

Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.»

Кафедра «Технология и оборудование химических, нефтегазовых
и пищевых производств»

ГИДРАВЛИКА И НЕФТЕГАЗОВАЯ ГИДРОМЕХАНИКА

Методические указания к практическим занятиям
для студентов направления

21.03.01 «Нефтегазовое дело»

всех форм обучения

Энгельс 2024

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОМЫСЛОВЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Классификация трубопроводов

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

Простые трубопроводы не имеют ответвлений и состоят из труб одинакового диаметра, выполненных из одного материала. Они могут соединяться между собой как последовательно (простой трубопровод переменного сечения), так и параллельно.

Трубопровод, содержащий как последовательные, так и параллельные соединения труб, называется *сложным*.

Жидкость движется по трубопроводу благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Эта разность энергий достигается тем или иным способом: работой насоса, давлением газа или благодаря разности уровней жидкости.

В общем случае при расчете трубопровода определению подлежат диаметр трубопровода и напор в его начальном сечении.

Простой трубопровод постоянного сечения

Жидкость по трубопроводу движется благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад уровней энергии может создаваться несколькими способами: работой насоса, разностью уровней жидкости, давлением газа.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рис. 1), имеет общую длину l и диаметр d , а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан). В начальном сечении трубопровода 1-1 геометрическая высота равна z_1 и избыточное давление P_1 , а в конечном сечении 2-2 - соответственно z_2 и P_2 . Скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v .

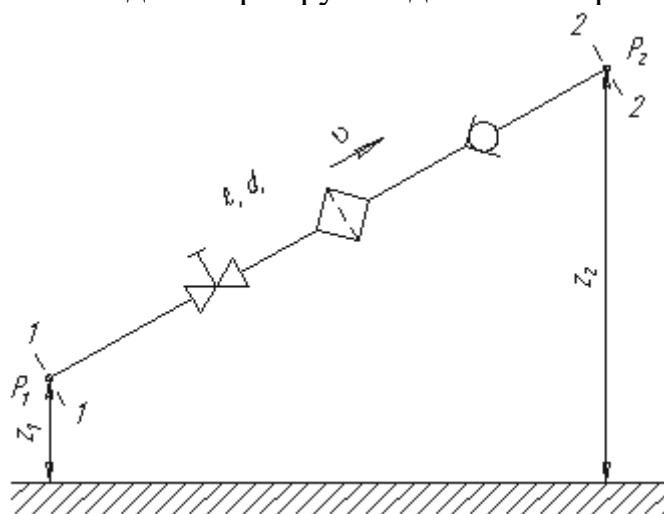


Рис. 1. Схема простого трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и $\alpha_1 = \alpha_2$, то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

или

$$\frac{P_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем *потребным напором* $H_{номр}$. Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют *располагаемым напором* $H_{расп}$. Такой напор складывается из геометрической высоты $H_{номр}$, на которую поднимается жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе.

Назовем сумму первых двух слагаемых *статическим напором*, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту

$$H_{см} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$$

а последнее слагаемое $\sum h$ - как степенную функцию расхода

$$\sum h = KQ^m$$

тогда

$$H_{номр} = H_{см} + KQ^m$$

где K - величина, называемая сопротивлением трубопровода;

Q - расход жидкости;

m - показатель степени, который имеет разные значения в зависимости от режима течения.

Для ламинарного течения при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами сопротивление трубопровода равно

$$K = \frac{128\nu l_{расч}}{\pi g d^4} \quad \text{и} \quad m = 1$$

где $l_{расч} = l + l_{экв}$.

Численные значения эквивалентных длин $l_{экв}$ для различных местных сопротивлений обычно находят опытным путем.

Для турбулентного течения, используя формулу Вейсбаха-Дарси, и выражая в ней скорость через расход, получаем

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{l}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2$$

По этим формулам можно построить кривую потребного напора в зависимости от расхода. Чем больше расход Q , который необходимо обеспечить в трубопроводе, тем больше требуется потребный напор $H_{номр}$. При ламинарном течении эта кривая изображается прямой линией (рис. 2, а), при турбулентном - параболой с показателем степени равном двум (рис. 2, б).

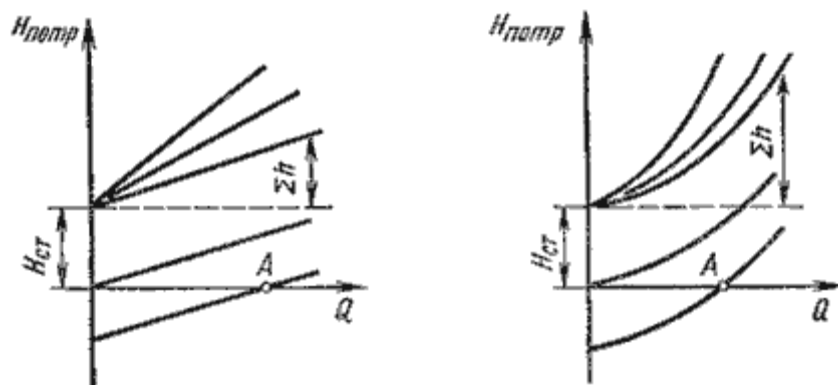


Рис. 2. Зависимости потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе

Крутизна кривых потребного напора зависит от сопротивления трубопровода K и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений.

Величина статического напора $H_{ст}$ положительна в том случае, когда жидкость движется вверх или в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении в полость с пониженным давлением. Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс (точка A) определяет расход при движении жидкости самотеком. Потребный напор в этом случае равен нулю.

Иногда вместо кривых потребного напора удобнее пользоваться характеристиками трубопровода.

Характеристикой трубопровода называется зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\Sigma h = f(Q)$$

Соединения простых трубопроводов

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединение может быть *последовательным* или *параллельным*.

Последовательное соединение. Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их последовательно (рис. 3, а).

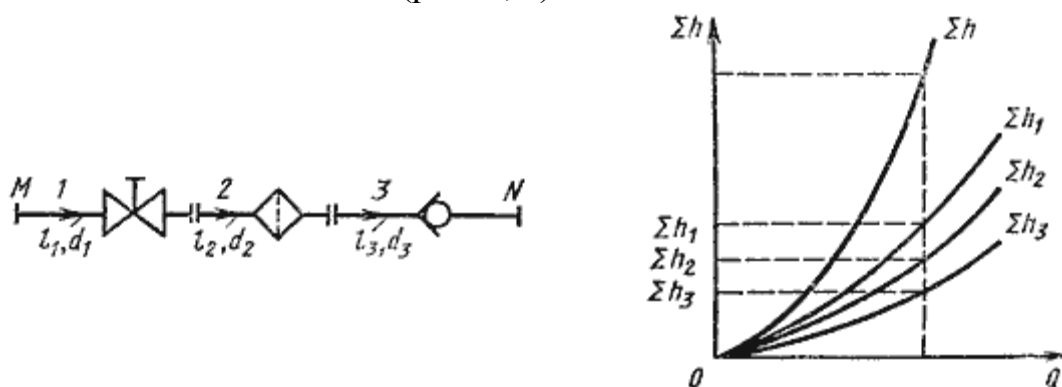


Рис. 3. Последовательное соединение трубопроводов

При подаче жидкости по такому составному трубопроводу от точки M к точке N расход жидкости Q во всех последовательно соединенных трубах 1, 2 и 3 будет одинаков, а полная потеря напора между точками M и N равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах. Таким образом, для последовательного соединения имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

$$\Sigma h_{M-N} = \Sigma h_1 + \Sigma h_2 + \Sigma h_3$$

Эти уравнения определяют правила построения характеристик последовательного соединения труб (рис. 3, б). Если известны характеристики каждого трубопровода, то по ним можно построить характеристику всего последовательного соединения $M-N$. Для этого нужно сложить ординаты всех трех кривых.

Параллельное соединение. Такое соединение показано на рис. 4, а. Трубопроводы 1, 2 и 3 расположены горизонтально.

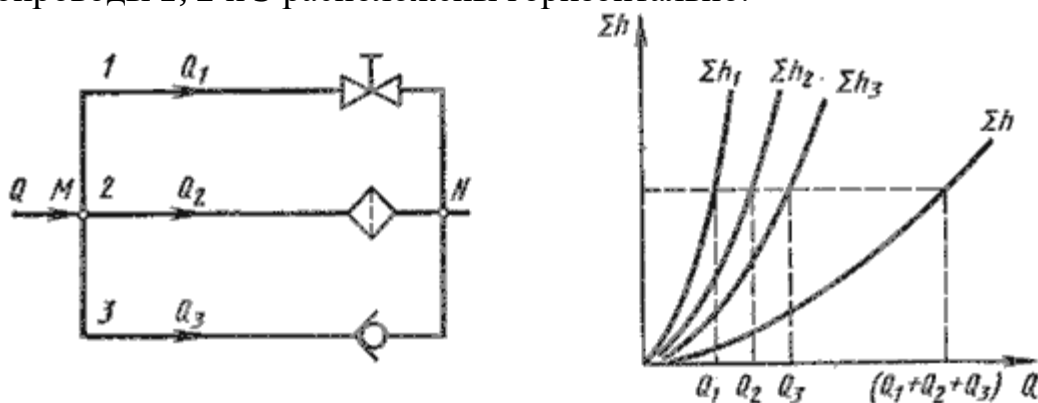


Рис. 4. Параллельное соединение трубопроводов

Обозначим полные напоры в точках M и N соответственно H_M и H_N , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) - через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1 , Q_2 и Q_3 ; суммарные потери в этих трубопроводах через Σh_1 , Σh_2 и Σh_3 .

Очевидно, что расход жидкости в основной магистрали:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках M и N :

$$\Sigma h_1 = H_M - H_N; \Sigma h_2 = H_M - H_N; \Sigma h_3 = H_M - H_N$$

Отсюда делаем вывод, что:

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3$$

т.е. потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой. Их можно выразить в общем виде через соответствующие расходы следующим образом:

$$\Sigma h_1 = K_1 Q_1^m; \Sigma h_2 = K_2 Q_2^m; \Sigma h_3 = K_3 Q_3^m$$

где K и m - определяются в зависимости от режима течения.

Из двух последних уравнений вытекает следующее правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов следует сложить абсиссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах (Σh). Пример такого построения дан на рис. 3, б.

Разветвленное соединение. Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

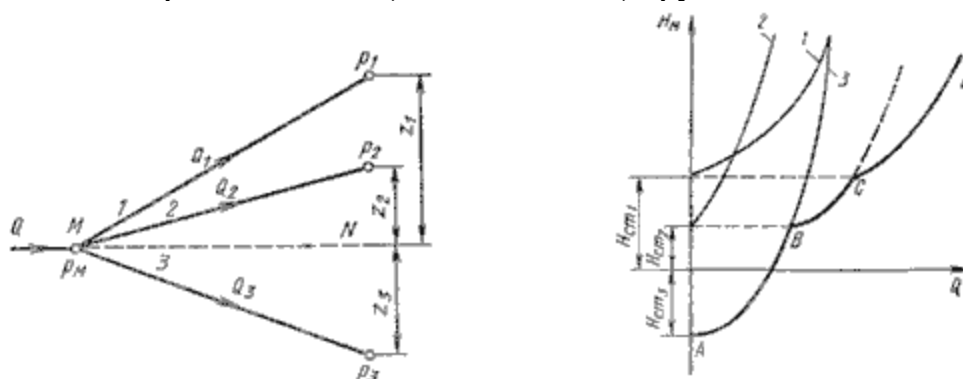


Рис. 5. Разветвленный трубопровод

Пусть основной трубопровод имеет разветвление в сечении $M-M$, от которого отходят, например, три трубы 1, 2 и 3 разных диаметров, содержащие различные местные сопротивления (рис. 5, а).

Геометрические высоты z_1, z_2 и z_3 конечных сечений и давления P_1, P_2 и P_3 в них будут также различны.

Так же как и для параллельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Записав уравнение Бернулли для сечения $M-M$ и конечного сечения, например первого трубопровода, получим (пренебрегая разностью скоростных высот):

$$H_M = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \sum h_1$$

Обозначив сумму первых двух членов через H_{cm} и выражая третий член через расход (как это делалось в п.6.1), получаем:

$$H_M = H_{cm1} + KQ_1^m$$

Аналогично для двух других трубопроводов можно записать:

$$H_M = H_{cm2} + KQ_2^m$$

$$H_M = H_{cm3} + KQ_3^m$$

Таким образом, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными: Q_1, Q_2 и Q_3 и H_M .

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для

ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов (рис. 5, б) - сложением абсцисс (Q) при одинаковых ординатах (H_M). Кривые требуемых напоров для ветвей отмечены цифрами 1, 2 и 3, а суммарная кривая требуемого напора для всего разветвления обозначена буквами $ABCD$. Из графика видно, что условием подачи жидкости во все ветви является неравенство $H_M > H_{cm1}$.

Сложные трубопроводы

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рис. 6, а) или с разветвлениями (рис. 6, б).

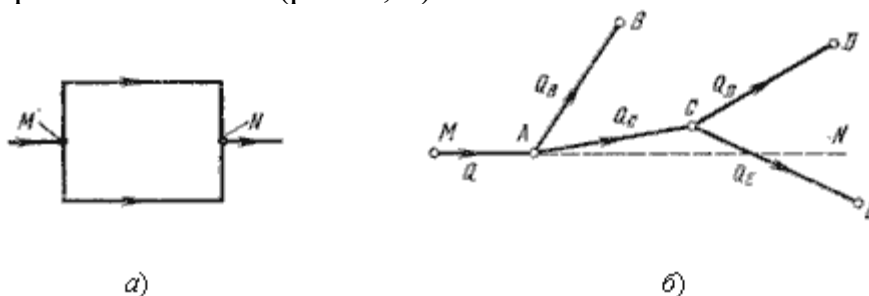


Рис. 6. Схемы сложных трубопроводов

Рассмотрим разомкнутый сложный трубопровод (рис. 6, б). магистральный трубопровод разветвляется в точках A и C . Жидкость подается к точкам (сечениям) B, D и E с расходами Q_B и Q_D и Q_E .

Пусть известны размеры магистралей и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости $M - N$ и избыточные давления в конечных точках P_B и P_D и P_E .

Для этого случая возможны два вида задач:

1. Дан расход Q в основной магистрали M_A . Необходимо определить расходы Q_B и Q_D и Q_E , а также требуемый напор в точке M .

$$H_{\text{тотр}} = H_M = \frac{P_M}{\rho g}$$

2. Дан напор в точке M . Определить расход в магистрали Q и расходы в каждой ветви.

Обе задачи решают на основе одной и той же системы уравнений, число которых на единицу больше числа конечных ветвей, а именно:

уравнение расходов:

$$Q = Q_B + Q_D + Q_E$$

уравнение равенства требуемых напоров для ветвей CD и CE :

$$H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m = H_{cmE} + K_{CE}Q_E^m$$

уравнение равенства требуемых напоров для ветви AB и сложного трубопровода $ACED$:

$$H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m = H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m + K_{AC}(Q_D + Q_E)^m$$

выражение для требуемого напора в точке M :

$$H_M = \frac{P_M}{\rho g} = K_{MA} Q^m + H_{cmB} + K_{AB} Q_B^m$$

Расчет сложных трубопроводов часто выполняют графоаналитическим способом, т.е. с применением кривых потребного напора и характеристик трубопроводов. Кривую потребного напора для сложного трубопровода следует строить следующим образом:

- 1) сложный трубопровод разбивают на ряд простых;
- 2) строят кривые потребных напоров для каждого из простых трубопроводов;
- 3) складывают кривые потребных напоров для ветвей (и параллельных линий, если они имеются) по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов;
- 4) полученную кривую складывают с характеристикой последовательно присоединенного трубопровода по соответствующему правилу.

Таким образом, при расчете идут от конечных точек трубопровода к начальной точке, т.е. против течения жидкости.

Сложный кольцевой трубопровод. Представляет собой систему смежных замкнутых контуров, с отбором жидкости в узловых точках или с непрерывной раздачей жидкости на отдельных участках (рис. 7).

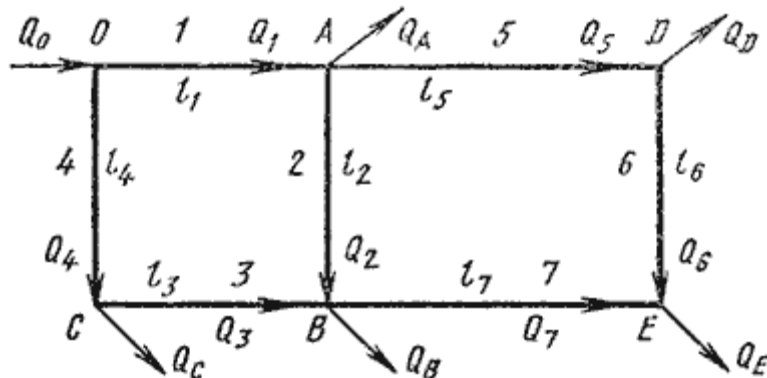


Рис. 7. Схема сложного кольцевого трубопровода

Задачи для таких трубопроводов решают аналогичным методом с применением электроаналогий (закон Кирхгофа). При этом основываются на двух обязательных условиях. Первое условие - баланс расходов, т.е. равенство притока и оттока жидкости для каждой узловой точки. Второе условие - баланс напоров, т.е. равенство нулю алгебраической суммы потерь напора для каждого кольца (контура) при подсчете по направлению движения часовой стрелки или против нее.

Для расчета таких трубопроводов типичной является следующая задача. Дан максимальный напор в начальной точке, т.е. в точке 0, минимальный напор в наиболее удаленной точке E, расходы во всех шести узлах и длины семи участков. Требуется определить диаметры трубопроводов на всех участках.

Трубопроводы с насосной подачей жидкостей

Как уже отмечалось выше, перепад уровней энергии, за счет которого жидкость течет по трубопроводу, может создаваться работой насоса, что широко применяется в машиностроении. Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости.

Трубопровод с насосной подачей жидкости может быть *разомкнутым*, т.е. по которому жидкость перекачивается из одной емкости в другую (рис. 8, а), или *замкнутым* (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости (рис. 8, б).

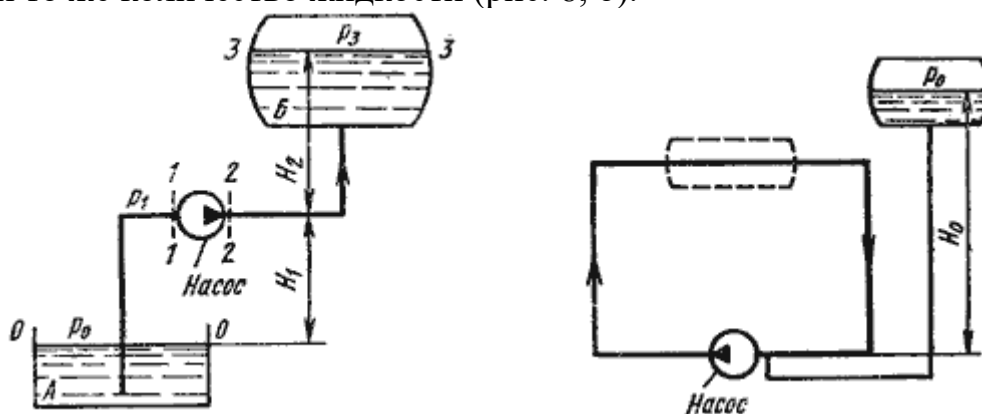


Рис. 8. Трубопроводы с насосной подачей

Рассмотрим трубопровод, по которому перекачивают жидкость из нижнего резервуара с давлением P_0 в другой резервуар с давлением P_3 (рис. 8, а). Высота расположения оси насоса H_1 называется *геометрической высотой всасывания*, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом* или *линией всасывания*. Высота расположения конечного сечения трубопровода H_2 называется *геометрической высотой нагнетания*, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *напорным* или *линией нагнетания*.

Составим уравнение Бернулли для потока рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе, т.е. для сечений 0-0 и 1-1 (принимая $\alpha = 1$):

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}$$

Это уравнение является основным для расчета всасывающих трубопроводов.

Теперь рассмотрим напорный трубопровод, для которого запишем уравнение Бернулли, т.е. для сечений 2-2 и 3-3:

$$\underbrace{\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}}_{\text{энергия на}} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}$$

ходе из насоса

Левая часть этого уравнения представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса. А на входе насоса энергию жидкости можно будет аналогично выразить из уравнения:

$$\underbrace{\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}}_{\text{энергия на входе насоса}} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1}$$

Таким образом, можно подсчитать приращение энергии жидкости, проходящей через насос. Эта энергия сообщается жидкости насосом и поэтому обозначается обычно $H_{\text{нас}}$.

Для нахождения напора $H_{\text{нас}}$ вычислим уравнение :

$$H_{\text{нас}} = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$$

$$H_{\text{нас}} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + KQ^m,$$

где Δz - полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta z = H_1 + H_2$;

KQ^m - сумма гидравлических потерь,

P_3 и P_0 - давление в верхней и нижней емкости соответственно.

Если к действительной разности уровней Δz добавить разность пьезометрических высот $(P_3 - P_0) / (\rho g)$, то можно рассматривать увеличенную разность уровней:

$$H_{\text{см}} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$$

и формулу можно переписать так:

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{см}} + KQ^m$$

Из этой формулы делаем вывод, что: $H_{\text{нас}} = H_{\text{ном}}$

Отсюда вытекает следующее правило устойчивой работы насоса: при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному.

На этом равенстве основывается метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в совместном построении в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора $H_{\text{ном}} = f_1(Q)$ и характеристики насоса $H_{\text{нас}} = f_2(Q)$ и в нахождении их точки пересечения (рис. 9).

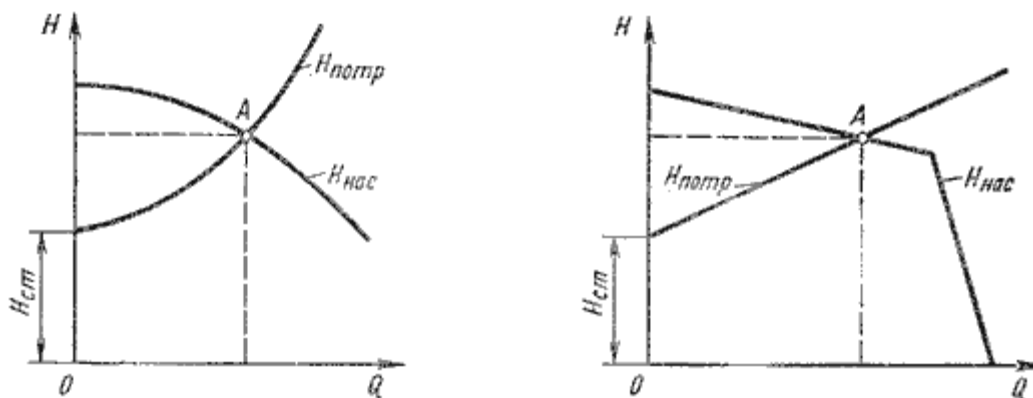


Рис. 9. Графическое нахождение рабочей точки

Характеристикой насоса называется зависимость напора, создаваемого насосом, от его подачи (расхода жидкости) при постоянной частоте вращения вала насоса. На рис. 9 дано два варианта графика: *а* - для турбулентного режима; *б* - для ламинарного режима. Точка пересечения кривой потребного напора с характеристикой насоса называется *рабочей точкой*. Чтобы получить другую рабочую точку, необходимо изменить открытие регулировочного крана (изменить характеристику трубопровода) или изменить частоту вращения вала насоса.

Задание 1. Определить статический напор при течении несжимаемой жидкости в трубе постоянного сечения (рис. 10).

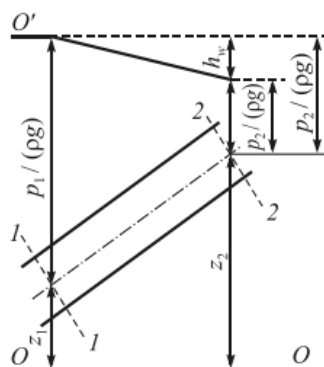


Рис. 10

Задание 2. Определить скорость течения жидкости по показанию дифференциального манометра (трубки Пито – Прандтля – рис. 11).

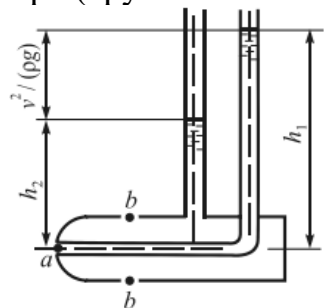


Рис. 11

Задание 3. Через трубопровод переменного сечения прокачивается теплоноситель ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) с расходом $G = 2,5 \text{ кг/с}$. Характеристики

трубопровода (рис. 12): $D = 80$ мм, $d = 40$ мм, $L = 5$ м, $l = 1$ м. В расчетах коэффициента трения по формуле Никурадзе принять значение абсолютной шероховатости труб $\Delta = 0,05$ мм. Определить полный перепад давлений в трубопроводе ΔP_{Σ} , связанный с преодолением сил трения и местных сопротивлений (эффекты на входе и выходе трубопровода не учитывать).

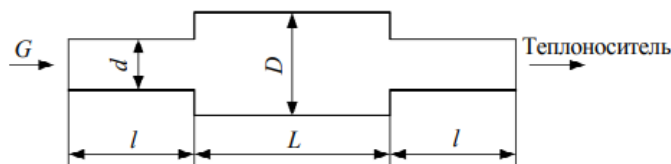


Рис. 12

Задание 4. Жидкость с заданными свойствами (ρ , μ) должна перетекать из верхнего резервуара в нижний (уровни в которых считаются постоянными) с заданным расходом $Q = 2,5$ м³/ч по трубопроводу с известными параметрами $l=15$ м, $d=0,04$ м, где d , l – внутренний диаметр и длина трубопровода (рис. 13). Давления p_1 и p_2 на свободных поверхностях жидкости известны и равны, например, атмосферному давлению: $p_1=p_2=p_a$. Высоты уровней верхнего и нижнего резервуаров поддерживаются постоянными. Определить требуемый нивелирный напор $\Delta p_{\text{нив}}$ самотечного трубопровода и разность уровней свободных поверхностей жидкости, исходя из условия, что потери напора в местных сопротивлениях малы по сравнению с потерями напора на трение по длине трубопровода.

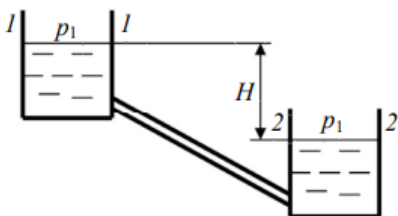


Рис. 13

Задание 5. Трубопроводная система состоит из $n=20$ параллельных труб переменного диаметра, конструкция которых представлена на рисунке 3. Суммарный расход рабочей среды $G_{\Sigma}=50$ кг/с. В расчетах принять условия и допущения задания 3. Определить полный перепад давлений Δp_{Σ} в трубопроводной системе.

Задание 6. На рисунке 14, показан всасывающий трубопровод гидросистемы. Длина трубопровода $\ell = 1$ м, диаметр $d = 20$ мм, расход жидкости $Q = 0,314$ л/с, абсолютное давление воздуха в баке $p_0 = 100$ кПа, высота $H = 1$ м, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Определить абсолютное давление перед входом в насос при температуре рабочей жидкости $t = 25^{\circ}\text{C}$ ($\nu = 0,2 \cdot 10^{-4}$ м²/с). Как изменится искомое давление в зимнее время, когда при этом же расходе температура жидкости упадет до -35°C ($\nu = 10 \cdot 10^{-4}$ м²/с).

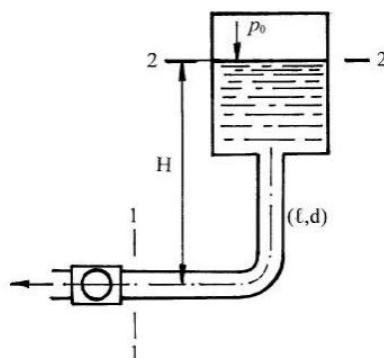


Рис. 14

Задание 7. По трубопроводу диаметром $d=10$ мм и длиной $\ell=10$ м подается жидкость с вязкостью $\nu=0,0001$ м²/с под действием перепада давления $\Delta p = 4$ МПа; плотность $\rho = 1000$ кг/м³. Определить режим течения жидкости в трубопроводе.

Задание 8. Определить потребный напор, который необходимо создать в сечении О-О для подачи в бак воды с вязкостью $\nu=0,008$ м²/с, если длина трубопровода $\ell = 80$ м; его диаметр $d = 50$ мм; расход жидкости $Q = 15$ л/с; высота $H_0 = 30$ м; давление в баке $p_2 = 0,2$ МПа; коэффициент сопротивления крана $\zeta_1 = 5$; колена $\zeta_2 = 0,8$; шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,04$ мм (рис. 15).

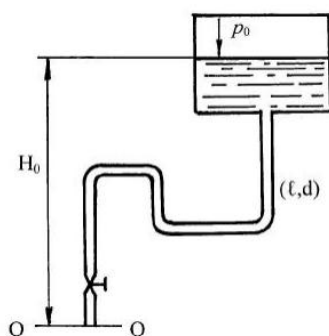


Рис. 15

Задание 9. Определить расход в трубе для подачи воды (вязкость $\nu = 0,01$ Ст) на высоту $H=16,5$ м, если диаметр трубы $d=10$ мм, ее длина $\ell=20$ м, располагаемый напор в сечении трубы перед краном $H_{\text{расп}}=20$ м, коэффициент сопротивления крана $\zeta_1 = 4$, колена $\zeta_2 = 1$. Трубу считать гидравлически гладкой (рис. 16).

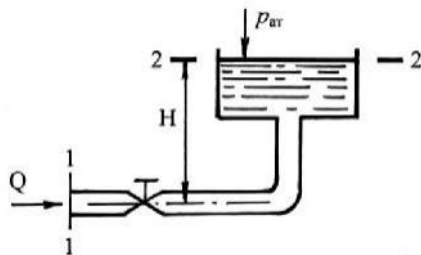


Рис. 16

Задание 10. При каком диаметре трубопровода подача насоса составит $Q=1$ л/с, если на выходе из него располагаемый напор $H_{\text{расп}}=9,6$ м; длина трубопровода $\ell=10$ м; эквивалентная шероховатость $\Delta=0,05$ мм;

давление в баке $p_0=30$ кПа; высота $H_0=4$ м; вязкость жидкости $\nu=0,015$ Ст ($0,0000015$ м²/с); плотность $\rho = 1000$ кг/м³? Местными гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе пренебречь. Учесть потери при входе в бак (рис. 17).

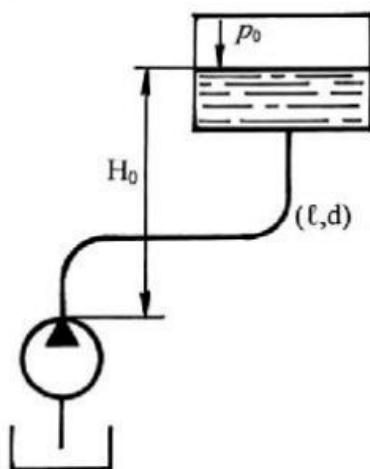


Рис. 17

Задание 11. Трубопровод с расходом жидкости $Q=0,32$ л/с в точке М разветвляется на два трубопровода: первый размерами $\ell_1 = 1,0$ м; $d_1=10$ мм; второй размерами $\ell_2 = 2,0$ м; $d_2 = 8$ мм. В точке N эти трубопроводы смыкаются. Во втором трубопроводе установлен фильтр Ф, сопротивление которого эквивалентно сопротивлению в трубе длиной $\ell_3 = 200d_2$. Определить расход и потерю давления в каждом трубопроводе при $\rho=900$ кг/м³; $\nu = 1$ Ст (рис. 18).

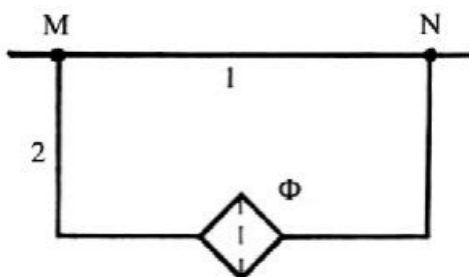


Рис. 18

Задание 12. Расход в основной гидролинии $Q=3$ л/с. Определить расходы Q_1 и Q_2 в параллельных одинаковых по длине и диаметру трубах ($\ell = 1$ 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. 19).

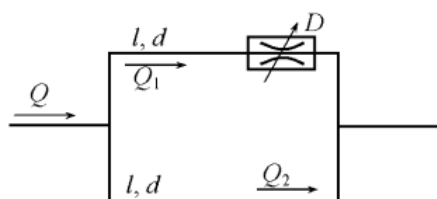


Рис. 19

Задание 13. 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. 20).

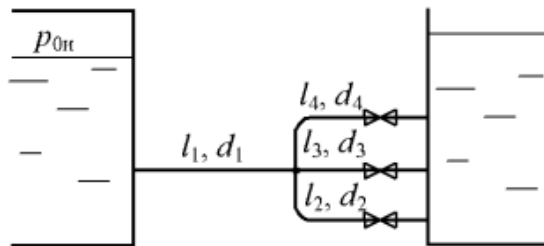


Рис. 20

Задание 14. Определить необходимую разность напоров в начале и в конце стального водопровода диаметром $d = 150$ мм, и длиной $l = 200$ м для пропуска транзитного расхода $Q_T = 15$ л/с и удельного путевого расхода $q_0 = 0,06$ л/(с·м). Трубы - стальные бывшие в употреблении.

Задание 15. Вода из бака 1 (рис. 21) 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 А), 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.

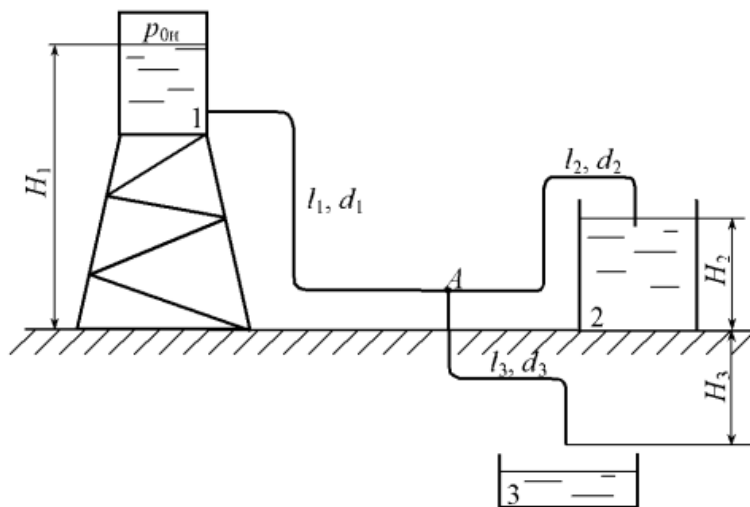


Рис. 21

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Определение и классификация гидравлических машин.

В химической промышленности важное значение имеет транспортирование жидких или газообразных продуктов по трубопроводам как внутри предприятия между отдельными аппаратами и установками, так и вне его.

Движение жидкостей по трубопроводам и через аппараты связано с затратами энергии. При перемещении жидкости по горизонтальным трубопроводам и с низшего уровня на высший применяют насосы.

Насосы — гидравлические машины, которые преобразуют механическую энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление. Разность давлений жидкости в насосе и трубопроводе обуславливает ее перемещение.

Различают насосы двух основных типов: динамические и объемные.

В динамических насосах жидкость перемещается при воздействии сил на незамкнутый объем жидкости, который непрерывно сообщается со входом в насос и выходом из него.

В объемных насосах жидкость перемещается (вытесняется) при периодическом изменении замкнутого объема жидкости, который периодически сообщается со входом в насос и выходом из него.

Динамические насосы по виду сил, действующих на жидкость, подразделяются на лопастные и насосы трения.

К лопастным относятся динамические насосы, в которых энергия передается жидкости при обтеканий лопастей вращающегося рабочего колеса (или нескольких колес) насоса.

Лопастные насосы, в свою очередь, делятся на центробежные и осевые, причем в центробежных насосах жидкость движется через рабочее колесо от его центра к периферии, а в осевых — в направлении оси колеса.

Насосы трения представляют собой динамические насосы, в которых жидкость перемещается преимущественно под воздействием сил трения. К насосам трения относятся, в частности, вихревые и струйные насосы.

Группа объемных насосов включает насосы, в которых жидкость вытесняется из замкнутого пространства телом, движущимся возвратно-поступательно (поршневые, плунжерные, диафрагмовые насосы) или имеющим вращательное движение (шестеренные, пластинчатые, винтовые насосы).

Насосы каждой из указанных выше групп различаются по конструктивным признакам. Основные конструкции насосов, применяемые в химической промышленности, будут рассмотрены ниже.

Основные параметры насосов

Основными параметрами насоса любого типа являются производительность, напор и мощность.

Производительность, или подача, Q ($\text{м}^3/\text{сек}$) определяется объемом жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени.

Напор H (м) характеризует удельную энергию, которая сообщается насосом единице веса перекачиваемой жидкости. Этот параметр показывает, насколько возрастает удельная энергия жидкости при про-

хождении ее через насос, и определяется с помощью уравнения Бернулли. Напор можно представить как высоту, на которую может быть поднят 1 кг перекачиваемой жидкости за счет энергии, сообщаемой ей насосом. Поэтому напор не зависит от удельного веса γ (кгс/м³) или плотности ρ (кг/м³) перекачиваемой жидкости.

Полезная мощность N_{Π} , затрачиваемая насосом на сообщение жидкости энергии, равна произведению удельной энергии H на весовой расход γQ жидкости:

$$N_{\Pi} = \gamma Q H = \rho g Q H$$

Мощность на валу N_e больше полезной мощности в связи с потерями энергии в насосе, которые учитываются коэффициентом полезного действия (к. п. д.) η_n :

$$N_e = \frac{N_{\Pi}}{\eta_n} = \frac{\rho g Q H}{\eta_n}$$

Коэффициент полезного действия η_n характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Величина η_n отражает относительные потери мощности в самом насосе и выражается произведением:

$$\eta_n = \eta_v \eta_{\Gamma} \eta_{\text{мех}} \quad (1)$$

В данное выражение входят следующие величины:

$\eta_v = Q/Q_T$ - коэффициент подачи, или объемный к. п. д., представляющий собой отношение действительной производительности насоса Q к теоретической Q_T (учитывает потери производительности при утечках жидкости через зазоры и сальники насоса, а также вследствие одновременного перекрытия клапанов и выделения воздуха из перекачиваемой жидкости при давлении ниже атмосферного – во время всасывания); η_{Γ} - гидравлический к. п. д. — отношение действительного напора насоса к теоретическому (учитывает потери напора при движении жидкости через насос); $\eta_{\text{мех}}$ - механический к. п. д., характеризующий потери мощности на механическое трение в насосе (в подшипниках, сальниках и др.).

Значение η_n зависит от конструкций и степени износа насоса и в среднем составляет: для центробежных насосов 0,6—0,7; для поршневых насосов 0,8—0,9; для наиболее совершенных центробежных насосов большой производительности 0,93—0,95.

Мощность, потребляемая двигателем, или номинальная мощность двигателя $N_{\text{дв}}$, больше мощности на валу вследствие механических потерь в передаче от электродвигателя к насосу и в самом электродвигателе. Эти потери учитываются введением в уравнение (1) к. п. д. передачи $\eta_{\text{пер}}$ и к. п. д. двигателя $\eta_{\text{дв}}$:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{N_{\Pi}}{\eta_n \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}}$$

Произведение $\eta_n \eta_{пер} \eta_{дв}$ представляет собой полный к. п. д. насосной установки η который определяется как отношение полезной мощности $N_{п}$ к номинальной мощности двигателя $N_{дв}$ и характеризует полные потери мощности насосной установкой:

$$\eta = \frac{N_n}{N_{дв}} = \eta_n \eta_{пер} \eta_{дв} \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) следует, что полный к. п. д. насосной установки может быть выражен произведением пяти величин:

$$\eta = \eta_v \eta_{г} \eta_{мех} \eta_{пер} \eta_{дв}$$

Установочная мощность двигателя $N_{уст}$ рассчитывается по величине $N_{дв}$ с учетом возможных перегрузок в момент пуска насоса, возникающих в связи с необходимостью преодоления инерции покоящейся массы жидкости:

$$N_{уст} = \beta N_{дв}$$

Здесь β — коэффициент запаса мощности; его значения определяют в зависимости от номинальной мощности двигателя $N_{дв}$:

$N_{дв}, \text{кВт} \dots\dots\dots$	Менее 1	1-1,5	5-50	Более 50
$\beta \dots\dots\dots$	2-1,5	1,5-1,2	1,2-1,15	1,1

Напор насоса. Высота всасывания

Напор. Рассмотрим схему насосной установки, представленной на рис. 22. Введем обозначения: p_0 — давление в емкости 1, из которой насосом 2 засасывается жидкость (назовем ее условно приемной емкостью); p_2 — давление в напорной емкости 3; $p_{вс}$ — давление во всасывающем патрубке насоса; p_n — давление в напорном патрубке насоса; $H_{вс}$ — высота всасывания; H_n — высота нагнетания; H_T — геометрическая высота подачи жидкости; h — расстояние по вертикали между уровнями установки манометра M и вакуумметра B .

Для определения напора насоса применим уравнение Бернулли.

Примем за плоскость сравнения уровень жидкости в приемной емкости (сечение 0-0).

Уравнение Бернулли для сечений 0-0 и I-I:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{\omega_0^2}{2g} = H_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{\omega_{вс}^2}{2g} + h_{п.вс.} \quad (3)$$

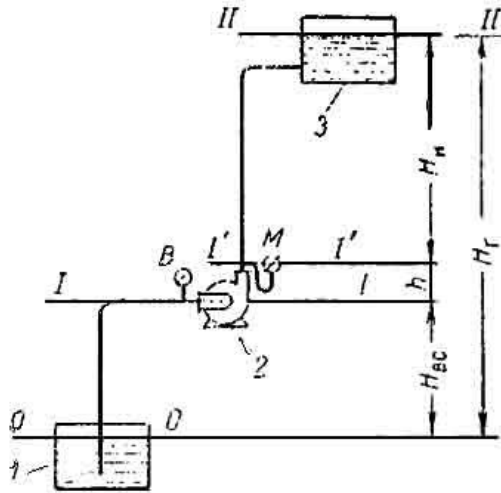


Рис. 22. Схема насосной установки:

1 - приемная емкость; 2 - насос; 3 - напорная емкость; М - манометр; В - вакуумметр.

Уравнение Бернулли для сечений I'-I' и II'-II':

$$H_{\text{вс}} + h + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{н}}^2}{2g} = H_{\text{вс}} + h + H_{\text{н}} + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\omega_2^2}{2g} + h_{\text{п.н}} \quad (4)$$

В этих уравнениях:

ω_0 и ω_2 - скорости жидкости в приемной и напорной емкостях (в сечениях 0-0 и II-II соответственно);

$\omega_{\text{вс}}$ и $\omega_{\text{н}}$ - скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса;

$h_{\text{п.вс}}$ и $h_{\text{п.н.}}$ - потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Скорость жидкости ω_0 пренебрежимо мала по сравнению со скоростью во всасывающем трубопроводе, т. е. сравнительно с $\omega_{\text{вс}}$, и поэтому может быть исключена из уравнения (4). Тогда из этого уравнения удельная энергия $E_{\text{вх}}$ жидкости на входе в насос:

$$E_{\text{вх}} = H_{\text{вс}} + \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - h_{\text{п.вс}}$$

Аналогично $\omega_2 \ll \omega_{\text{н}}$; пренебрегая величиной ω_2 и учитывая, что $H_{\text{вс}} + h + H_{\text{н}} = H_{\text{г}}$ - геометрической высоте подъема жидкости, определим по уравнению (3) удельную энергию жидкости на выходе из насоса:

$$E_{\text{вых}} = H_{\text{вс}} + h + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{н}}^2}{2g} = H_{\text{г}} + \frac{p_2}{\rho g} + h_{\text{п.н}} \quad (5)$$

Вычитая из левой части уравнения (5) левую часть уравнения, находим напор насоса:

$$H = E_{\text{вых}} - E_{\text{вх}} = h + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{н}}^2 - \omega_{\text{вс}}^2}{2g} \quad (6)$$

Уравнение (6) показывает, что напор насоса равен сумме трех слагаемых: высоты подъема жидкости в насосе, разности

пьезометрических напоров и разности динамических напоров в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.

Обычно нагнетательный и всасывающий патрубки насоса имеют одинаковый диаметр; соответственно $\omega_{\text{вс}} = \omega_{\text{н}}$ и уравнение (6) упрощается:

$$H = h + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}}{\rho g} \quad (7)$$

Уравнения (6) и (7) применяют для расчета напора при проектировании насосов.

Для определения напора действующего насоса пользуются показаниями установленных на нем манометра ($p_{\text{м}}$) и вакуумметра ($p_{\text{в}}$). Выразим абсолютные давления $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{вс}}$ через показания манометра и вакуумметра:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{м}} + p_{\text{а}} \quad p_{\text{вс}} = p_{\text{а}} - p_{\text{в}}$$

причем $p_{\text{а}}$ — атмосферное давление.

Делая подстановку этих выражений в уравнение (7), получим

$$H = h + \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g}$$

Таким образом, напор действующего насоса может быть определен как сумма показаний манометра и вакуумметра (выраженных в м столба перекачиваемой жидкости) и расстояния по вертикали между точками расположения этих приборов.

Если манометр приподнят на значительное расстояние h_1 по вертикали от точки присоединения манометрической трубки к линии нагнетения, то надо учитывать, что $p_{\text{н}} = p_{\text{м}} + p_{\text{а}} + h_1 \rho g$, так как манометрическая трубка в отличие от трубки вакуумметра заполнена перекачиваемой жидкостью.

Иное выражение для напора насоса может быть выведено следующим образом:

$$H = H_{\text{г}} + \frac{p_2 + p_0}{\rho g} + h_{\text{п}} \quad (8)$$

где $h_{\text{п}} = h_{\text{п.н}} + h_{\text{п.вс}}$ - суммарное гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Согласно уравнению (8), в насосной установке напор насоса затрачивается на перемещение жидкости на геометрическую высоту ее подъема ($H_{\text{г}}$), преодоление разности давлений в напорной и приемной емкостях ($\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$) и суммарного гидравлического сопротивления $h_{\text{п}}$ во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Уравнение (8) используют при подборе насосов для технологических установок.

Если давления в приемной и напорной емкостях одинаковы $p_0 = p_2$, то уравнение напора принимает вид: $H = H_{\text{г}} + h_{\text{п}}$

При перекачивании Жидкости по горизонтальному трубопроводу ($H_{\text{г}} = 0$):

$$H = \frac{p_2 - p_0}{\rho g} + h_{\pi}$$

В случае равенства давлений в приемной и напорной емкостях для (горизонтального трубопровода ($p_2 = p_0$ и $H_r = 0$)) напор насоса

$$H_r = h_{\pi}$$

Высота всасывания. Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности давлений в приемной емкости p_0 и на входе в насос $p_{вс}$ или под действием разности напоров $\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{вс}}{\rho g}$. Высота всасывания может быть определена из уравнения (3):

$$H_{вс} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{\omega_{вс}^2 - \omega_0^2}{2g} + h_{п.вс} \right)$$

Принимая во внимание, что практически скорость $\omega_0 \approx 0$, получим

$$H_{вс} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{\omega_{вс}^2}{2g} + h_{п.вс} \right)$$

Таким образом, высота всасывания насоса увеличивается с возрастанием давления p_0 в приемной емкости и уменьшается с увеличением давления $p_{вс}$, скорости жидкости $\omega_{вс}$ и потерь напора $h_{п.вс}$ во всасывающем трубопроводе.

Если жидкость перекачивается из открытой емкости, то давление p_0 равно атмосферному p_a . Давление на входе в насос $p_{вс}$ должно быть больше давления p_t насыщенного пара перекачиваемой жидкости при температуре всасывания $p_{вс} > p_t$, так как в противном случае жидкость в насосе начнет кипеть. При этом в результате интенсивного выделения из жидкости паров и растворенных в ней газов возможен разрыв потока и уменьшение высоты всасывания до нуля, Следовательно

$$H_{вс} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{\omega_{вс}^2}{2g} + h_{п.вс} \right) \quad (9)$$

Из уравнения (9) следует, что высота всасывания зависит от атмосферного давления, скорости движения и плотности перекачиваемой жидкости, температуры (и соответственно — давления ее паров) и гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода.

Задание 1. Определить теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса. Частота 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. $= 90^\circ$.

Задание 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. 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 $Q_H = 2,8$ л/с, избыточное давление в баке $p_H = 10 \cdot 10^5$ Па.

Задание 3. Рассчитать основные размеры шестеренного насоса с рабочим объемом $q=16$ см³, частотой вращения $n = 25$ с⁻¹ при давлении $p=10$ МПа.

Задание 4. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 23) перекачивает воду по трубопроводу диаметром $d=150$ мм и приведенной длиной $L = 500$ м. Определить мощность на валу насоса, если геометрическая высота подъема жидкости $H_T=25$ м, а свободный напор на выходе $h_{CB}=20$ м. Коэффициент гидравлического трения трубопровода $\lambda = 0,025$.

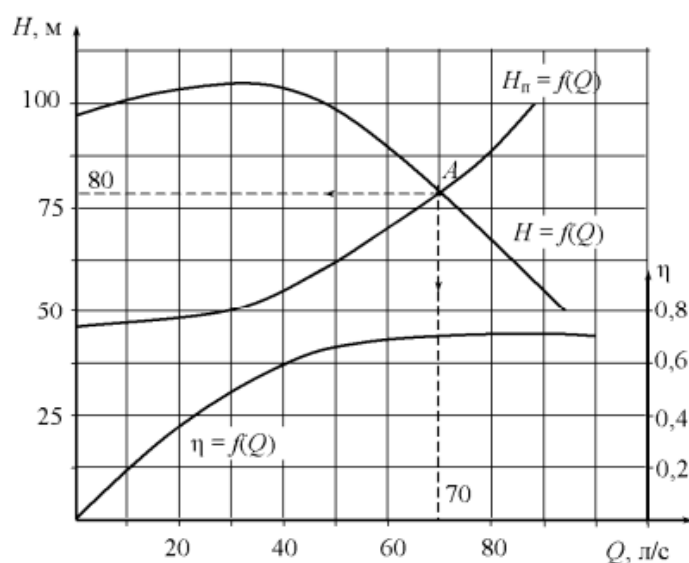


Рис. 23

Задание 5. Рассчитать основные размеры пластинчатого насоса однократного действия с рабочим объемом $q = 63$ см³, частотой вращения $n = 20$ с⁻¹ при давлении $p=6,3$ МПа.

Задание 6. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке диаметром $d_1 = 60$ мм, $p_{\text{вак}} = 0,4 \cdot 10^5$ Па. Показание манометра, установленного на нагнетательном патрубке диаметром $d_2 = 50$ мм, $p_M = 5,8 \cdot 10^5$ 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 $2,4$ м³ заполняется при работе насоса за 9 мин, а мощность потребляемая электродвигателем $N_э = 5,0$ кВт при КПД электродвигателя $\eta_{э,д} = 0,93$.

Задание 7. Центробежный насос откачивает воду из сборного колодца в резервуар с постоянным уровнем $H = 12$ м по трубопроводам с размерами $l_1 = 8$ м, $d_1 = 100$ мм и $l_2 = 16$ м, $d_2 = 75$ мм (рис. 24).

1. На какой глубине h установится уровень воды в колодце, если приток в него $Q = 8$ л/с, а частота вращения насоса $n = 1450$ мин⁻¹;

2. Вычислить мощность на валу насоса, принимая во внимание

потери во всасывающей и напорной трубах. При расчетах принять коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = 0,03$ и $\lambda_2 = 0,035$, а также суммарные коэффициенты местных сопротивлений в трубопроводах $\zeta_1 = 6$ и $\zeta_2 = 10$. Характеристики насоса при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$.

$Q_H, \text{ л/с}$	0	2	4	6	8	10	12	14	16
$H_H, \text{ м}$	22,0	22,4	22,6	22,4	21,5	20,0	18,0	15,0	11,0
$\eta, \%$	0	37	58	71	75	74	68	56	37

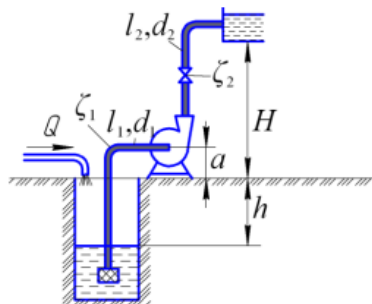


Рис. 24

Задание 8. Трехпоршневой насос перекачивает жидкость с плотностью 1080 кг/м^3 из открытой емкости в сосуд под давлением 1,6 бара с расходом $2,2 \text{ м}^3/\text{час}$. Геометрическая высота подъема жидкости составляет 3,2 метра. Полезная мощность, расходуемая на перекачивание жидкости, составляет 4 кВт. Необходимо найти величину потери напора.

Задание 9. Реальная производительность винтового насоса составляет $1,6 \text{ м}^3/\text{час}$. Геометрические характеристики насоса: эксцентриситет – 2 см; диаметр ротора – 7 см; шаг винтовой поверхности ротора – 14 см. Частота вращения ротора составляет 15 об/мин. Необходимо определить объемный коэффициент полезного действия насоса.

Задание 10. Необходимо рассчитать напор, расход и полезную мощность центробежного насоса, перекачивающего жидкость (маловязкая) с плотностью 1020 кг/м^3 из резервуара с избыточным давлением 1,2 бара. А резервуар с избыточным давлением 2,5 бара по заданному трубопроводу с диаметром трубы 20 см. Общая длина трубопровода (суммарно с эквивалентной длиной местных сопротивлений) составляет 78 метров (принять коэффициент трения равным 0,032). Разность высот резервуаров составляет 8 метров (рис. 25).

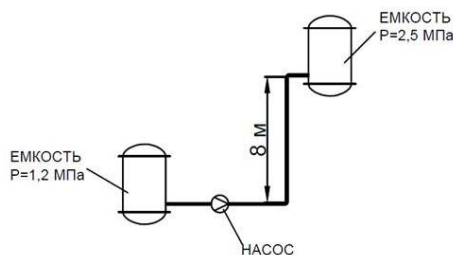


Рис. 25

Задание 11. Определить коэффициент подачи шестеренчатого насоса. Геометрические характеристики насоса: площадь поперечного

сечения пространства между зубьями шестерни 720 мм^2 ; число зубьев 10; длина зуба шестерни 38 мм. Частота вращения составляет 280 об/мин. Реальная подача шестеренчатого насоса составляет $1,8 \text{ м}^3/\text{час}$.

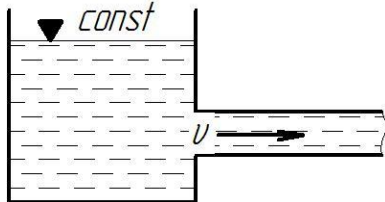
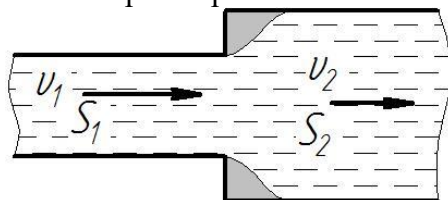
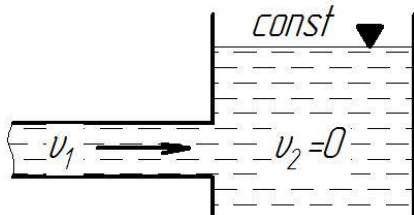
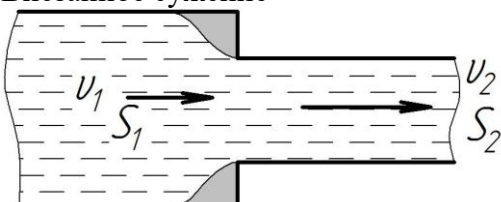
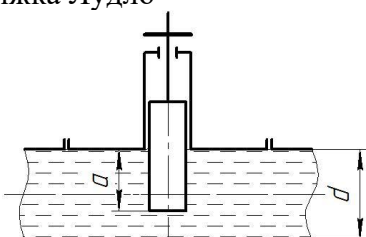
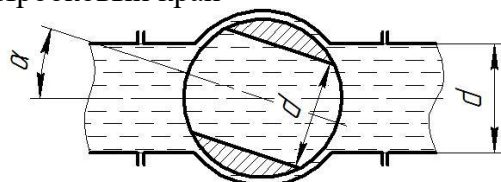
Задание 12. Насос, имеющий КПД 0,78, перекачивает жидкость плотностью 1030 кг/м^3 с расходом $132 \text{ м}^3/\text{час}$. Создаваемый в трубопроводе напор равен 17,2 м. Насос приводится в действие электродвигателем с мощностью 9,5 кВт и КПД 0,95. Необходимо определить, удовлетворяет ли данный насос требованиям по пусковому моменту.

Задание 13. Центробежный насос перекачивает жидкость плотностью 1130 кг/м^3 из открытого резервуара в реактор с рабочим давлением 1,5 бар с расходом $5,6 \text{ м}^3/\text{час}$. Геометрическая разница высот составляет 12 м, причем реактор расположен ниже резервуара. Потери напора на трение в трубах и местные сопротивления составляет 32,6 м. Требуется определить полезную мощность насоса.

Задание 14. Насос перекачивает воду. Манометр во всасывающем тракте показывает разрежение 0,05 атм, манометр на нагнетательном тракте – избыточное давление 0,85 атм. Расстояние между манометрами по вертикали 30 см. Диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковы. Определить развиваемый насосом напор.

Задание 15. Требуется подать воду на высоту $h=14 \text{ м}$ по водопроводу диаметром $d=100 \text{ мм}$ и длиной $l=650 \text{ м}$. Необходимо обеспечить при отборе воды свободный напор $h_{\text{св}}=4 \text{ м}$. На трубопроводе имеется одна задвижка с коэффициентом местного сопротивления $\zeta_z=0,44$ с высотой перекрытия $a/b=0,3$ и три резких поворота на 90° с $\zeta_{\text{п}}=1,1$. Скорость движения воды $0,82 \text{ м/с}$. Коэффициент гидравлического трения по длине $\lambda=0,25$. Определить полный напор насоса H и требуемую мощность электродвигателя насоса, если КПД насоса 0,65, подача $Q=2,8 \text{ л/с}$.

Местные сопротивления

Тип, схема местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления																				
Вход в трубу 	$h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \cdot \frac{v^2}{2g}$ При острых кромках $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; При закругленных кромках и плавном входе $\zeta_{\text{вх}} = 0,2$; При весьма плавном входе $\zeta_{\text{вх}} = 0,05$																				
Внезапное расширение 	$h_{\text{в.р.}} = \zeta_{\text{в.р.}} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$ $\zeta_{\text{в.р.}} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2$																				
Выход из трубы в резервуар больших размеров, выход под уровень 	$h_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \cdot \frac{v_1^2}{2g}$ $\zeta_{\text{вых}} = 1,0$																				
Внезапное сужение 	$h_{\text{в.с.}} = \zeta_{\text{в.с.}} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad \zeta_{\text{в.с.}} = f \left(\frac{S_2}{S_1} \right)$ <table><tr><td>S_2/S_1</td><td>0,01</td><td>0,10</td><td>0,20</td><td>0,40</td><td>0,60</td><td>0,80</td></tr><tr><td>$\zeta_{\text{в.с.}}$</td><td>0,50</td><td>0,45</td><td>0,40</td><td>0,30</td><td>0,20</td><td>0,10</td></tr></table>	S_2/S_1	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	$\zeta_{\text{в.с.}}$	0,50	0,45	0,40	0,30	0,20	0,10						
S_2/S_1	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80															
$\zeta_{\text{в.с.}}$	0,50	0,45	0,40	0,30	0,20	0,10															
Задвижка Лудло 	<table><tr><td>a/d</td><td>Полн. открыт.</td><td>1/4</td><td>3/8</td><td>1/2</td></tr><tr><td>$\zeta_{\text{задв}}$</td><td>0,12</td><td>0,28</td><td>0,81</td><td>2,06</td></tr><tr><td>a/d</td><td>5/8</td><td>3/4</td><td>7/8</td><td></td></tr><tr><td>$\zeta_{\text{задв}}$</td><td>5,25</td><td>17,0</td><td>978</td><td></td></tr></table>	a/d	Полн. открыт.	1/4	3/8	1/2	$\zeta_{\text{задв}}$	0,12	0,28	0,81	2,06	a/d	5/8	3/4	7/8		$\zeta_{\text{задв}}$	5,25	17,0	978	
a/d	Полн. открыт.	1/4	3/8	1/2																	
$\zeta_{\text{задв}}$	0,12	0,28	0,81	2,06																	
a/d	5/8	3/4	7/8																		
$\zeta_{\text{задв}}$	5,25	17,0	978																		
Пробковый кран 	<table><tr><td>α°</td><td>5</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td></tr><tr><td>$\zeta_{\text{кр}}$</td><td>0,05</td><td>0,29</td><td>1,56</td><td>5,47</td></tr><tr><td>α°</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td></td></tr><tr><td>$\zeta_{\text{кр}}$</td><td>17,3</td><td>52,6</td><td>206</td><td></td></tr></table>	α°	5	10	20	30	$\zeta_{\text{кр}}$	0,05	0,29	1,56	5,47	α°	40	50	60		$\zeta_{\text{кр}}$	17,3	52,6	206	
α°	5	10	20	30																	
$\zeta_{\text{кр}}$	0,05	0,29	1,56	5,47																	
α°	40	50	60																		
$\zeta_{\text{кр}}$	17,3	52,6	206																		

Приложение 2

Плотность, коэффициент кинематической вязкости некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность ρ , кг/м ³	Кинематический коэффициент вязкости, ν , 10 ⁻⁶ м ² /с	
		при 20°C	при 50°C
Вода пресная	1000	1,01	0,55
Этиловый спирт	790	1,52	0,50
Ртуть	13600	0,114	-
Воздух	1,20	14,9	-
Бензин при t = 15°C	680-780	0,83-0,93	0,54
Керосин	820	2,5	1,5
Нефть	810-930	25,0-140,0	-
Масло турбинное 30 и 34	900	-	28-32
Масло трансформаторное	890	30,0	9,6
Масла промышленные			
И12	880	50	10-14
И20	885	100	17-23
И30	890	170	23-33
И50	910	400	47-55

Сортамент стальных бесшовных холоднодеформированных труб

Нар. диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Нар. диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Нар. диаметр, мм	Толщина стенки, мм
5	0,3...1,5	25...28	0,4...7,0	140	1,6...22
6	0,3...2,0	30...36	0,4...8,0	150	1,8...22
7...9	0,3...2,5	38, 40	0,4...9,0	160	2,0...22
10...12	0,3...3,5	42	1,0...9,0	170	2,0...24
13...15	0,3...4,0	45,48	1,0...10	180	2,0...24
16...19	0,3...5,0	50...76	1,0...12	190	2,8...24
20	0,3...6,0	80...95	1,2...12	200...220	3,0...24
21...23	0,4...6,0	100...108	1,5...18	240	4,5...24
24	0,4...6,5	110...130	1,5...22	250	4,5...24

В указанных пределах диаметр брать из ряда: 7; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 220 мм; толщину стенки - из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 10,0; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Пример обозначения:

Труба 54x2 ГОСТ 8734-75

Рекомендуемая литература

1. Андрижиевский, А.А. Механика жидкости и газа [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Андрижиевский А.А.— Электрон. текстовые данные.— Минск: Вышэйшая школа, 2014.— 207 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/35498>.

2. Иваненко, И.И. Гидравлика [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Иваненко И.И.— Электрон. текстовые данные.— СПб.: Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, ЭБС АСВ, 2012.— 150 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/18992.html>.

3. Зуйков, А.Л. Гидравлика. Том 1. Основы механики жидкости [Электронный ресурс]: учебник/ Зуйков А.Л.— Электрон. текстовые данные.— М.: Московский государственный строительный университет, ЭБС АСВ, 2014.— 520 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/30341.html>.

4. Куповых Г.В. Основы гидромеханики [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Куповых Г.В., Тимошенко Д.В.— Электрон. текстовые данные.— Ростов-на-Дону, Таганрог: Издательство Южного федерального университета, 2018.— 143 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/87737.html>.

5. Ильина Т.Н. Гидравлика. Примеры расчетов элементов инженерных сетей: учебное пособие / Ильина Т.Н.. — Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, ЭБС АСВ, 2012. — 150 с. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/28343.html>

6. Хохлова Н.Ю. Гидромеханика нефти и газа в примерах и задачах : учебно-методическое пособие / Хохлова Н.Ю., Жаткин С.С.. — Самара : Самарский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2018. — 197 с. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/90479.html>

7. <http://techn.sstu.ru/new/SubjectFGOS/Default.aspx?kod=980>

8. Трунова А.В. Технологические процессы и оборудование для подготовки нефтепромысловых вод. — М.: ВНИИОЭНГ. — 2002. — 416 с.

9. Подземная гидромеханика [Электронный ресурс]/ К.С. Басниев [и др.].— Электрон. текстовые данные.— Москва, Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, Ижевский институт компьютерных исследований, 2006.— 488 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/16594.html>

10. Белевич М.Ю. Гидромеханика. Основы классической теории [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Белевич М.Ю.— Электрон. текстовые данные.— СПб.: Российский государственный гидрометеорологический университет, 2006.— 213 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/17911.html>.

11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям./ Под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992- 672с.

12. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: ООО «ИД Альянс» 2009. – 753с.

13. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М.: ООО «ИД Альянс», 2006. – 576с.

14. Басниев К.С., Дмитриев Н.М., Розенберг Г.Д. Нефтегазовая гидродинамика. – М. – Ижевск.: Недра. 2005. – 544 с

Перечень электронно-образовательных ресурсов

1. Учебно-методические материалы по дисциплине Гидравлика и нефтегазовая гидромеханика (электронный образовательный ресурс размещен в ИОС ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А. <http://techn.sstu.ru/>)

2. Сайт ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А. <http://techn.sstu.ru/>

Электронно-библиотечные системы

1. «ЭБС IPRbooks»,

2. «ЭБС elibrary»

3. ЭБС «КОНСУЛЬТАНТ СТУДЕНТА»

Ресурсы информационно-телекоммуникационной сети «Интернет»

- ЭБС «Университетская научно-техническая библиотека» (<http://lib.sstu.ru/>);

- ЭБС «Единое окно» (<http://window.edu.ru>);

- ЭБ диссертаций Российской государственной библиотеки (<https://dvs.rsl.ru>);

- международная реферативная база данных Scopus (<https://www.scopus.com>);

- международная реферативная база данных Web of Science (<http://apps.webofknowledge.com>) и др.

- <http://hydrojournal.ru/> - электронный научный журнал «Гидравлика»;

- <http://industri.ru/page.php?PageId=25> - специализированный информационно-технический журнал «Гидравлика-Пневматика-Приводы» (HPD).

Источники ИОС ЭТИ СГТУ (<http://techn.sstu.ru/new/SubjectFGOS/SpisokPredmetow.aspx>)

