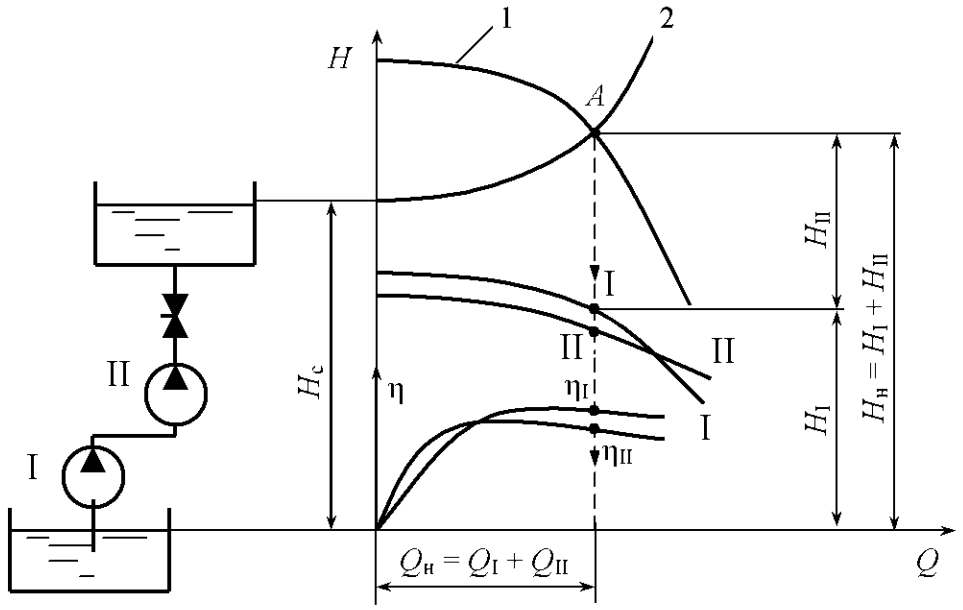


Рис. 13.12

Роторные насосы. Основные технические показатели, общие для динамических и объемных насосов, приведены выше.

Теоретическая (идеальная) подача роторного насоса

$$Q_т = qn,$$

где q – рабочий объем насоса, см^3; n – частота вращения, с$^{-1}$.

Рабочий объем насоса – это разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот ротора насоса. Значения рабочего объема q по ГОСТ I3824–80, см^3: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,320; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,20; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800.

Действительная подача насоса Q меньше идеальной вследствие объемных потерь:

$$Q = qn\eta_{\text{о}}, \tag{13.30}$$

где $\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД насоса (отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками).

Момент на валу насоса при отсутствии потерь энергии (теоретический)

$$M_{\text{т}} = \frac{qp}{2\pi}, \tag{13.31}$$

где p – давление, создаваемое насосом, Па.

Рекомендуемые значения давлений p по ГОСТ 14063–68 [22], МПа: 2,5; 6,3; 10,0; 16,0; 20,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0.

С учетом механических потерь момент на валу насоса

$$M = \frac{qp}{2\pi\eta_{\text{м}}}. \tag{13.32}$$

Радиально-поршневые насосы. Радиально-поршневой насос представляет собой насос, у которого оси цилиндров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней угол более 45°. Жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательно-поступательного движения вытеснителей (поршни, плунжеры). Перемещение поршней (плунжеров) в роторе осуществляется вследствие эксцентричного расположения ротора относительно статора.

На рис. 13.13 приведены конструктивные схемы радиально-поршневого насоса однократного (*а*) и двукратного (*б*) действий. На цапфе 1 установлен цилиндровый блок 2 со звездообразным расположением цилиндров. Поршни 3 прижимаются к статорному кольцу 4 под действием центробежных сил и усилий пружин 5. Распределение жидкости осуществляется через выполненные в цапфе окна, с которыми при вращении блока поочередно соединяются цилиндры через отверстия в их донышках. Распределительные окна через осевые каналы цапфы соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями. Разделительные перемычки между распределительными окнами выполняются так, чтобы при переходе через них донышки цилиндров надежно отсекались от распределительных окон цапфы. Для этого перемычки должны быть несколько больше ширины окна (на десятые доли миллиметра); в свою очередь, эта ширина должна быть меньше диаметра цилиндра: $s < k$, $s < d$.

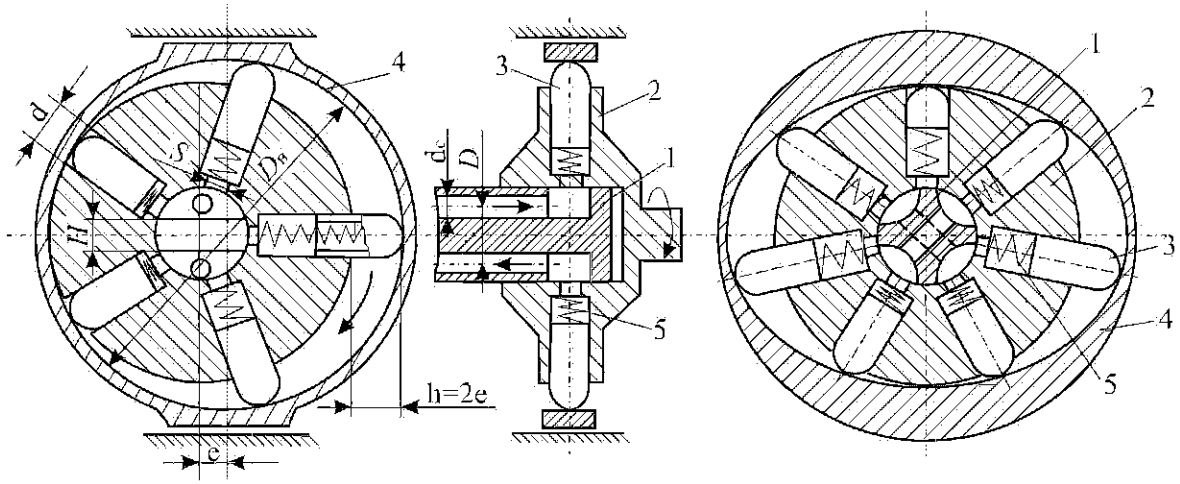


Рис.13.13

Регулирование подачи радиально-поршневых насосов, а также реверс осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета e. Обычно величина e находится в пределах 3…10 мм [23].

Рабочий объем радиально-поршневого насоса

$$q = fhz = \frac{\pi d^2}{4} hz = \frac{\pi d^2}{4} 2ez, \qquad (13.33)$$

где f – площадь поршня, мм^2, $f = \frac{\pi d^2}{4}$; h – ход поршня, $h = 2e$; z – число поршней; d – диаметр поршня, мм.

Рекомендуемые диаметры поршней (плунжеров) d по ГОСТ 6540–68, мм: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 35; 38; 40; 42; 44; 45; 48; 50 и т.д.

Нормальная работа насоса без заклинивания поршня и заметного износа цилиндра обеспечивается при $e = (0{,}15...0{,}40)d$ [20].

Для уменьшения неравномерности подачи на практике применяют преимущественно насосы с нечетным числом цилиндров, равным 5, 7, 9 [20].

Цилиндры насоса могут располагаться в несколько рядов (обычно не более трех) [20], благодаря чему достигается более равномерная подача. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия, у которых поршень за один оборот ротора совершает несколько рабочих ходов.

Рабочий объем многорядных насосов многократного действия

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2e\, zim\,, \qquad (13.34)$$

где i – кратность насоса; m – число рядов.

Коэффициент полезного действия радиально-поршневого насоса $\eta = 0{,}75...0{,}85$, объемный КПД $\eta_о = 0{,}95...0{,}98$.

Диаметр распределительной цапфы [20], см,

$$D = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q}\,, \qquad (13.35)$$

где k, b – эмпирические коэффициенты; при давлении до 7,5 МПа k = $= -0{,}026$ $b = 1{,}312$; при давлении свыше 7,5 МПа $k = -0{,}040$, $b = 1{,}480$; q – рабочий объем, см^3.

Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца

$$D_н = -0{,}075\sqrt[3]{q^2} + b_н\sqrt[3]{q}\,, \qquad (13.36)$$

где $D_н$ – диаметр направляющей статорного кольца, см; $b_н$ – эмпирический коэффициент, при давлении до 7,5 МПа $b_н = 6{,}9$, свыше 7,5 МПа $b_н = 7{,}8$.

Диаметр осевых отверстий, выполненных в цапфе, рассчитывается исходя из скорости потока жидкости:

$$\frac{\pi d_о^2}{4} \upsilon = Q\,,$$

где $d_о$ – диаметр отверстия, м; υ – скорость жидкости, м/с: для самовсасывающих насосов $\upsilon = 3...4$ м/с, для насосов с поддавливанием $\upsilon \le 6$ м/с.

Окончательные значения диаметров D, $D_н$, $d_о$ уточняют при конструктивной проработке компоновки насоса в целом. Основные технические данные некоторых типов радиальных роторно-поршневых насосов приведены в прил. 10.

Аксиально-поршиевые насосы. Аксиально-поршневой насос – это роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45°. Эти насосы обладают наименьшими из всех типов насосов габаритами и массой, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения.

Аксиально-поршневые насосы делятся на два типа: насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском. У первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; у вторых оси ведущего вала и ротора совпадают.

В аксиально-поршневом насосе с наклонным блоком (рис. 13.14) поршни 1 соединяются с приводным упорным диском 2 с помощью шарниров (штоков). Осевое усилие поршней, воспринимаемое от приводного упорного диска, преобразуется в крутящий момент, который затем через карданные шарниры 3 передается на центральный вал 4. При этом крутящий момент на поршни не передается, поэтому поршни скользят в цилиндрах практически без поперечных нагрузок, благодаря чему фактически устраняется износ поршней и цилиндров и обеспечивается высокий механический КПД насоса.

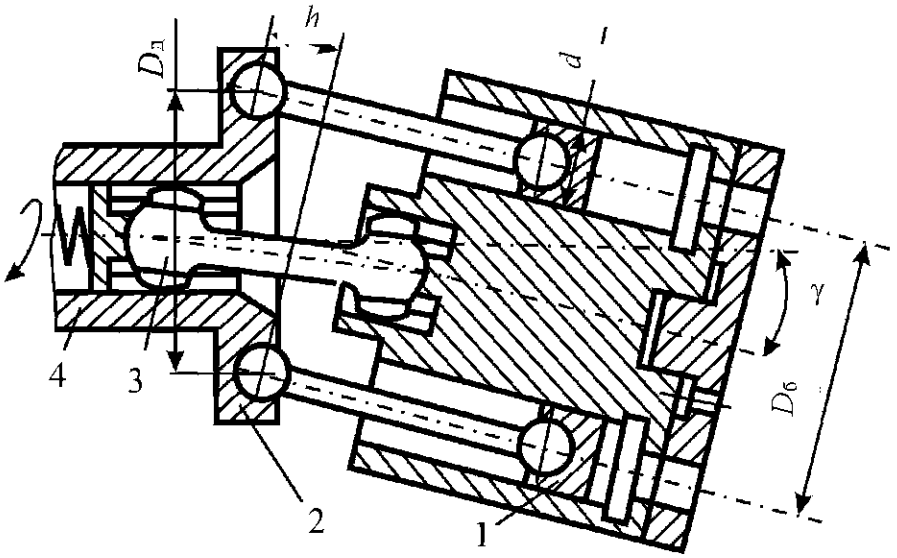


Рис. 13.14

В аксиально-поршневом насосе с наклонным диском (рис. 13.15) поршни (плунжеры) непосредственно опираются на наклонный диск 2, а развиваемое ими при этом усилие вращения передается в результате скольжения плунжеров по наклонному диску на блок цилиндров 1. Крутящий момент передается через плунжеры непосредственно на блок цилиндров и далее на центральный вал 3. Таким образом, здесь плунжеры работают на изгиб.

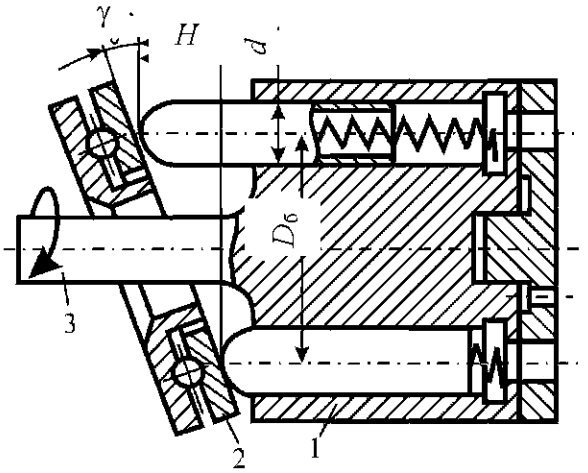


Рис. 13.15

Общим для обоих типов насосов является применение торцевого распределения рабочей жидкости, которое

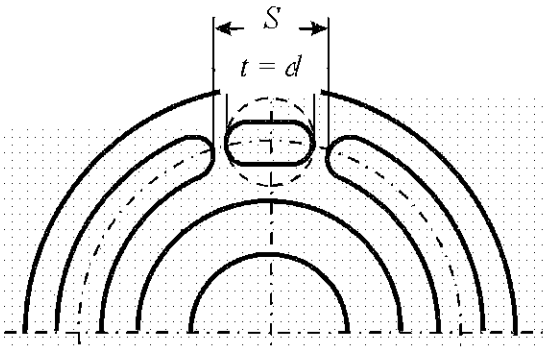


Рис. 13.16

обычно выполняется через серпообразные окна в распределительном золотнике (рис. 13.16) и каналы (отверстия) в донышках цилиндров блока. При работе насоса торец цилиндрового блока скользит по поверхности распределительного золотника. При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами золотника и через них – с магистралями всасывания и нагнетания. Ширина разделительной перемычки между распределительными окнами должна быть больше отверстия в донышке цилиндра:

$$S > t, \quad t = d.$$

Подача насоса регулируется изменением угла γ наклона оси диска относительно оси блока цилиндров либо изменением положения оси диска при неизменном положении блока цилиндров, либо наклоном блока цилиндров при неизменном положении наклонного диска.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса

$$q = fhz,$$

где f – площадь поршня, мм^2, $f = \dfrac{\pi d^2}{4}$; d – диаметр поршня (плунжера) принимается по ГОСТ 6540–68); z – число цилиндров; h – ход поршня (плунжера), мм,

$$h = D_{\text{п.ш}} \sin\gamma = D_{\text{б}} \operatorname{tg}\gamma; \qquad (13.37)$$

$D_{\text{п.ш}}$ – диаметр окружности заделки поршневых шарниров в наклонном диске, мм; γ – угол наклона диска относительно блока цилиндров; $D_{\text{б}}$ – диаметр окружности на блоке цилиндров, на которой расположены оси цилиндров, мм.

Для насосов с наклонным блоком максимальный угол наклона оси блока относительно центрального вала в каждую сторону от положения, когда ось центрального вала и ось блока цилиндров совпадают, составляет 25° [21]; для насосов с наклонным диском $\gamma \le 20°$ [22]. Число поршней (плунжеров) принимается нечетным: 5, 7, 9 (реже 11, 13) [20]; $\eta = 0{,}90...0{,}95$; $\eta_{\text{о}} = 0{,}97...0{,}98$.

Диаметр поршня насоса ориентировочно можно рассчитать по формуле [22]

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_i}{\pi i}}, \qquad (13.38)$$

где q_i – рабочий объем одного цилиндра, мм^3,

$$q_i = \frac{\pi d^2}{4} h;$$

d, h – диаметр и ход поршня (плунжера), мм; i – конструктивный параметр, $i = \frac{h}{d} = 1...1{,}5$ [22].

Для улучшения условий подвода жидкости в цилиндры диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров, должен быть минимальным (см. рис. 13.14, 13.15). Однако при этом необходимо сохранить оптимальную толщину перемычки между цилиндрами ($\alpha = 0{,}2d$) [22], чтобы была обеспечена жесткость цилиндрового блока.

Диаметр $D_б$ и наружный диаметр $D_н$ можно рассчитать по формулам [22]

$$D_б = (0{,}35...0{,}4)dz;\ D_н = D_б + 1{,}6d.$$

Для насоса с наклонным блоком рекомендуемая длина поршня $l = (1{,}4...1{,}8)d$ [22]. Меньшее значение коэффициента принимается для поршней с уплотнениями, большее – для поршней с канавками.

В одном крайнем положении поршень не должен выходить из цилиндра более чем на $(0{,}2...0{,}25)l$, в другом крайнем положении поршень должен входить в технологическую проточку.

Толщина дна цилиндра выполняется у насосов не меньше толщины перемычки между цилиндрами.

Основные технические данные некоторых типов аксиально–роторно-поршневых насосов приведены в прил. 10.

Шестеренные насосы. Это зубчатые насосы с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент.

Насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацеплений. Наиболее распространенным является насос с внешним зацеплением (рис. 13.17), который состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен 1 и 2, помещенных в плотно их охватывающий корпус 3. При вращении шестерен жидкость, заполняющая впадины между зубьями, перено-

сится из полости всасывания в полость нагнетания. Эти насосы просты по конструкции и отличаются надежностью, малыми габаритами и массой.

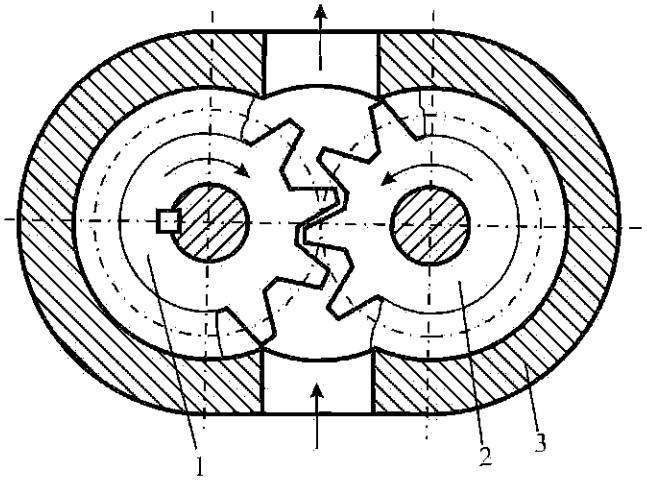


Рис. 13.17

В шестеренных насосах обычно применяются шестерни с равными размерами, малым числом зубьев ($z = 8...16$) и большим модулем m [22]. В этом случае при меньших габаритах насоса обеспечивается заданная подача.

Для распространенных конструкций насосов с числом $z = 8...16$ и углом зацепления $\alpha = 20^{\circ}$ рабочий объем [22]

$$q = 2\pi b m^2 (z+1), \qquad (13.39)$$

где b – ширина шестерни, мм.

Расстояние между центрами колес $L = mz$, наружный диаметр колес

$$d_e = m(z+2). \qquad (13.40)$$

Тогда габаритный размер по прямой, проходящей через центры колес,

$$L + d_e = mz + (z+2) = 2m(z+1). \qquad (13.41)$$

Габаритный размер в перпендикулярном направлении

$$d_e = m(z+2). \qquad (13.42)$$

Следовательно, сохраняя одну и ту же скорость по окружности головок зубчатых колес, рациональнее увеличивать m и уменьшать z, что приведет к увеличению подачи насоса. Например, насос 1 имеет $m = 2$, $z = 20$; насос 2 имеет $m = 4$, $z = 9$. Наружный диаметр обоих насосов одинаков:

$$d_e = m(z+2) = 2(20+2) = 4(9+2) = 44 \text{ мм}.$$

Габаритный размер при этом для второго насоса уменьшается:

при $m = 2$ $L + d_e = 2m(z+1) = 2 \cdot 2(20+1) = 84$ мм;

при $m = 4$ $L + d_e = 2m(z+1) = 2 \cdot 4(9+1) = 80$ мм.

Подача при этом увеличивается почти в 2 раза.

Рабочий процесс подачи жидкости шестеренным насосом отличается большей сложностью по сравнению с рабочим процессом в насосах иных

конструкций. Ввиду этого существующие формулы для определения подачи, предлагаемые рядом авторов, дают значительную погрешность. В инженерной практике обычно пользуются приближенными расчетами и формулами.

Для предварительного выбора модуля зацепление при окружной скорости головок зубчатых колес $u = (10...20)$ м/с и отношении $\frac{b}{m} = 6...10$ рекомендуется эмпирическое выражение [21]

$$m = (0{,}3...0{,}5)\sqrt{Q_т},$$

где m – модуль зацепления, мм; $Q_т$ – теоретическая подача насоса, л/мин.

Рекомендуемые значения модуля m, мм: 3,0; 3,5; 3,75; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0.

В прил. 10 приведены основные технические данные некоторых типов шестеренных насосов.

Пластинчатые насосы. Это шиберные насосы, в число рабочих органов которых входят шиберы, выполненные в виде пластин, помещенных в прорезях вращающегося ротора. Вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними пластинами, поверхностями ротора и статора и торцевыми распределительными дисками. Эти насосы являются наиболее простыми из существующих типов насосов, компактными и надежными в эксплуатации.

Пластинчатые насосы бывают однократного, двукратного и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемые и нерегулируемые, двукратного и многократного действия – нерегулируемые.

На рис. 13.18 приведена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. Насос состоит из вращающегося ротора 1, в радиальных прорезях которого помещены пластины 2, и статорного кольца 3, ось которого смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета e. К торцам пластин ротора прилегают торцевые распределительные диски с серповидными окнами, которые соединяются со всасывающей и нагнета-

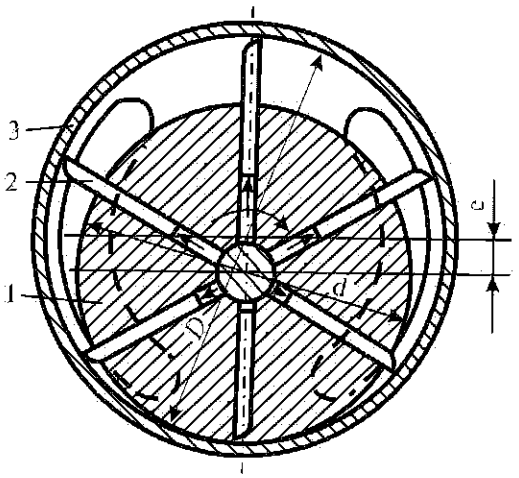


Рис. 13.18

тельной магистралями. Между окнами имеются уплотнительные перемычки, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

Плотность контакта пластин со статором обеспечивается при помощи пружин, специальных устройств или давлением жидкости.

Рабочий объем насоса однократного действия, допуская, что толщина пластины равна нулю, можно определить по выражению

$$q = 2\pi Deb, \tag{13.43}$$

где D – диаметр статора, мм; e – эксцентриситет, мм; b – ширина ротора и пластин, мм.

Учитывая, что часть объема будет занята пластинами, рабочий объем насоса определяется по формуле

$$q = 2eb(\pi D - zs), \tag{13.44}$$

где z – число пластин; s – толщина пластин, мм.

Если прорези ротора под пластинами последовательно соединяются с помощью специальных каналов с нагнетающим и всасывающим окнами, благодаря чему пластины создают дополнительную подачу, то рабочий объем такого насоса определяется по выражению (13.43).

Регулирование подачи и изменение ее направления у насосов однократного действия осуществляется изменением величины и знака эксцентриситета e.

Выбор основных размеров пластинчатого насоса однократного действия при распределении жидкости через торцевые диски ведется исходя из рабочего объема насоса при помощи следующих соотношений [22].

Максимальный эксцентриситет

$$e_{\max} = k \cdot 10^{-1} \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_0}}, \tag{13.45}$$

где $k = 1$ при $q \le 200$ см^3; $k = 0{,}8$ при $200 < q < 500$ см^3; $k = 0{,}6$ при $500 < q < 4000$ см^3; $\eta_o = 0{,}80...0{,}95$.

Диаметр статорного кольца

$$D = \sqrt{\frac{0{,}5q}{\pi\eta_0 k_1 e_{\max}}}, \tag{13.46}$$

где $k_1 = 0{,}2...0{,}55$; меньшие значения соответствуют большим q.

Диаметр ротора

$$d = D - 2e_{\max}.$$

Ширина пластин и ротора

$$b = k_1 D.$$

Длина пластин

$$l = 6e_{\max}.$$

Число пластин $z = 7...16$.

Толщина пластин, контакт которых с поверхностью статорного кольца обеспечивает давление рабочей жидкости, принимается $s = (2{,}0...2{,}5)$ мм.

Пластинчатые насосы однократного действия в основном применяются при давлении $p \le 4...5$ МПа. При давлении $p > 5$ МПа применяются нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 13.19), которые имеют больший рабочий объем и более высокий КПД. Преимуществом насосов многократного действия является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на ротор, благодаря чему они пригодны для работы при высоком давлении. Для более полной уравновешенности радиальных сил давления жидкости на ротор число пластин должно быть четным. Распространены насосы с $z = 12$ и $z = 16$.

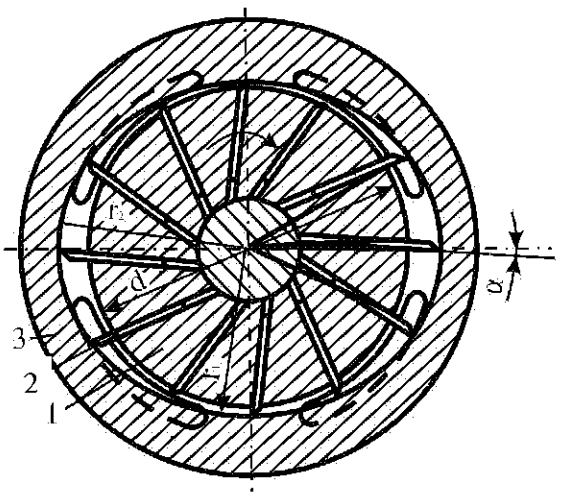


Рис. 13.19

Пазы (прорези) в роторе, в которых перемещаются пластины, обычно выполняются под углом α к радиусам, что позволяет изменить в желаемом направлении действие силы реакции. Следовательно, благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах ротора, однако в этом случае исключается возможность реверса насоса. Рекомендуется выполнять $\alpha = 13...15^\circ$ при $d \le 80$ мм; $\alpha = 7...8^\circ$ при $d > 80$ мм [26].

Рабочий объем насоса двукратного действия без учета толщины пластин

$$q = 2\pi b\left(r_2^2 - r_1^2\right), \qquad (13.47)$$

где r_2, r_1 – большой и малый радиусы (полуоси) статора, мм.

С учетом толщины пластин и их наклона рабочий объем

$$q = 2b\left[\pi\left(r_2^2 - r_1^2\right) - \frac{(r_2 - r_1)sz}{\cos\alpha}\right], \qquad (13.48)$$

где α – угол наклона пластины к радиусу.

Разность радиусов профильных участков статора между окнами определяет рабочую высоту пластины $h = r_2 - r_1$. Увеличение высоты пластин приводит к повышению опрокидывающего момента от давления жидкости, защемляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение высоты пластин – к понижению подачи и объемного КПД. Исходя из этого рекомендуется принимать $h = 2...10$ мм.

Во избежание отрыва пластин от статора рекомендуется принимать:

$$\frac{r_2}{r_1} \le 1{,}15 \text{ для } z = 8;\ \frac{r_2}{r_1} \le 1{,}27 \text{ для } z = 12;\ \frac{r_2}{r_1} \le 1{,}34 \text{ для } z = 16.$$

Зазор между поверхностью статора, описанной малым радиусом r_1, и поверхностью ротора радиусом r должен быть возможно малым: $r_1 - r \le 0{,}1...0{,}2$ мм. При увеличении этого зазора возрастает вредное пространство насоса и ухудшаются его всасывающие свойства, а также повышается тангенциальная нагрузка на пластины.

Для улучшения динамических качеств насоса, а также для повышения равномерности подачи участок статора между уплотнительными перемычками от r_1 до r_2 (участок серповидных окон) выполняется по архимедовой спирали. Это обеспечивает постоянное ускорение пластины при движении в пазах ротора и соответственно постоянное ускорение жидкости в каналах.

В прил. 10 приведены основные технические данные пластинчатых насосов двукратного действия.

Примеры решения задач

Задача 13.1. Определить теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса при частоте вращения $n = 1000$ об/мин, если внутренний и внешний диаметры колеса соответственно $d_1 = 130$ мм, $d_2 = 300$ мм, а углы входа и выхода воды с лопатки составляют $\beta_1 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 50^\circ$. Относительные скорости воды на входе и выходе считать одинаковыми, подвод воды без закрутки, т.е. $\alpha_1 = 90^\circ$.

Решение. Окружная скорость на входе в колесо

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}13 \cdot 1000}{60} = 6{,}8 \text{ м/с}.$$

Относительная скорость на входе в колесо

$$w_1 = \frac{U_1}{\cos\beta_1} = \frac{6{,}8}{\cos 30^0} = 7{,}85 \text{ м/с}.$$

Относительная скорость на выходе из колеса

$$w_2 = w_1 = 7{,}85 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость на выходе из колеса

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}3 \cdot 1000}{60} = 15{,}7 \text{ м/с}.$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса

$$v_{2u} = u_2 - \omega_2 \cos\beta_2 = 15{,}7 - 7{,}85\cos 50^\circ = 10{,}65 \text{ м/с}.$$

Теоретический напор насоса

$$H_т = \frac{U_2 v_{2u}}{g} = \frac{15{,}7 \cdot 10{,}65}{9{,}81} = 17 \text{ м}.$$

Задача 13.2. Центробежный насос перекачивает воду из колодца с уровнем воды на 2,5 м ниже центра насоса в бак с уровнем воды на 10 м выше центра насоса. Определить напор, создаваемый насосом, если диаметры и длины всасывающей и нагнетательной труб соответственно равны $d_1 = 75$ мм, $d_2 = 50$ мм, $l_1 = 10$ м, $l_2 = 20$ м, коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе $\zeta_1 = 4$, коэффициент сопротивления вентиля на нагнетательной трубе $\zeta_2 = 5$, коэффициент гидравлического трения труб $\lambda_1 = \lambda_2 = 0{,}025$, подача насоса $Q_н = 2{,}8$ л/с, избыточное давление в баке $p_н = 10 \cdot 10^5$ Па.

Решение. Гидростатический напор рассчитываем по формуле

$$H_с = H_г + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 2{,}5 + \frac{10 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 112{,}5 \text{ м}.$$

Скорости движения воды во всасывающей и нагнетательной трубах

$$v_1 = \frac{Q}{w_1} = \frac{4 \cdot 2{,}8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0{,}075^2} = 0{,}63 \text{ м/с};$$

$$v_2 = \frac{Q}{w_2} = \frac{4 \cdot 2{,}8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0{,}05^2} = 1{,}43 \text{ м/с}.$$

Потери напора в трубах

$$h_w = \left(\zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\frac{\upsilon_1^2}{2g} + \left(\zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\upsilon_2^2}{2g} =$$

$$= \left(4 + 0{,}025 \cdot \frac{10}{0{,}075}\right)\frac{0{,}63^2}{2 \cdot 10} + \left(5 + 0{,}025 \cdot \frac{20}{0{,}05}\right)\frac{1{,}43^2}{2 \cdot 10} = 1{,}7 \text{ м}.$$

Напор, создаваемый насосом,

$$H = H_c + h_w = 112{,}5 + 1{,}7 = 114{,}2 \text{ м}.$$

Задача 13.3. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.20) перекачивает воду по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм и приведенной длиной $L = 500$ м. Определить мощность на валу насоса, если геометрическая высота подъема жидкости $H_г = 25$ м, а свободный напор на выходе $h_{св} = 20$ м. Коэффициент гидравлического трения трубопровода $\lambda = 0{,}025$.

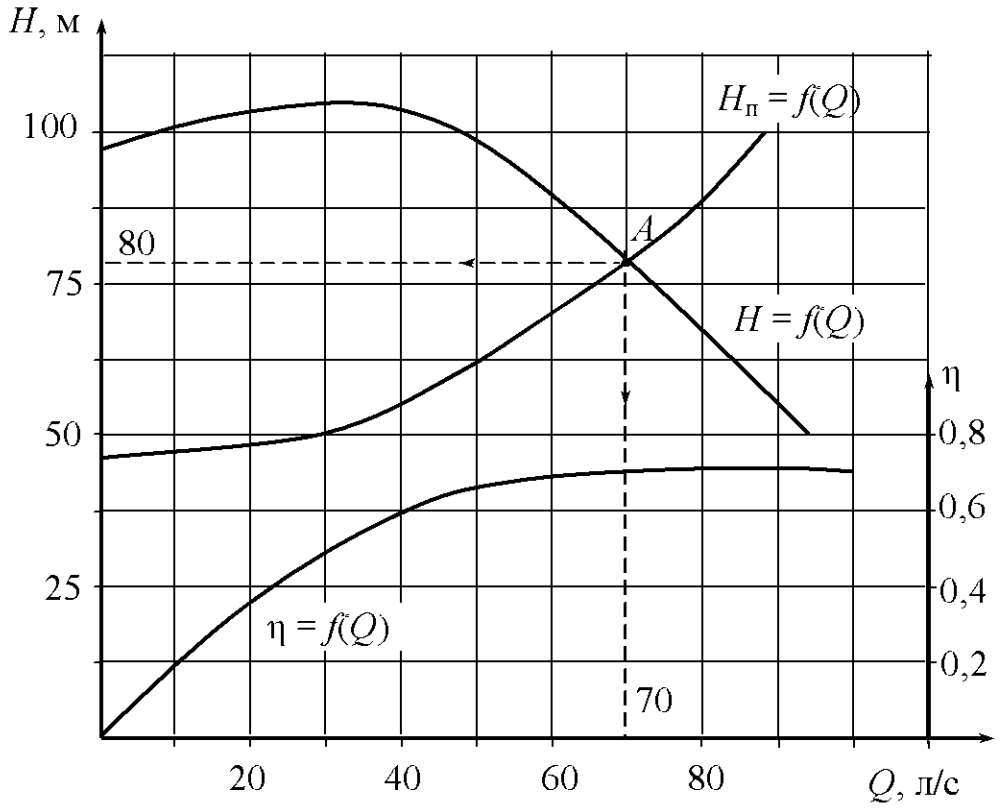


Рис. 13.20

Решение. Потребный напор насоса определяется характеристикой насосной установки

$$H_п = H_г + h_{св} + h_w.$$

Потери напора в трубопроводе

$$h_{w} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = cQ^2 .$$

Постоянная величина

$$c = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = 0{,}025 \frac{500}{0{,}15} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9{,}81} = 6820 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тогда характеристика насосной установки

$$H_{\text{п}} = 45 + 6820 Q^2 .$$

Характеристика насоса $H = f(Q)$ дана в диапазоне изменения Q от 0 до 80 л/с. Задаваясь значениями Q в этом диапазоне (расчет ведем в м^3/с), определяем значения $H_{\text{п}}$ характеристики насосной установки:

Q, м^3/с	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08
$H_{\text{п}}$, м	45,0	45,7	47,7	51,8	55,9	69,5	88,6

По полученным данным строим на характеристике насоса характеристику насосной установки и находим режимную точку A. Имеем $H = 80$ м, $Q = 70$ л/с, $\eta = 0{,}75$.

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = \rho g H Q = 10^3 \cdot 9{,}81 \cdot 80 \cdot 0{,}07 = 55 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Мощность на валу насоса

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{55 \cdot 10^3}{0{,}75} = 73{,}4 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Задача 13.4. Центробежный насос с заданной при $n = 1600$ об/мин характеристикой (рис. 13.21) перекачивает воду из резервуара с отметкой $z_1 = 3{,}0$ м в резервуар с отметкой $z_2 = 7{,}0$ м по трубам $l_1 = 15$ м, $d_1 = 100$ мм, $\sum\zeta_1 = 2$, $\lambda_1 = 0{,}025$ и $l_2 = 30{,}6$ м, $d_2 = 70$ мм, $\sum\zeta_2 = 18$, $\lambda_2 = 0{,}027$. В нижнем резервуаре вакуумметрическое давление $p_{0\text{в}} = 0{,}05 \cdot 10^5$ Па, а в верхнем резервуаре избыточное давление $p_{0\text{и}} = 0{,}15 \cdot 10^5$ Па.

Определить: 1) подачу, напор насоса и потребляемую им мощность при $n = 1600$ об/мин; 2) частоту вращения насоса, необходимую для обеспечения подачи $Q = 6$ л/с.

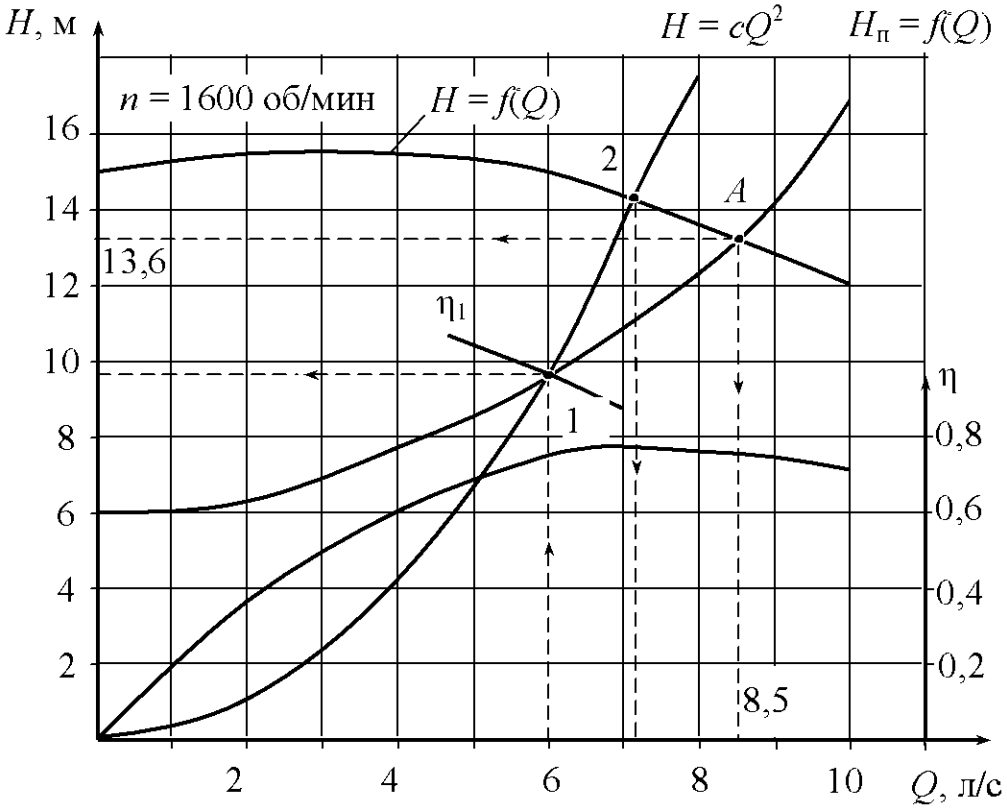


Рис. 13.21

Решение. Гидростатический напор насосной установки

$$H_{\text{с}} = H_{\text{г}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 7 - 3 + \frac{0{,}05 \cdot 10^5 + 0{,}15 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9{,}81} \approx 6 \text{ м}.$$

Потери напора во всасывающей трубе

$$h_{w1} = \left(\sum \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2g} = \left(2 + 0{,}025 \cdot \frac{15}{0{,}1} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2 \cdot 9{,}81} = 4756\, Q^2.$$

Потери напора в нагнетательной трубе

$$h_{w2} = \left(\sum \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_2^2}{4} \right)^2 2g} = \left(18 + 0{,}027 \cdot \frac{30{,}6}{0{,}07} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_2^2}{4} \right)^2 2 \cdot 9{,}81} = 102666\, Q^2.$$

Тогда характеристика насосной установки

$$H_{\text{п}} = H_{\text{с}} + \sum h_w = 6 + (4756 + 102666) Q^2 = 6 + 107422 Q^2.$$

Задаваясь значениями Q, определяем потребный напор:

Q, м^3/с	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010
$H_{\text{п}}$, м	6	6,43	7,72	9,87	12,88	16,74

По полученным данным строим характеристику насосной установки и находим рабочую точку A, для которой $H = 13{,}6$ м, $Q = 8{,}5$ л/с, $\eta = 0{,}75$.

Потребляемая мощность насоса

$$N = \rho g H Q \frac{1}{\eta} = 10^3 \cdot 9{,}81 \cdot 13{,}6 \cdot 0{,}0085 \frac{1}{0{,}75} = 1510 \text{ Вт}.$$

На характеристике насосной установки отмечаем точку 1 при $Q_1 = 6$ л/с, для этой точки $H_1 = 9{,}87$ м. Через эту точку строим параболу подобных режимов

$$H = cQ^2.$$

Постоянная

$$c = \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{9{,}87}{0{,}006^2} 274167 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Для построения параболы подобных режимов определяем $H_{\text{п}} = cQ^2$ задаваясь значениями Q

Q, м^3/с	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010
$H_{\text{п}}$, м	0	1,10	4,39	9,87	17,55	27,42

При пересечении параболы подобных режимов с характеристикой насоса при $n = 1600$ об/мин находим точку 2, для которой расход $Q_2 = 7{,}2$ л/с. Точки 1 и 2 режимные, для них справедливо соотношение

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Искомая частота вращения вала насоса, обеспечивающая подачу насоса $Q_1 = 6$ л/с,

$$n_1 = n_2 \frac{Q_1}{Q_2} = 1600 \frac{6}{7{,}2} = 1330 \text{ об/мин}.$$

Задача 13.5. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия с рабочим объемом $q = 63$ см^3, частотой вращения $n = 20$ с$^{-1}$ при давлении $p = 16$ МПа.

Решение. Идеальная подача насоса.

$$Q_т = qn = 63 \cdot 20 = 1260 \text{ см}^3/\text{с} = 1{,}26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0{,}8$, $\eta_о = 0{,}97$.

Тогда действительная подача насоса

$$Q = Q_т \eta_о = 1{,}22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 1{,}22 \cdot 10^{-3}}{0{,}8} = 24400 \text{ Вт} = 24{,}4 \text{ кВт}.$$

Принимая $e = 0{,}3d$ и $z = 9$, выразим рабочий объем:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2ez = \frac{\pi d^3}{4} 0{,}6 \cdot 9 = 5{,}4 \frac{\pi d^3}{4}.$$

Отсюда диаметр поршня

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{5{,}4}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 63}{5{,}4\pi}} = 2{,}46 \text{ см} = 24{,}6 \text{ мм}.$$

Ближайшее стандартное значение диаметра поршня $d = 25$ мм.

Эксцентриситет насоса

$$e = 0{,}3d = 0{,}3 \cdot 25 = 7{,}5 \text{ мм}$$

Диаметр направляющей статорного кольца

$$D_н = -0{,}075\sqrt[3]{q^2} + b_н\sqrt[3]{q} = -0{,}75\sqrt[3]{63^2} + 7{,}8\sqrt[3]{63} = 30 \text{ см} = 300 \text{ мм}.$$

Диаметр распределительной цапфы

$$D = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q} = -0{,}04\sqrt[3]{63^2} + 1{,}43\sqrt[3]{63} = 5{,}25 \text{ см} = 52{,}5 \text{ мм}.$$

Считая насос самовсасывающим, принимаем скорость жидкости в отверстиях цапфы $\upsilon = 3$ м/с.

Тогда площадь поперечного сечения подводящего и отводящего каналов

$$f = \frac{Q}{\upsilon} = \frac{1{,}22 \cdot 10^{-3}}{3} 0{,}407 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

При двух отверстиях в каждом канале диаметр отверстия

$$d_с = \sqrt{\frac{0{,}407 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi}} = 0{,}016 \text{ м} = 16 \text{ мм}.$$

Задача 13.6. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров, рабочим объемом $q = 160$ см^3 и частотой вращения $n = 16$ с$^{-1}$ при давлении $p = 10$ МПа.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_т = qn = 160 \cdot 16 = 2560 \text{ см}^3/\text{с} = 2{,}56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0{,}9$, $\eta_о = 0{,}97$.

Действительная подача

$$Q = Q_т \eta_о = 2{,}56 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}97 = 2{,}48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 2{,}48 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} = 27550 \text{ Вт} = 27{,}55 \text{ кВт}.$$

Из уравнения $Q_т = fhzn$ находим объем цилиндра, приняв $z = 7$:

$$fh = \frac{Q_т}{zn} = \frac{2{,}56 \cdot 10^{-3}}{7 \cdot 16} = 22{,}85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Ход поршня $h = D_б \operatorname{tg} \gamma$. Принимаем $\gamma = 20°$.

Тогда $h = D_б \operatorname{tg} 20° = 0{,}364 D_б$.

Предполагая, что 80 % длины окружности $\pi D_б$ занято цилиндрами (толщина перемычки между цилиндрами $\alpha = 0{,}2d$), получаем выражение для расчета диаметра поршня

$$d = D_б \sin \frac{0{,}8 \cdot 360}{2z} = D_б \sin \frac{0{,}8 \cdot 360}{2 \cdot 7} = 0{,}35 D_б.$$

Учитывая, что $fh = \frac{\pi d^2}{4} h = 22{,}85 \cdot 10^{-3}$ м^3, после подстановки имеем

$$\frac{\pi}{4} (0{,}35 \cdot D_б)^2 0{,}364 D_б = 22{,}85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Отсюда

$$D_б = \sqrt[3]{652{,}8 \cdot 10^{-6}} = 0{,}867 \text{ м} = 86{,}7 \text{ мм}$$

Диаметр поршня

$$d = 0{,}35 D_б = 0{,}35 \cdot 86{,}7 = 30{,}345 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d = 30$ мм.

Определяем ход поршня

$$h = D_б \operatorname{tg} \gamma = 86{,}7 \operatorname{tg} 20° = 86{,}7 \cdot 0{,}364 = 31{,}55 \text{ мм}.$$

Длина поршня

$$l = (1{,}4...1{,}8)d = 1{,}5 \cdot 30 = 45 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр блока цилиндров

$$D_н = D_б + 1{,}6d = 86{,}7 + 1{,}6 \cdot 30 = 132{,}7 \text{ мм}.$$

Задача 13.7. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и рабочим объемом $q = 63$ см^3, частотой вращения $n = 25$ с$^{-1}$ при давлении $p = 25$ МПа.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_т = qn = 63 \cdot 25 = 1575 \text{ см}^3/\text{с} = 1{,}575 \cdot 10^{-3} \text{ см}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0{,}90$; $\eta_о = 0{,}96$.

Действительная подача насоса

$$Q = Q_т \eta_о = 1{,}575 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}96 = 1{,}512 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 1{,}512 \cdot 10^{-3}}{0{,}9} = 34020 \text{ Вт} = 34{,}02 \text{ кВт}.$$

Диаметр плунжера

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_i}{\pi i}}.$$

Принимаем $z = 9$, $i = 1{,}5$.

Рабочий объем одного цилиндра

$$q_i = \frac{q}{z} = \frac{63}{9} = 7 \text{ см}^3 = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 1{,}5}} = 0{,}0181 \text{ м} = 18{,}1 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d = 18$ мм.

Приняв толщину стенки между цилиндрами $\alpha = 0{,}2d$, находим диаметр цилиндрового блока

$$D_б = \frac{1{,}2dz}{\pi} = \frac{1{,}2 \cdot 18 \cdot 9}{\pi} = 61{,}9 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_б = 62$ мм.

Из выражения для вычисления рабочего объема насоса

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{4q}{\pi D_б d^2 z} = \frac{4 \cdot 63}{\pi \cdot 6{,}2 \cdot 1{,}8^2 \cdot 9} = 0{,}444.$$

Тогда $\gamma = 24°$.

Наружный диаметр

$$D_н = D_б + 1{,}6d = 62 + 1{,}6 \cdot 18 = 90{,}8 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_н = 90$ мм.

Задача 13.8. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему шестеренного насоса с рабочим объемом $q = 16$ см^3, частотой вращения $n = 25$ с$^{-1}$ при давлении $p = 10$ МПа.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_т = qn = 16 \cdot 25 = 400 \text{ см}^3/\text{с} = 0{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0{,}89$, $\eta_о = 0{,}95$.

Тогда действительная подача насоса

$$Q = Q_т \eta_о = 0{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}95 = 0{,}356 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0.356 \cdot 10^{-3}}{0{,}89} = 4000 \text{ Вт} = 4 \text{ кВт}.$$

Для определения модуля зацепления используем выражение $q = 2\pi b m^2 (z+1)$, приняв $z = 9$ и $b = 4m$:

$$q = 2\pi \cdot 4m \cdot m^2 (9+1) = 80\pi m^3.$$

Отсюда

$$m = \sqrt[3]{\frac{q}{80\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16000}{80 \cdot 3{,}14}} = 3{,}994 \text{ мм}.$$

Принимаем значение модуля $m = 4$ мм.

Принимая некорригированный зуб с углом зацепления $\alpha = 20°$, определяем диаметр начальной окружности шестерен:

$$d_н = mz = 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр шестерен

$$d_e = m(z+2) = 4(9+2) = 44 \text{ мм}.$$

Ширина шестерен

$$b = 4m = 4 \cdot 4 = 16 \text{ мм}.$$

Шаг по начальной окружности

$$t = \frac{\pi d_{\text{н}}}{z} = \frac{3{,}14 \cdot 36}{9} = 12{,}56 \text{ мм}.$$

Задача 13.9. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему пластинчатого насоса однократного действия с рабочим объемом $q = 63$ см^3, частотой вращения $n = 20$ с$^{-1}$ при давлении $p = 6{,}3$ МПа.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_{\text{т}} = qn = 63 \cdot 20 = 1260 \text{ см}^3/\text{с} = 1{,}26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0{,}85$; $\eta_{\text{о}} = 0{,}9$.

Действительная подача насоса

$$Q = Q_{\text{т}}\eta_{\text{о}} = 1{,}26 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}9 = 1{,}13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{6{,}3 \cdot 10^6 \cdot 1{,}13 \cdot 10^{-3}}{0{,}85} = 8375 \text{ Вт} = 8{,}375 \text{ кВт}.$$

Эксцентриситет насоса

$$e_{\max} = 10^{-1} \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_0}} = 10^{-1} \cdot \sqrt[3]{\frac{63 \cdot 10^3}{0{,}9}} = \sqrt[3]{70} = 4{,}12 \text{ мм},$$

принимаем $e_{\max} = 4$ мм.

Диаметр статорного кольца

$$D = \sqrt{\frac{0{,}5q}{\eta_{\text{о}}\pi k_1 e_{\max}}} = \sqrt{\frac{0{,}5 \cdot 63 \cdot 10^3}{0{,}9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}35 \cdot 4}} = \sqrt{7961{,}8} = 89{,}2 \text{ мм},$$

принимаем $D = 90$ мм.

Из выражения $q = 2\pi Deb$ находим

$$b = \frac{q}{2\pi De} = \frac{63 \cdot 10^3}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 90 \cdot 4} = 27{,}9 \text{ мм, принимаем } b = 28 \text{ мм}.$$

Диаметр ротора

$$d = D - 2e_{\max} = 90 - 2 \cdot 4 = 82 \text{ мм}.$$

Длина пластины

$$l = 6e_{\max} = 24 \text{ мм}.$$

По геометрическим размерам, определенным предварительным расчетом, выполняется конструктивная модель насоса. Затем осуществляется уточненный гидравлический расчет и расчет деталей на прочность.

Задачи для самостоятельного решения

13.1. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке диаметром $d_1 = 60$ мм, $p_{\text{вак}} = 0{,}4 \cdot 10^5$ Па, а показание манометра, установленного на нагнетательном патрубке диаметром $d_2 = 50$ мм, $p_{\text{м}} = 5{,}8 \cdot 10^5$ Па, причем ось нагнетательного патрубка располагается на $z = 0{,}6$ м ниже центра манометра и на $z = 0{,}4$ м выше оси всасывающего патрубка. Определить КПД центробежного насоса, если бак вместимостью 2,4 м^3 заполняется при работе насоса за 9 мин, а мощность потребляемая электродвигателем $N_{\text{э}} = 5{,}0$ кВт при КПД электродвигателя $\eta_{\text{э.д}} = 0{,}93$.

13.2. На рис. 13.5 приведена характеристика центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин и диаметре рабочего колеса $D_2 = 148$ мм. Требуется рассчитать и построить характеристику $H = f(Q)$ этого насоса после обточки рабочего колеса до $D_2' = 136$ мм.

13.3. Построить зависимость КПД $\eta = f(Q)$ для центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин после обточки рабочего колеса от $D_2 = 148$ мм до $D_2' = 140$ мм (рис. 13.5).

13.4. Рассчитать и построить зависимость мощности $N = f(Q)$ центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин после обточки рабочего колеса от $D_2 = 148$ мм до $D_2' = 134$ мм (рис. 13.5).

13.5. Потребный напор насосной установки $H_{\text{п}} = 22$ м. Определить диаметр D_2' рабочего колеса, до которого необходимо обточить рабочее колесо центробежного насоса 4К-18 при условии, что $n = \text{const}$, а требуемая подача насоса $Q = 10$ л/с (рис. 13.5).

13.6. Определить мощность центробежного насоса 4К-18 (рис. 13.5), если потребный напор насосной установки $H_{\text{п}} = 20$ м, а подача насоса после обточки рабочего колеса $Q = 15$ л/с. Чему равен диаметр D_2' рабочего колеса после обточки?

13.7. Центробежный насос 4К-18 (рис. 13.5) работает с подачей $Q_1 = 20$ л/с. Дросселированием подача уменьшается до $Q_2 = 10$ л/с. Определить, как при этом изменилась мощность насоса.

13.8. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) перекачивает воду из одного резервуара в другой. Определить подачу, на-

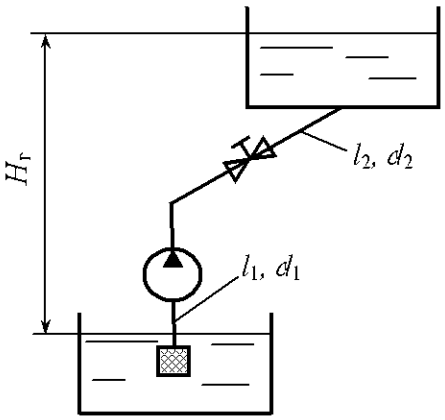


Рис. 13.22

пор и мощность насоса, если высота подъема воды $H_г = 19$ м, а размеры труб (рис. 13.22) $l_1 = 10$ м, $d_1 = 150$ мм $(\sum\zeta_1 = 2; \lambda_1 = 0{,}025)$ и $l_2 = 10$ м, $d_2 = 100$ мм $(\sum\zeta_2 = 12; \lambda_2 = 0{,}027)$.

13.9. Для условий задачи 13.8 определить, на сколько возрастет подача насоса, если напорный трубопровод диаметром $d_2 = 100$ мм заменить трубой $d = 150$ мм.

13.10. Центробежный насос перекачивает воду на высоту $H_г = 22$ м по трубопроводу длиной $l = 20$ м, диаметром $d = 150$ мм $(\sum\zeta = 14; \quad \lambda = 0{,}025)$. Определить частоту вращения вала насоса, при которой подача его уменьшится на 50 %. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.11. Центробежный насос марки 4К-18, характеристика которого приведена на рис. 13.5, перекачивает воду по трубопроводу с размерами $l = 200$ м, $d = 150$ мм $(\sum\zeta = 14; \lambda = 0{,}027)$. Определить расход воды в трубопроводе при условии, что дополнительно к первому параллельно установлен точно такой же второй насос. Высота подъема воды $H_г = 15$ м.

13.12. Два одинаковых центробежных насоса, установленные последовательно, перекачивают воду по трубопроводу с размерами $l = 200$ м, $d = 150$ мм $(\sum\zeta = 15; \lambda = 0{,}025)$. Определить высоту подъема воды при расходе в трубопроводе $Q = 20$ л/с. Характеристика центробежного насоса приведена на рис. 13.5.

13.13. На рис. 13.5 приведена характеристика центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин. Требуется рассчитать и построить характеристику $H = f(Q)$ этого насоса при $n = 2500$ об/мин.

13.14. Построить зависимость КПД $\eta = f(Q)$ для центробежного насоса при $n = 2500$ об/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.15. Рассчитать и построить зависимость мощности $N = f(Q)$ центробежного насоса при $n = 2500$ об/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.16. Потребный напор насосной установки $H_{\text{п}} = 18$ м. Определить частоту вращения вала насоса, при которой $Q = 20$ л/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.17. При изменении частоты вращения центробежного насоса 4К-18 (рис. 13.5) подача и напор насоса равны $Q_{\text{н}} = 15$ л/с, $H_{\text{н}} = 20$ м. Определить мощность насоса.

13.18. Определить суммарную мощность двух насосов марки 4К-18 (рис.13.5), работающих параллельно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе $Q = 45$ л/с.

13.19. Определить суммарную мощность двух центробежных насосов марки 4К-18 (рис. 13.5), работающих последовательно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе $Q = 25$ л/с.

13.20. Построить характеристику насосной установки, представляющую собой трубу диаметром $d = 150$ мм, длиной $l = 280$ м, если эквивалентная длина всех местных сопротивлений $l_{\text{э}} = 85$ м, а коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}03$. Какую мощность будет потреблять насос, характеристика которого приведена на рис. 13.5, при работе на данный трубопровод, если высота подъема воды составляет $H_{\text{г}} = 20$ м?

13.21. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 13.5, установленного на высоте 1000 м над уровнем моря, где атмосферное давление составляет $p_{\text{атм}} = 90$ кПа.

13.22. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) работает при высоте всасывания $h_{\text{вс}} = 4$ м. Определить наибольшую подачу насоса, допустимую по условиям всасывания им жидкости, если потери напора во всасывающей трубе $h_{\text{и/вс}} = 0{,}8$ м, диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм.

Указание. Точка пересечения кривой допустимой вакуумметрической высоты всасывания $h_{\text{в.д}}$ с кривой, выражающей вакуумметрическую высоту перед насосом в данной установке, при различных Q определяет искомую наибольшую подачу.

13.23. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса при частоте вращения рабочего колеса $n = 2500$ об/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.24. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 13.5, при перекачивании воды с температурой $t = 60\,^{\circ}\text{C}$. Давление насыщенных паров воды при $t = 60\,^{\circ}\text{C}$ $p_{\text{н.п}} = 0{,}0202$ МПа.

13.25. Определить высоту установки центробежного насоса относительно поверхности воды открытого в атмосферу расходного бака, если температура перекачиваемой воды $t = 80\ ^{\circ}\text{C}$, потери напора во всасывающем трубопроводе $h_{\text{и/вс}} = 1{,}2$ м, диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, подача насоса $Q = 25$ л/с, давление насыщенных паров воды $p_{\text{н.п}} = 0{,}0482$ МПа, характеристика центробежного насоса приведена на рис. 13.5.

13.26. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 13.5, перекачивает воду при температуре $t = 60\,^{\circ}\text{C}$ по трубопроводу диаметром $d = 100$ мм. Определить высоту установки насоса относительно поверхности воды в закрытом расходном резервуаре, в котором давление насыщенных паров $p_{\text{н.п}} = 0{,}0202$ МПа. Потери напора во всасывающем трубопроводе $h_{\text{и/вс}} = 0{,}9$ м, а подача насоса $Q = 20$ л/с.

13.27. Определить кавитационный запас центробежного насоса при следующих исходных данных: вакуумметрическое давление во всасывающем патрубке насоса $p_{\text{в}} = 0{,}4 \cdot 10^5$ Па, подача насоса $Q = 25$ л/с, диаметр всасывающего патрубка насоса $d = 100$ мм, давление насыщенных паров при температуре воды $t = 25\,^{\circ}\text{C}$ $p_{\text{н.п}} = 0{,}0032$ МПа.

13.28. Определить полный напор, который должен создавать насос при питании котла водой при температуре $t = 80\,^{\circ}\text{C}$ с избыточным давлением 1 МПа, если уровень воды в котле на 8 м выше уровня воды в открытом расходном баке. Полные потери напора в трубопроводе $h_{и} = 2{,}1$ м.

13.29. Манометр, установленный на нагнетательном патрубке насоса (рис. 13.1), показывает $15 \cdot 10^5$ Па. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке, $p_в = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па. Определить напор насоса, если: диаметры всасывающей и нагнетательной труб насоса одинаковы, температура перекачиваемой воды $t = 30\,^\circ$C, вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра $h_0 = 1{,}5$ м.

13.30. Рабочее колесо насоса, имеющее внутренний диаметр $D_1 = 80$ мм и внешний диаметр $D_2 = 148$ мм, вращается с частотой $n = 2900$ об/мин. Вода входит на лопатку под углом к касательной $\alpha_1 = 60°$ со скоростью $v_1 = 2{,}5$ м/с (рис. 13.3), а выходит с нее под углом к касательной $\alpha_2 = 20°$ и скоростью 16 м/с. Определить, как изменится теоретический напор при устройстве радиального входа воды на лопатку. Построить параллелограммы скоростей.

13.31. Определить действительный напор, создаваемый центробежным насосом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин, если диаметры рабочего колеса $D_1 = 170$ мм, $D_2 = 375$ мм, гидравлический коэффициент полезного действия $\eta_г = 0{,}85$, а коэффициент, учитывающий конечное число лопаток, $k_z = 0{,}80$. Построить параллелограммы скоростей при условии, что вода входит в рабочее колесо в радиальном направлении, а углы входа и выхода с лопатки $\beta_1 = 25°$ и $\beta_2 = 40°$. Относительные скорости на входе и выходе одинаковые.

13.32. Центробежный насос с подачей $Q = 0{,}020$ м^3/с перекачивает воду с температурой $t = 50\,^\circ$C. Манометр на нагнетательном патрубке показывает $p_м = 1{,}72$ МПа, вакуумметр на всасывающем патрубке показывает $p_в = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па. Вертикальное расстояние между манометром и точкой подсоединения вакуумметра $h_0 = 0{,}9$ м. Электродвигатель на одном валу с насосом потребляет мощность $N_э = 54$ кВт. Определить КПД насоса, если КПД электродвигателя $\eta_э = 0{,}94$.

13.33. Определить мощность на валу центробежного насоса с подачей $Q = 0{,}015$ м^3/с, если показания манометра на нагнетательном патрубке $p_м = 0{,}30$ МПа, показания вакуумметра на всасывающем патрубке

$p_{в} = 0{,}3 \cdot 10^5$ Па, а вертикальное расстояние между манометром и точкой присоединения вакуумметра равно 0,5 м. КПД насоса $\eta = 0{,}65$.

13.34. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса $p_{н} = 0{,}35$ МПа, вакуум перед насосом $h_{в} = 294$ мм рт. ст., подача $Q = 6{,}5$ л/с, крутящий момент на валу насоса $M = 41$ Н · м; частота вращения вала насоса $n = 800$ об/мин. Определить полезную мощность насоса, потребляемую мощность и КПД насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

13.35. Центробежный насос имеет рабочее колесо с семью радиальными лопатками ($\beta_2 = 90°$). При какой частоте вращения вала насоса напор насоса будет $H = 20$ м, если диаметр окружности входа рабочего колеса $D_1 = 100$ мм, а диаметр наружной окружности $D_2 = 200$ мм. Гидравлический КПД насоса $\eta_{г} = 0{,}7$.

13.36. На рис. 13.20 приведена характеристика центробежного насоса H при $n = 1450$ об/мин и кривая потребного напора $H_{п} = f(Q)$. При какой частоте вращения вала насоса подача насоса составляет $Q = 50$ л/с.

13.37. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 13.20, создает циркуляцию воды в замкнутом трубопроводе, потребный напор для которого $H_{п} = cQ^2$. Определить подачу и напор насоса, если $c = 0{,}1 \cdot 10^5$ с^2/м^5. Какими будут подача насоса и напор, если частота его вращения уменьшится в 2 раза и в 2 раза уменьшится сопротивление трубопровода?

13.38. Пластинчатый насос (рис. 13.18) имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора $D = 100$ мм, эксцентриситет $e = 10$, толщина пластин $s = 3$ мм, ширина пластин $b = 40$ мм. Определить мощность, потребляемую насосом при $n = 1450$ об/мин и давлении на выходе насоса $p = 6{,}3 \cdot 10^6$ Па. Механический КПД равен $\eta_{м} = 0{,}9$.

13.39. Определить частоту вращения ротора аксиально-поршневого насоса при следующих данных: подача насоса $Q = 15$ л/мин, давление $p = 20$ МПа, крутящий момент на валу насоса $M = 300$ Н · м, объемный и механический КПД соответственно равны $\eta_{о} = 0{,}9$, $\eta_{м} = 0{,}92$.

13.40. Центробежный насос с заданной при $n=3000$ об/мин характеристикой подает воду по шлангам размерами $l_1=5$ м, $d_1=100$ мм ($\lambda_1=0{,}025$, $\zeta_1=5$) и $l_2=45$м, $d_2=100$ мм ($\lambda_2=0{,}030$, $\zeta_2=15$) через брандспойт (сходящийся насадок) на высоту $H_c=15$м (рис. 13.23). Коэффициенты сопротивления и сжатия насадка $\zeta=0{,}08$, $\varepsilon=1$. Характеристика насоса при $n=3000$об/мин:

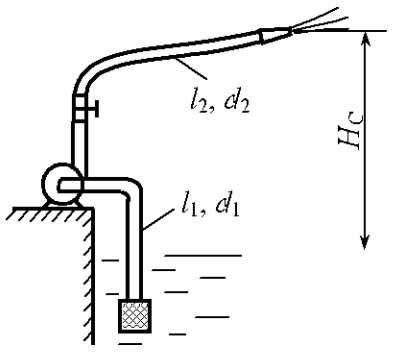


Рис. 13.23

Q, л/с	0	5	10	15	20	25	30	35
H, м	140	140	136	130	121	110	98	83
η, %	0	34	55	68	75	77	73	65

Определить подачу Q и мощность N насоса.

13.41. Центробежный насос с подачей $Q=0{,}028$м^3/с подает воду по трубопроводу диаметром $d=150$мм на высоту $H_c=35$м. Определить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом, $N=15$кВт, а суммарный коэффициент сопротивления (с учетом трения) $\sum\zeta=10$.

13.42. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) создает циркуляцию воды в замкнутом трубопроводе, для которого потребный напор $H_п=cQ^2$. При этом подача насоса $Q=25$л/с. Определить подачу насоса после обточки рабочего колеса до диаметра $D_2'=136$ мм. Диаметр колеса до обточки $D_2=148$ мм.

13.43. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.20) подает воду в трубопровод, потребный напор для которого $H_п=f(Q)$. Определить подачу и напор при параллельной работе двух насосов.

13.44. На рис. 13.20 приведена характеристика центробежного насоса H и кривая потребного напора. Дросселированием сопротивление трубопровода увеличивается на 50 %. Определить подачу насоса и потребляемую насосом мощность.

13.45. Определить мощность на валу центробежного насоса, если подача насоса $Q=7$ л/с, высота подъема $H_c=25$ м, полные потери напора $h_{м}=5$м, относительная плотность перекачиваемой жидкости $\delta=1{,}05$.

13.46. Центробежный насос системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания работает с подачей $Q = 6$ л/с и с напором $H = 7$ м при частоте вращения $n_1 = 70$ с$^{-1}$. Определить потребляемую насосом мощность при увеличении частоты вращения до $n_2 = 120$ с$^{-1}$, если КПД насоса $\eta = 0{,}7$, а охлаждающая жидкость – тосол А-40, относительная плотность которой $\delta = 1{,}08$.

13.47. Центробежный насос с подачей $Q = 28$ л/с подает воду из колодца в напорный бак по трубе диаметром $d = 150$ мм. Определить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом, $N = 14$ кВт, высота подъема воды $H_г = 32$ м, а суммарный коэффициент сопротивления с учетом трения $\sum\zeta = 10{,}5$.

13.48. Центробежный насос подает воду на высоту $H_г = 25$ м. Определить мощность, потребляемую из электросети электродвигателем, непосредственно соединенным с насосом, при условии подача насоса $Q = 7$ л/с, потери напора в трубопроводе $h_w = 6$ м; КПД насоса и электродвигателя соответственно равны $\eta = 0{,}7$ и $\eta_д = 0{,}95$.

13.49. Определить предельную теоретическую высоту всасывания центробежного насоса с подачей $Q = 17$ л/с без учета запаса на кавитацию при температуре воды $t = 80\,^{\circ}$C и барометрическом давлении $p_{атм} = 760$ мм рт. ст. Диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, а суммарный коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода $\sum\zeta = 8{,}5$.

13.50. Центробежный насос с подачей $Q = 28$ л/с и напором $H = 70$ м установлен на высоте 1000 м над уровнем моря. Определить предельную высоту всасывания при температуре воды $t = 50\,^{\circ}$C, обеспечивающую отсутствие кавитации, если диаметр всасывающего трубопровода $d = 125$ мм, его длина $l = 10$ м, а эквивалентная длина местных сопротивлений $l_э = 13{,}5$ м. Коэффициент трения принять равным $\lambda = 0{,}028$.

13.51. Центробежный насос, потребляющий мощность 39 кВт при КПД $\eta = 0{,}85$, поднимает воду на высоту $H_г = 100$ м по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм и длиной $l = 120$ м. Определить подачу насоса, приняв коэффициент сопротивления трения трубопровода $\lambda = 0{,}03$ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum\zeta = 12$.

13.52. Определить подачу насоса и его КПД при подаче воды в резервуар на высоту $H_г = 16$ м по трубопроводу диаметром $d = 75$ мм, длиной $L = 140$ м, если эквивалентная длина местных сопротивлений $l_э = 60$ м, а коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}028$. Характеристика насоса:

Q, л/с	0	2	4	6	8	10	12	14
H, м	34	35	35,5	35,5	34	33	31	28
η, %	0	23	41	53	62	67,5	70	72

13.53. Центробежный насос подает воду по трубопроводу диаметром $d = 100$ мм и длиной $l = 85$ м с коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0{,}03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum\zeta = 28$. Определить подачу насоса и полезную мощность, если напор, создаваемый насосом, $H = 35$ м при гидростатическом напоре $H_с = 16$ м.

13.54. Центробежный насос с подачей $Q = 0{,}6$ м^3/с перекачивает воду по горизонтальному трубопроводу длиной $l = 6$ км и диаметром $d = 500$ мм. Определить мощность насоса, учитывая только потери трения по длине ($\lambda = 0{,}014$).

13.55. Центробежный насос перекачивает воду из открытого резервуара в резервуар с избыточным давлением на поверхности $p_2 = 120$ кПа. Определить подачу, напор и мощность насоса, если манометр, установленный на выходе из него, показывает $p_м = 240$ кПа. При этом геометрическая высота подъема воды $H_г = 12$ м при высоте всасывания $h_{вс} = 2$ м. Всасывающий и нагнетательный трубопроводы имеют длины $l_{вс} = 6$ м и $l_н = 60$ м и диаметры $d_{вс} = 100$ мм и $d_н = 80$ мм. При расчете принять $\lambda_{вс} = 0{,}025$, $\lambda_н = 0{,}027$, $\sum\zeta_{вс} = 7$ и $\sum\zeta_н = 8$.

13.56. Центробежный насос с подачей $Q = 40$ л /с откачивает воду из колодца, уровень воды в котором ниже оси насоса на 5 м. Определить диаметр всасывающей трубы $d_{вс}$, при котором вакуумметрическая высота при входе в насос не превосходит 7 м. Длина всасывающей трубы $l_{вс} = 8$ м, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}03$, а суммарный коэффициент местных потерь $\sum\zeta_{вс} = 5{,}4$.

13.57. Определить мощность на валу насоса, необходимую при подаче воды в бак на высоту 6 м по трубопроводу диаметром $d = 100$ мм, дли-

ной $l = 16$ м, если суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum\zeta = 8{,}0$, а коэффициент трения $\lambda = 0{,}03$. Характеристика насоса:

Q, л/с	0	5	10	15	20	25	30	35	40
H, м	16,5	17	17,5	18	17,5	17	16	15	13
η, %	0	20	30	45	50	55	55,5	55	50

13.58. Определить подачу и КПД центробежного насоса, который подает воду по трубопроводу диаметром $d = 200$ мм, длиной $l = 1000$ м с эквивалентной длиной всех местных сопротивлений $l_э = 320$ м, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}028$. Гидростатический напор, создаваемый насосом $H_с = 37$ м. Характеристика насоса:

Q, л/с	0	40	80	120	160	200
H, м	62,5	63	63	62,5	61	60
η, %	0	20	34	47	56	60

13.59. Определить, как изменится подача центробежного насоса при изменении частоты вращения с $n_1 = 950$ мин$^{-1}$ до $n_2 = 1450$ мин$^{-1}$. Характеристика потребного напора $H_п = 40 + 25000Q^2$. Характеристика насоса при $n_1 = 950$ мин$^{-1}$:

Q, л/с	0	20	40	60	80
H, м	70	80	80	68	45

13.60. При какой частоте вращения вала насос будет иметь подачу $Q = 30$ л/с? Характеристика потребного напора $H_п = 10 + 8000Q^2$. Характеристика насоса при частоте вращения $n = 1450$ мин$^{-1}$:

Q, л/с	0	10	20	30	40
H, м	38	40	39,5	37,5	33

14. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Общие сведения

Гидравлический привод (гидропривод) – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством рабочей жидкости (гидравлической энергии).

Блок-схема гидропривода приведена на рис. 14.1 Гидравлическая энергия генерируется насосом Н и преобразуется гидродвигателем ГД в механическую энергию. Устройства управления УУ предназначены для изменения параметров потока в гидролиниях, а также в насосах и гидродвигателях. Гидропривод представляет собой «гидравлическую вставку» между приводным двигателем ЭД (электродвигателем) и нагрузкой М (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (ременная, цепная или зубчатая, редуктор, кривошипно-шатунный механизм).

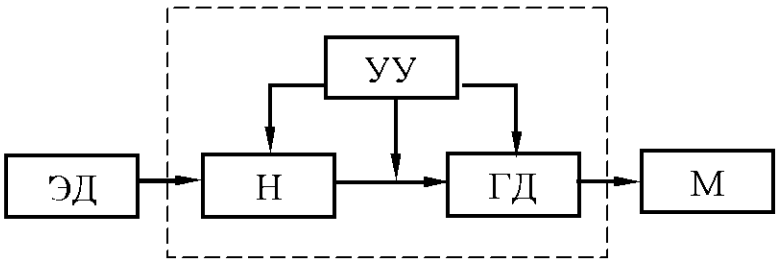


Рис. 14.1

Приводом насоса могут быть электрический, карбюраторный, дизельный и другие двигатели, обеспечивающие необходимую приводную мощность и число оборотов вала насоса.

Гидропривод, в состав которого входит объемная гидромашина, а рабочая жидкость находится под давлением, называется объемным (ОГП).

Основные элементы гидропрпвода. В общем случае в состав гидропривода входят гидропередача, устройства управления, вспомогательные устройства и гидравлические линии.

Гидропередача состоит из насоса (преобразователя механической энергии в энергию жидкости), гидродвигателя (преобразователя энергии потока жидкости в механическую энергию).

К устройствам управления относят гидроаппараты для регулирования параметров рабочей жидкости (давления и расходы) и изменения направления потока жидкости в гидролиниях: гидрораспределители, гидроклапаны, гидродроссели и другие аппараты.

Вспомогательные устройства обеспечивают работу гидропривода во время эксплуатации. К ним относят кондиционеры рабочей жидкости (гидроемкости, теплообменники, гидроочистители), гидравлические реле времени.

Гидролинии служат для прохождения рабочей жидкости и соединения элементов гидропривода в единую гидросистему. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, гибкие рукава, колена, тройники, каналы сверления в гидропанелях.

Рассмотрим принцип действия схемы гидропривода, изображенной на рис. 14.2.

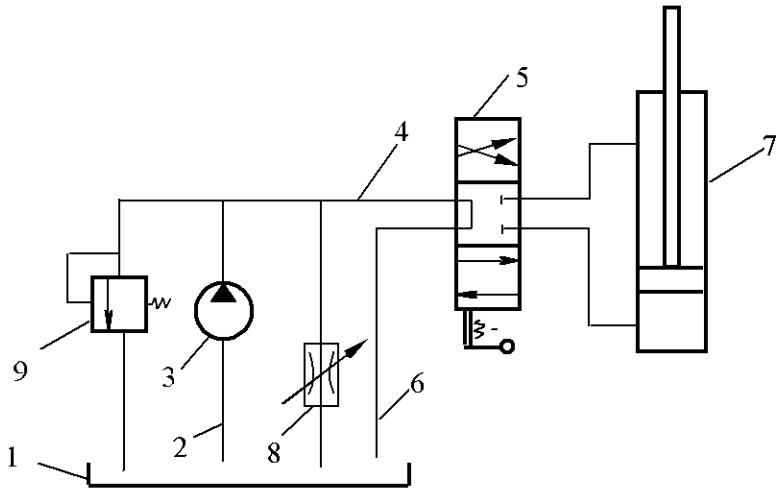


Рис. 14.2

Рабочая жидкость из бака 1 через всасывающую гидролинию 2 насосом 3 подается через напорную линию 4 в распределитель 5. При нейтральном положении распределительного элемента (золотника) рабочая жидкость по сливной линии 6 попадает в бак, т.е. насос работает вхолостую. Шток гидроцилиндра неподвижен, так как запорным элементом распределителя рабочая жидкость закрыта в штоковой и бесштоковой полостях.

При смещении золотника распределителя 5 вниз жидкость от насоса через распределитель поступает в бесштоковую полость гидроцилиндра 7. Из штоковой полости жидкость сливается в бак. Поршень при этом движется вверх. При смещении золотника вверх жидкость от насоса попадает

в штоковую полость гидроцилиндра, а из бесштоковой сливается в бак. Шток при этом перемещается вниз.

Скорость движения штока гидроцилиндра регулируют изменением проходного сечения дросселя 8, изменяя величину подачи насоса. Предохранительный клапан 9 предназначен для защиты гидропривода от резкого повышения давления в системе, превышающего номинальное давление насоса.

Гидродвигатели. Это устройства преобразования гидравлической энергии в механическую. Существуют гидродвигатели вращательного, поступательного и поворотного движения.

Гидродвигатель поступательного движения называется гидравлическим цилиндром, вращательного полноповоротного движения – гидромотором.

Расход рабочей жидкости в гидромоторе определяется по формуле

$$Q = \frac{q_{\text{м}} n_{\text{м}}}{\eta_{\text{мо}}}, \qquad (14.1)$$

где $q_{\text{м}}$ – рабочий объем гидромотора; $n_{\text{м}}$ – частота вращения вала гидромотора; $\eta_{\text{м.о}}$ – объемный КПД гидромотора.

Перепад давления в гидромоторе определяется зависимостью

$$\Delta p = \frac{2\pi M}{q_{\text{м}} \eta_{\text{м.м}}}, \qquad (14.2)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора; $\eta_{\text{м.м}}$ – механический КПД гидромотора.

Коэффициент полезного действия гидромотора определяется отношением полезной мощности гидромотора к подведенной (затраченной):

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{м.п}}}{N_{\text{м}}}, \qquad (14.3)$$

где $N_{\text{м.п}} = M\omega_{\text{м}} = M 2\pi n_{\text{м}}$.

КПД гидромотора можно определить также по формуле

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м.м}} \eta_{\text{м.о}} \eta_{\text{м.г}}, \qquad (14.4)$$

где $\eta_{\text{м.г}}$ – гидравлический КПД гидромотора.

Уравнение равновесия поршня в гидравлическом цилиндре (без учета сил инерции) можно представить в виде

$$p_1\omega_1 = p_2\omega_2 \pm R \pm F, \qquad (14.5)$$

где p_1, p_2 – давление соответственно в бесштоковой полости гидроцилиндра и штоковой; ω_1, ω_2 – площади поршня соответственно в бесштоковой и штоковой полостях; R – нагрузка на шток гидроцилиндра; F – суммарная сила трения штока и поршня,

$$F = F_1 + F_2,$$

F_1 – сила трения поршня, $F_1 = \mu_1 \pi d D b_1 (p_1 - p_2)$ – при толкающем штоке, $F_1 = \mu_1 \pi D b_1 (p_2 - p_1)$ – при тянущем штоке (μ_1 – коэффициент трения материала уплотнения о стенки цилиндра, при трении резины о сталь $\mu_1 = 0{,}1$, b_1 – ширина уплотнения поршня); $F_2 = \mu_2 \pi b_2 p_2$ (μ_2 – коэффициент трения материала уплотнения о шток; b_2 – ширина уплотнения штока); D – диаметр поршня; d – диаметр штока.

Гидравлические дроссели. Дроссель в гидроприводе представляет собой регулируемое (или нерегулируемое) местное сопротивление, площадь проходного отверстия которого можно изменять в процессе работы, изменяя тем самым расход жидкости. Существуют различные конструктивные исполнения дросселей: игольчатые, щелевые и втулочные.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле

$$Q_{\text{др}} = \mu_{\text{др}} \omega_{\text{др}} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\text{др}}}{\rho g}}, \qquad (14.6)$$

где $\mu_{\text{др}}$ – коэффициент расхода через дроссель (для щелевых и втулочных $\mu_{\text{др}} = 0{,}64...0{,}7$, для игольчатых $\mu_{\text{др}} = 0{,}75...0{,}8$); $\omega_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения отверстия; $\Delta p_{\text{др}}$ – перепад давления в дросселе; g – ускорение свободного падения.

Определенпе КПД гпдропрпвода. Полный КПД гидропривода поступательного движения определяется по формуле

$$\eta = \eta_{\text{н}} \eta_{\text{с}} \eta_{\text{ц}} \qquad (14.7)$$

или

$$\eta = \frac{P \upsilon \eta_{\text{н}}}{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}, \qquad (14.8)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса; $\eta_{\text{с}}$ – КПД гидросистемы без учета объемных потерь, $\eta_{\text{с}} = \left(p_{\text{н}} - \sum \Delta p\right) / p_{\text{н}}$; $p_{\text{н}}$ – давление насоса (рабочее); Δp – потери давления в гидросистеме; $\eta_{\text{ц}}$ – КПД гидроцилиндра; $P = R$ – усилие (нагрузка) на шток; υ – скорость движения штока при рабочем ходе.

Полный КПД гидропривода вращательного движения определяется как произведение КПД насоса, мотора и гидросистемы:

$$\eta = \eta_{н}\eta_{м}\eta_{с} \qquad (14.9)$$

или

$$\eta = \frac{M\,2\pi n_{м}\eta_{н}}{p_{н}Q_{н}}. \qquad (14.10)$$

Пример решения задачи

Задача. Определить необходимую подачу насоса и коэффициент полезного действия (КПД) гидравлического привода, схема которого изображена на рис. 14.3. КПД насоса $\eta_{н} = 0{,}74$, рабочий объем гидромотора $q_{м} = 63\cdot10^{-6}\,м^3$, частота вращения вала $n_{м} = 12\,с^{-1}$, крутящий момент на валу гидромотора $M_{н} = 50$ Н·м. КПД гидромотора: механический $\eta_{м.м} = 0{,}82$, объемный $\eta_{м.о} = 0{,}91$. Потери (перепад) давления в распределителе $\Delta p_{р} = 0{,}15$ МПа. Длина гидролиний (общая) $l = 7$ м, диаметр труб $d = 0{,}02$ м. Коэффициент местного сопротивления поворота трубы (колена) $\zeta = 0{,}2$, количество поворотов $m = 6$. Коэффициент трения $\lambda = 0{,}035$. Плотность рабочей жидкости $\rho_{м} = 780\,кг/м^3$.

Решение. Подача насоса, без учета утечек, должна быть равна расходу через гидромотор, который определяем по выражению

$$Q_{н} = Q_{м} = \frac{q_{м}n_{м}}{\eta_{м.о}} = \frac{63\cdot10^{-6}\cdot12}{0{,}91} = 0{,}83\cdot10^{-3}\ м^3/с.$$

Потери давления в гидролиниях определяем по формуле

$$\Delta p_{с} = \rho_{м}\left(\lambda\frac{l}{d} + \sum\zeta\right)\frac{Q^2}{2\omega^2} =$$

$$= 780\left(0{,}035\frac{7}{0{,}02} + 1{,}2\right)\frac{\left(0{,}83\cdot10^{-3}\right)^2}{2\dfrac{3{,}14^2\cdot0{,}02^4}{16}} = 36650\,Па = 0{,}037\ МПа$$

Перепад давления в гидромоторе

$$\Delta p_{м} = \frac{2\pi M_{м}}{q_{м}\eta_{мм}} = \frac{2\cdot3{,}14\cdot50}{63\cdot10^{-6}\cdot0{,}82} = 6{,}078\cdot10^{6}\,Па = 6{,}1\ МПа.$$

Необходимое давление насоса

$$p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{с}} = 6{,}1 + 2 \cdot 0{,}15 + 0{,}037 = 6{,}437 \text{ МПа} \approx 6{,}44 \text{ МПа}.$$

КПД гидропривода

$$\eta = \frac{M_{\text{н}} \omega \eta_{\text{н}}}{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}} = \frac{50 \cdot 6{,}28 \cdot 12 \cdot 0{,}74}{6{,}44 \cdot 10^{6} \cdot 0{,}83 \cdot 10^{-3}} = 0{,}53.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 14.1. Определить момент $M_{\text{м}}$, развиваемый гидромотором, полезную мощность $N_{\text{п}}$ и частоту вращения $n_{\text{м}}$ вала гидромотора, если давление насоса равно $p_{\text{н}}$, перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{\text{м}}$, подача насоса $Q_{\text{н}}$, рабочий объем гидромотора $q_{\text{м}}$. Схема гидропривода представлена на рис. 14.3. Механический и объемный КПД гидромотора соответственно $\eta_{\text{м.м}} = 0{,}9$, $\eta_{\text{м.о}} = 0{,}92$. Потери напора в гидролиниях не учитывать. Плотность рабочей жидкости $\rho_{\text{м}}$. Площадь проходного отверстия дросселя $\omega_{\text{др}}$, коэффициент расхода дросселя $\mu_{\text{др}}$.

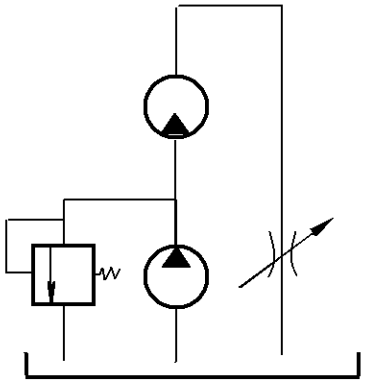


Рис. 14.3

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{н}}$	$\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	0,58	0,2	0,3	0,42	1,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,7
$p_{\text{н}}$	МПа	6,3	4,0	5,0	5,5	6,5	6,6	6,0	6,3	4,5	5,5
$\Delta p_{\text{м}}$	МПа	6,0	3,8	4,8	5,2	6,2	6,2	5,8	5,9	4,1	5,1
$q_{\text{м}}$	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	70	35	40	35	30	70	18	25	35	70
$\rho_{\text{м}}$	$\text{кг}/\text{м}^3$	750	800	850	700	750	800	850	750	800	850
$\omega_{\text{д}}$	$\text{м}^2 \cdot 10^{-6}$	30	10	16	20	65	60	25	15	20	50
$\mu_{\text{д}}$	–	0,70	0,60	0,75	0,65	0,70	0,68	0,65	0,60	0,70	0,65

Задача 14.2. Определить необходимую подачу насоса и КПД гидропривода (схема на рис. 14.4), если КПД насоса $\eta_{\text{н}}$, рабочий объем гидромотора $q_{\text{м}}$, частота вращения вала гидромотора $n_{\text{м}}$, крутящий момент на

валу гидромотора $M_м$, механический КПД гидромотора $\eta_{м.м} = 0{,}8$, объемный КПД гидромотора $\eta_{м.о} = 0{,}90$. Потери давления в распределителе $\Delta p_р = 0{,}25$ МПа. Длина гидролиний l, внутренний диаметр линии d, количество поворотов m, коэффициент местного сопротивления одного поворота $\zeta = 0{,}2$, коэффициент трения $\lambda = 0{,}03$. Плотность рабочей жидкости $\rho_м$.

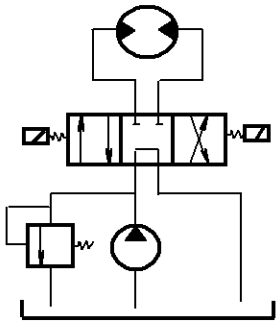


Рис. 14.4

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_н$	–	0,7	0,75	0,78	0,72	0,75	0,70	0,77	0,79	0,70	0,72
$q_м$	$м^3 \cdot 10^{-6}$	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
$n_м$	$с^{-1}$	10	8	7	6	5	4	3	4	3	4
$M_м$	Н · м	100	80	60	50	40	30	25	20	15	10
l	м	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9
d	м	0,025	0,02	0,02	0,025	0,02	0,25	0,2	0,2	0,15	0,15
m	–	4	6	4	6	4	6	8	4	6	8
$\rho_м$	$кг/м^3$	900	850	800	750	950	850	800	750	800	850

Задача 14.3. Определить частоту вращения $n_м$ вала гидромотора, перепад давления на гидромоторе $\Delta p_м$, полезную мощность на валу гидромотора, если момент на валу гидромотора равен $M_м$, давление насоса $p_н$, подача насоса $Q_н$, рабочий объем гидромотора $q_м$ (см. схему гидропривода на рис. 14.3). Площадь проходного отверстия дросселя $\omega_{др}$, коэффициент расхода через дроссель $\mu_{др}$. Механический и объемный КПД насоса и гидромотора соответственно равны: $\eta_{н.м} = 0{,}85$, $\eta_{н.о} = 0{,}72$; $\eta_{м.м} = 0{,}9$, $\eta_{м.о} = 0{,}92$. Потери напора в гидролиниях не учитывать. Плотность рабочей жидкости $\rho_м$.

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_н$	$м^3/с \cdot 10^{-3}$	0,58	0,2	0,3	0,42	1,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,7
$p_н$	МПа	6,3	4,0	5,0	5,5	6,5	6,6	6,0	6,3	4,5	5,5

Продолжение таблицы

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$q_м$	$м^3 \cdot 10^{-6}$	70	35	40	35	30	70	18	25	35	70
$M_м$	Н·м	60	19	27,5	26	27	62	15	21	20	51
$\omega_{др}$	$м^2 \cdot 10^{-6}$	30	10	16	20	65	60	25	15	20	50
$\rho_м$	$кг/м^3$	750	800	850	700	750	800	850	750	800	850
$\mu_{др}$	–	0,70	0,60	0,75	0,65	0,70	0,68	0,65	0,60	0,70	0,65

Задача 14.4. На рис. 14.5 приведена схема нерегулируемого объемного гидропривода вращательного движения. Известны: подача насоса $Q_н$, номинальное давление насоса $p_н$, КПД насоса $\eta_н$, рабочий объем гидромотора $q_м$, механический КПД гидромотора $\eta_{м.м}$, объемный $\eta_{м.о}$; потери давления в распределителе $\Delta p_р$, в фильтре $\Delta p_ф$; общая длина l и диаметр d гидролиний; сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum\zeta$; температура рабочей жидкости $T = 50\,^{\circ}C$; рабочая жидкость – И-20А ($\rho = 900\,кг/м^3$, $\nu_{50} = 20 \cdot 10^{-6}\,м^2/с$).

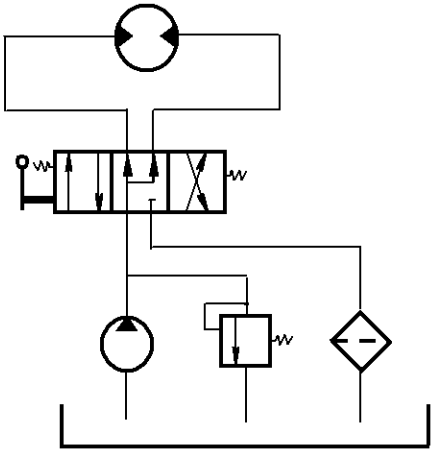


Рис. 14.5

Требуется определить: 1) перепад давления на гидромоторе $\Delta p_м$; 2) крутящий момент на валу гидромотора $M_{м.к}$; 3) частоту вращения вала гидромотора $n_м$; 4) КПД гидропривода.

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_н$	$м^3/с \cdot 10^{-3}$	0,17	0,53	0,78	1,12	1,2	1,1	0,8	0,5	0,17	1,2
$p_н$	МПа	10	12	11	14	15	16	10	11	10	6,3
$\eta_н$	–	0,85	0,87	0,85	0,87	0,88	0,89	0,86	0,85	0,84	0,83
$q_м$	$м^3 \cdot 10^{-6}$	9	32	71	140	250	160	40	71	18	180
$\eta_{м.о}$	–	0,9	0,92	0,91	0,88	0,86	0,90	0,88	0,91	0,92	0,90

Продолжение таблицы

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_{м.м}$	–	0,80	0,82	0,78	0,82	0,80	0,82	0,82	0,80	0,81	0,78
$\Delta p_р$	МПа	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1
$\Delta p_ф$	МПа	0,1	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2	0,15	0,1	0,1	0,1
l	м	6	7	5	4	3	6	7	3	4	5
d	м	7	10	12	18	20	18	15	12	10	20
$\sum\zeta$	–	2	3	4	5	5	5	4	3	2	5

Задача 14.5. На рис. 14.6 приведена гидравлическая схема объемного гидропривода вращательного движения с дроссельным регулированием. Известны: рабочий объем гидромотора $q_м$; механический $\eta_{м.м}$ и объемный $\eta_{м.о}$ КПД гидромотора; крутящий момент на валу гидромотора $M_{м.к}$; рабочий объем насоса $q_н$; объемный КПД насоса $\eta_{н.о} = 0{,}9$, КПД насоса $\eta_н = 0{,}85$; частота вращения вала насоса $n_н = 16\,с^{-1}$; потери давления в распределителе $\Delta p_р$, дросселе $\Delta p_{др}$, фильтре $\Delta p_ф$. Переливной клапан отрегулирован на давление $p_{п.к} = 8$ МПа.

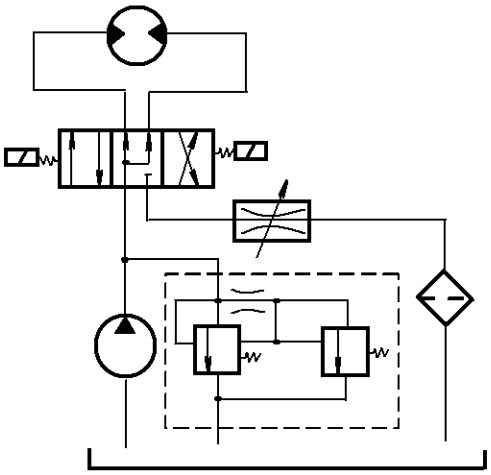


Рис. 14.6

Требуется определить: 1) расход в гидромоторе $Q_м$; 2) частоту вращения вала гидромотора $n_м$; 3) подачу насоса $Q_н$; 4) потребляемую гидроприводом мощность; 5) КПД гидропривода.

При решении задачи потери давления в гидролиниях не учитывать.

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$q_м$	$см^3$	9	18	36	72	144	288	3	9	16	32
$\eta_{м.м}$	–	0,85	0,87	0,88	0,89	0,91	0,91	0,80	0,82	0,85	0,86
$M_{м.к}$	Н · м	6	12,5	25	50	100	200	4	12	21	42
$q_н$	$см^3$	10	32	46	67	98	98	10	10	32	32

Продолжение таблицы

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_{м.о}$	–	0,90	0,92	0,90	0,91	0,92	0,92	0,87	0,88	0,88	0,89
$\Delta p_{р}$	МПа	0,15	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,15	0,15	0,2	0,2
$\Delta p_{др}$	МПа	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta p_{ф}$	МПа	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,1	0,1	0,2	0,2

Задача 14.6. Принципиальная схема нерегулируемого объемного гидропривода поступательного движения приведена на рис. 14.7. Известны: диаметр гидравлического цилиндра $D_{ц} = 100$ мм; диаметр штока $d_{ш} = 50$ мм; ход поршня $S = 450$ мм; усилие на штоке при рабочем ходе P; сила трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра $F_{т}$; частота рабочих циклов (число циклов в секунду) i; потери давления в распределителе $\Delta p_{р}$, в фильтре $\Delta p_{ф}$.

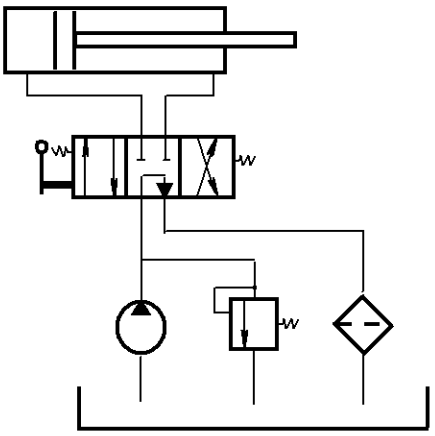


Рис. 14.7

Определить: 1) подачу насоса $Q_{н}$; 2) скорость движения штока при рабочем $\upsilon_{р.х}$ и холостом $\upsilon_{х.х}$ ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра); 3) давление насоса при рабочем ходе поршня $p_{н.р}$; 4) давление насоса при холостом ходе поршня $p_{н.х}$ (при холостом ходе считать $p = 0$); 5) КПД гидропривода при рабочем ходе $\eta_{р}$ (КПД насоса принять равным 0,8).

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P	кН	12	25	30	50	40	35	25	12	50	50
$F_{т}$	кН	1,0	2,5	3,0	5,0	4,0	3,5	2,5	1,2	5,0	4,0
i	1/с	0,075	0,0725	0,031	0,105	0,105	0,096	0,15	0,15	0,14	0,2
$\Delta p_{р}$	МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta p_{ф}$	МПа	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1

Задача 14.7. Диаметр гидравлического цилиндра D, диаметр штока d. При рабочем ходе штока давление в бесштоковой полости цилиндра $p_б$, а в штоковой полости $p_ш = 0{,}5$ МПа. Уплотнение штока и поршня выполнено шевронными резиновыми манжетами (ширина уплотнения штока $b_ш = 15$ мм, ширина уплотнения поршня $b_п = 30$ мм). Схема гидравлического цилиндра представлена на рис. 14.8.

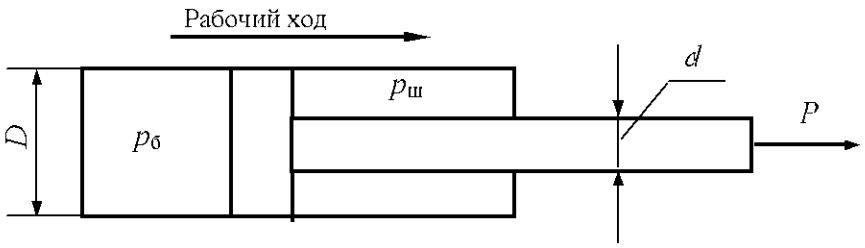


Рис. 14.8

Требуется определить: 1) силу трения в уплотнениях поршня $F_п$ и штока $F_ш$ при рабочем ходе; 2) усилие на штоке P; 3) КПД гидроцилиндра при рабочем ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра).

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D	мм	25	32	36	40	45	50	50	80	100	100
d	мм	12	16	18	20	22	25	32	40	50	60
$p_б$	МПа	16	14	12	10	12	14	16	14	12	10