МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ИНГУШСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

АГРОИНЖЕНЕРНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ

ГИДРАВЛИКА

Методические указания
к выполнению расчетно-графической работы

Магас, 2022

Содержание

1. СВОЙСТВА И ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ ЖИДКОСТИ

1.1. Краткие теоретические сведения

Основной физической характеристикой жидкости является *плотность* ρ (кг/м^3), определяемая для однородной жидкости отношением ее *массы* m (кг) к *объёму* V (м^3):

$$\rho = \frac{m}{V}\,. \tag{1.1}$$

Часто пользуются понятием *удельный вес* γ (Н/м^3), т.е. *весом* G (Н) единицы объёма жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{V}\,. \tag{1.2}$$

Плотность и объёмный вес воды связаны между собой соотношением

$$\gamma=\rho g, \tag{1.3}$$

где g - ускорение свободного падения.

Для пресной воды при температуре T=4°С $\rho_{вод}$=1000 кг/м^3 и $\gamma_{вод}$=9810 Н/м^3(допускается принимать $\gamma_{вод}=10^4$ Н/м^3).

Сжимаемость жидкостей характеризуется *модулем объёмной упругости* $E_ж$ (Н/м^3):

$$E_ж= \rho\frac{\Delta p}{\Delta\rho}\,; \tag{1.4}$$

или *коэффициентом объёмного сжатия* β_c (м^2/Н):

$$\beta_c = -\frac{1}{V}\frac{\Delta V}{\Delta p}\,, \tag{1.5}$$

где ΔV - приращение объёма жидкости V, обусловленное приращением давления Δp. Между $E_ж$ и β_c существует связь :

$$E_ж=1/\beta_c\,. \tag{1.6}$$

Температурное расширение жидкости определяется *коэффициентом температурного расширения* β_T (1/К), равным относительному изменению объёма $\Delta V/V$, при изменении температуры ΔT на 1К:

$$\beta_T= \frac{\Delta V}{V\Delta T}\,. \tag{1.7}$$

Изменение объема при неизменной массе неизбежно приводит к *изменению плотности жидкости*

$$\Delta\rho= - \beta_T\rho\Delta T. \tag{1.8}$$

Вязкость - это способность жидкости сопротивляться сдвигу. Различают *динамическую вязкость* μ (Па·с) и *кинематическую вязкость* ν (м^2/с). *Касательные напряжения* τ (Па) определяются по закону жидкостного трения Ньютона:

$$\tau = \frac{F_T}{S} = \mu \frac{\Delta u}{\Delta y}, \qquad (1.9)$$

где F_T - сила внутреннего трения между слоями, стоящими друг от друга на расстоянии Δy;

S - площадь соприкосновения;

$\Delta u/\Delta y$ - градиент скорости.

Кинематическая вязкость связана с *динамической* соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \qquad (1.10)$$

1.2. Указания и примеры решения задач

Пример 1.1. Определить скорость скольжения V прямоугольной пластины (a x b x c); по наклонной плоскости, находящейся под углом β к горизонту, если между пластиной и плоскостью находится слой масла A. Толщина слоя масла δ, температура T, плотность материала пластины ρ.

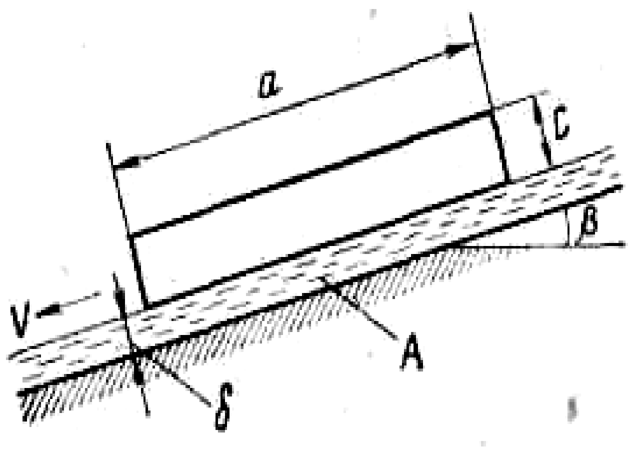


Рис.1.1. Исходная схема к примеру 1.1.

На тело, находящееся на наклонной плоскости, действует сила тяжести, которую можно разложить на скатывающую силу T_c, параллельную плоскости, и нормальную силу T_N, перпендикулярную плоскости (рис. 1.2,а).

Скатывающая сила заставляет брусок двигаться по наклонной плоскости вниз. Этому движению противодействует сила трения $T_{Тр}$, возникающая в слое жидкости **А**. При достижении бруском определенной скорости V скатывающая сила и сила трения уравновешиваются.

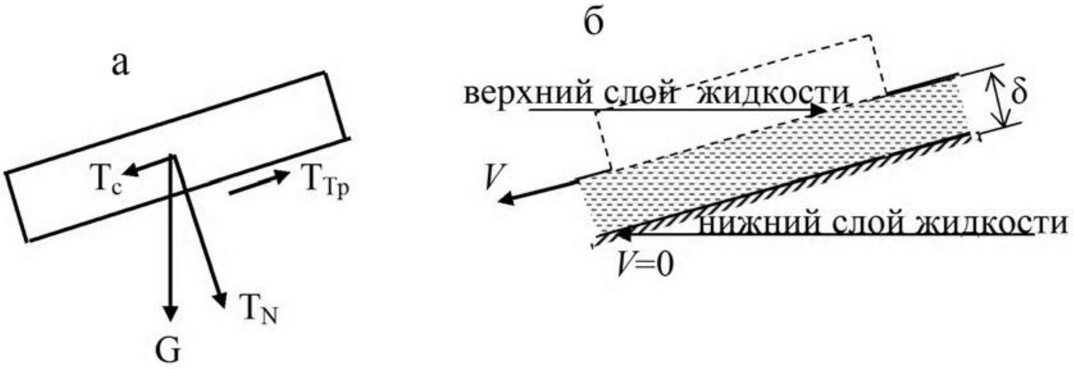


Рис.1.2. Схемы к решению примера 1.1.: а - силы, действующие на брусок; б - величины скоростей в слое жидкости

Скатывающая сила равна

$$T_c = G \cdot Sin\beta = (a \times b \times c) \cdot \rho \cdot g \cdot Sin\beta \,. \qquad (1.11)$$

Силу трения определим по формуле Ньютона (1.9), учитывая, что верхний слой жидкости, прилипший к бруску, движется со скоростью V, а нижний слой, смачивающий наклонную плоскость, - неподвижен (рис. 1.2,б)

$$T_{Tp} = \mu S \frac{\Delta V}{\delta} = \mu \cdot a \cdot b \frac{V - 0}{\delta} \,. \qquad (1.12)$$

Приравнивая $T_{\text{с}}$ и $T_{\text{Тр}}$, находим

$$V = \frac{\delta \cdot c \cdot \rho \cdot g \cdot Sin\beta}{\mu} \,. \qquad (1.13)$$

Правильность рассуждений и преобразований проверяем методом размерностей, подставляя вместо величин их размерности

$$\frac{м}{с} = \frac{м \cdot м \cdot \frac{кг}{м^3} \cdot \frac{м}{с^2}}{\frac{кг}{с \cdot м}}; \quad \frac{м}{с} = \frac{м}{с} \,.$$

Часто приходится сталкиваться со случаями, когда в условии задачи отсутствует необходимая величина в явном виде. Например, в рассматриваемой задаче коэффициент динамической вязкости μ не задан, но указывается, что это масло и его температура Т. В таких случаях недостающие величины необходимо определять самому по справочникам. Открываем приложения этой методички (или какой-либо другой справочник) и находим нужную величину. Допустим, что в условии задачи говорится об индустриальном масле 20 и температуре 35 $^{\circ}$С. Из приложения 1 можно найти значения коэффициента кинематической вязкости для этого масла при температуре 20 °С (ν_{20} = 0,85 Ст) и 40 °С (ν_{40} = 0,33 Ст). Для определения динамической вязкости масла «индустриальное 20» при температуре 35° используем метод интерполяции и формулу (1.1):

$$\nu_{35} = \nu_{20} - \frac{\nu_{20} - \nu_{40}}{20} 15 = 0{,}85 - \frac{0{,}85 - 0{,}33}{20} 15 = 0{,}46\ Cm\,;$$

$$\mu = \nu \cdot \rho = 0{,}46 \cdot 10^{-4} \cdot 891 = 0{,}041\ \text{Па} \cdot \text{с}\,.$$

Пример 1.2. Канистра, заполненная жидкостью и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до температуры T_2. На сколько повысилось бы давление жидкости внутри канистры, если бы она была абсолютно жесткой? Начальная температура жидкости равна T_1. Модуль объемной упругости жидкости равен $E_{ж}$ и коэффициент температурного расширения – β_t.

При решении этой задачи необходимо рассматривать два явления – температурное расширение и объемное сжатие. Нагрев жидкости на температуру $\Delta T = T_2 - T_1$ неизбежно должен привести к увеличению ее объема на $\Delta V = \beta_t V \Delta T$ (см. формулу (1.7)). Рассматривая объемное сжатие на эту же величину, найдем − $\Delta V = \beta_c V \Delta p$ (см.формулу (1.5)). Приравнивая эти объемы, находим $\beta_t V \Delta T = \beta_c V \Delta p$, $\Delta p = (\beta_t \Delta T)/\beta_c = \beta_t \cdot \Delta T \cdot E_{ж}$.

1.3. Контрольные задачи

Задача 1.1. Зазор А между валом и втулкой заполнен маслом. Длина втулки равна L. К валу, диаметр которого D, приложен вращающий момент M. При вращении вала масло постепенно нагревается и скорость вращения увеличивается. Определить частоту вращения вала при температуре масла T. Данные для решения задачи в соответствии с вариантом задания принять по табл. 1.1.

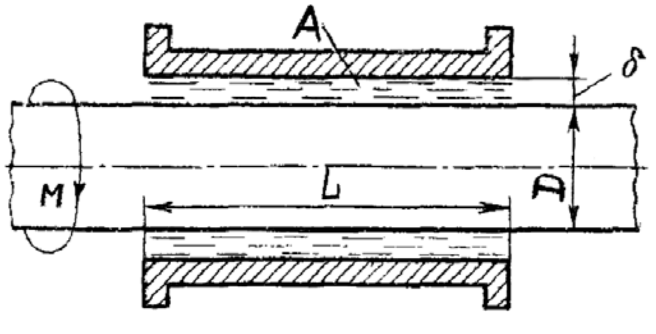


Таблица 1.1

Исходные данные для задачи 1.1

Номер варианта	Масло	T, ^{0}C	M, Н·м	δ, мм	D, см	L, мм
1	АМГ-10	46	5,1	2,0	30	900
2	Индустриальное 25	35	27,0	3,0	40	1200
3	Веретенное АУ	32	1,6	1,5	20	600
4	Индустриальное 12	37	2,1	1,0	25	750
5	Турбинное 30	42	1,5	1,3	15	500
6	Индустриальное 30	27	18,0	2,4	35	1000
7	Касторовое	76	0,14	0,8	10	400
8	Индустриальное 50	20	640	3,3	50	1500
9	Трансформаторное	56	1,8	1,2	25	650
0	АМГ - 10	38	4,25	1,8	35	850

Задача 1.2. На рисунке представлено начальное положение гидравлической системы дистанционного управления (рабочая жидкость между поршнями не сжата). При перемещении ведущего поршня (его диаметр D) вправо жидкость постепенно сжимается и давление повышается. Когда манометрическое давление достигает величины $p_м$, сила давления на ведомый поршень (его диаметр d) становится больше силы сопротивления F. С этого момента приходит в движение вправо и ведомый поршень. Диаметр соединительной части цилиндров - δ, длина - l. Определить диаметр ведущего поршня D, необходимый для того, чтобы ход L обоих поршней был один и тот же. Данные для решения задачи, в соответствии с вариантом задания, принять по табл. 1.2. Коэффициент объемного сжатия рабочей жидкости принять равным β_c=0,59 10^{-9} м^2/Н.

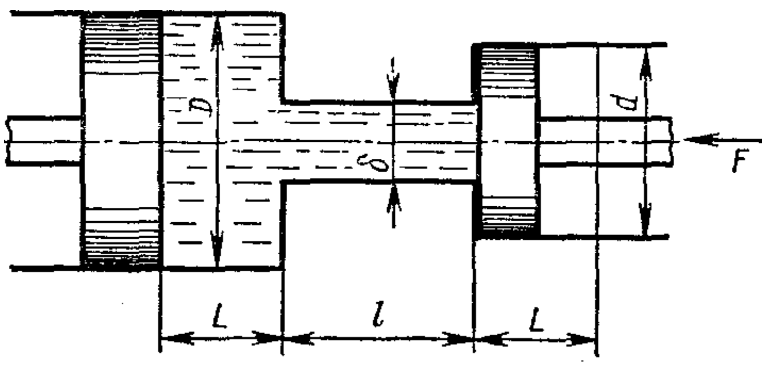


Таблица 1.2

Исходные данные для задачи 1.2

Номер варианта	d, мм	L, мм	δ, мм	l, м	$p_м$, МПа
1	20,0	30,0	10,0	2,40	21,0
2	18,0	34,0	8,0	2,20	15,0
3	24,0	32,0	12,0	2,00	12,5
4	28,0	36,0	14,0	2,35	17,5
5	20,0	38,5	11,5	1,90	14,0
6	24,5	41,0	12,0	1,75	16,3
7	28,0	38,5	14,0	1,52	19,1
8	26,0	36,0	8,5	1,61	14,8
9	22,5	34,0	10,5	1,77	17,0
0	27,0	35,0	12,5	2,25	20,0

2. ГИДРОСТАТИКА

2.1. Краткие теоретические сведения

Давление, представляющее полное напряжение сжатия от действия всех внешних сил (поверхностных и массовых), приложенных к жидкости, называется абсолютным давлением.

В технике удобно отсчитывать давление от условного нуля, за который принимается давление атмосферного воздуха на поверхности земли, равное 101325 Па. В этом случае величина давления показывает избыток абсолютного давления p над атмосферным $p_{ат}$ и называется избыточным давлением $p_и$:

$$p_и = p - p_{ат}. \qquad (2.1)$$

Избыточное давление отрицательно, если абсолютное давление меньше атмосферного. Недостаток давления до атмосферного называется вакуумом $p_в$

$$p_в = p_{ат} - p. \qquad (2.2)$$

Уравнение, выражающее *гидростатическое давление p* (Па) в любой точке неподвижной жидкости в том случае, когда на неё действует из массовых сил лишь сила тяжести, называется основным уравнением гидростатики

$$p = p_0 + h\rho g = p_0 + h\gamma , \qquad (2.3)$$

где p_0 - давление на свободной поверхности (Па);

h - глубина погружения рассматриваемой точки от свободной поверхности (м).

Если сосуд открыт, то (2.3) можно переписать в следующем виде:

$$p = p_{ат} + \rho g h. \qquad (2.4)$$

Избыточное давление, создаваемое в данном случае только весом жидкости, равно:

$$p_{и} = \rho g h. \qquad (2.5)$$

Формула (2.5) дает возможность выражать избыточное давление в любой точке жидкости высотой столба жидкости определенной плотности.

Сила давления F жидкости на плоскую стенку равна произведению *гидростатического давления p_c* в центре тяжести площади стенки на *площадь стенки S*:

$$F = p_c S = \rho g h_c S. \qquad (2.6)$$

Центр давления (точка приложения силы F) расположен ниже центра тяжести площади или совпадает с последним в случае горизонтальной стенки.

Расстояние между центром тяжести площади и центром давления в направлении нормали к линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости равно:

$$\Delta y = \frac{J_0}{y_c S} \qquad (2.7)$$

где J_o — момент инерции площади стенки относительно оси, проходящей через центр тяжести площади и параллельной линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью;

y_c — координата центра тяжести площади.

Сила давления жидкости на криволинейную стенку складывается из горизонтальной $F_г$ и вертикальной $F_в$ составляющих:

$$F = \sqrt{F_г^2 + F_в^2}\ . \qquad (2.8)$$

Горизонтальная составляющая $F_г$ равна силе давления жидкости на вертикальную проекцию данной стенки:

$$F_г = \rho g h_c S_в\ , \qquad (2.9)$$

где $S_в$ – проекция криволинейной стенки на вертикальную плоскость;

h_c – глубина погружения центра тяжести проекции $S_в$.

Вертикальная составляющая $F_в$ равна весу жидкости в объеме V, заключенном между данной стенкой, свободной поверхностью жидкости и вертикальной проецирующей поверхностью, проведенной по контуру стенки.

2.2. Указания и примеры решения задач

Задачи на определение давления в несжимаемой жидкости могут быть решены с помощью уравнений, выражающих:

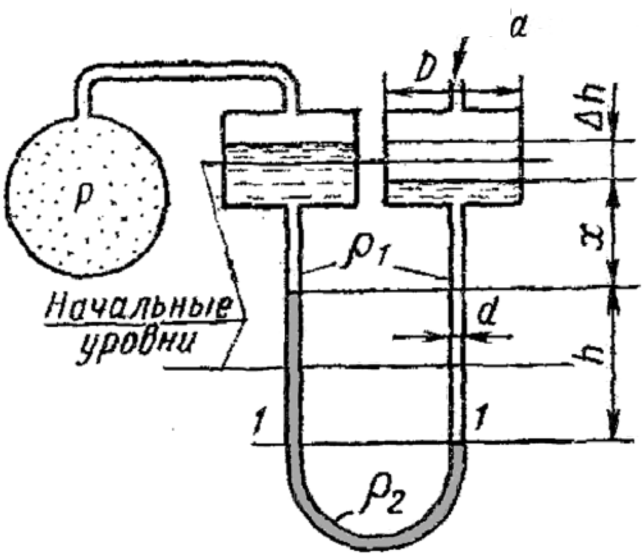
1) условие равновесия жидкости;

2) условие равновесия твердого тела, на которое действует сила давления со стороны жидкости;

3) условие постоянства объемов жидкости в рассматриваемой системе при ее переходе из одного равновесного состояния в другое.

Для иллюстрации рассмотрим некоторые примеры.

Пример 2.1. Определить давление газа в баллоне по показанию h двухжидкостного чашечного микроманометра, заполненного жидкостями, имеющими плотности ρ_1 и ρ_2, если задано отношение диаметров трубки и чашки прибора d/D.



Для определения давления, прежде всего, применим закон равновесия несжимаемой жидкости, из которого следует, что в жидкости плотностью ρ на уровне 1—1 давление в трубках манометра одинаково. В правой трубке оно создано атмосферным давлением $p_а$ и весовым давлением столба жидкости плотностью ρ, Так как высота этого столба неизвестна, введем размер x. Тогда по формуле (2.1) получим

$$p_1 = p_a + \rho_1 g(h + x). \qquad (2.10)$$

В левой трубке давление на уровне 1—1 создается давлением p газа в баллоне и весовым давлением жидкостей, имеющих плотности p_1 и p_2.

Для выражения давления через указанные величины введем еще один размер Δh, представляющий разность уровней жидкости плотностью ρ_1 в чашках прибора. Тогда

$$p_1 = p + \rho_1 g(x + \Delta h) + \rho_2 gh. \qquad (2.11)$$

Из последних двух формул находим

$$p = p_a - (\rho_2 - \rho_1)gh - \rho_1 g\Delta h. \qquad (2.12)$$

Как видно из полученного результата, использование закона равновесия несжимаемой жидкости недостаточно для решения задачи, так как величина Δh неизвестна.

Для определения Δh применим уравнение постоянства объема жидкости в системе:

$$\frac{\pi D^2}{4}\Delta h = \frac{\pi d^2}{4}h, \quad \text{откуда} \quad \Delta h = \frac{d^2}{D^2}h.$$

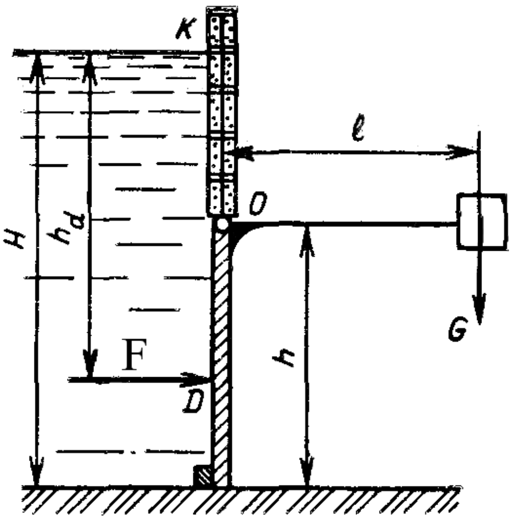
Подставив найденное выражение для Δh в (2.12), получим

$$p = p_a - (\rho_2 - \rho_1)gh - \rho_1 g\frac{d^2}{D^2}h. \qquad (2.13)$$

Поскольку $\rho_1 < \rho_2$ имеем $p < p_а$ т.е. давление в баллоне меньше атмосферного. Учитывая формулу (2.2), вакуум в баллоне можно выразить зависимостью

$$p_В = (\rho_2 - \rho_1)gh - \rho_1 g\frac{d^2}{D^2}h. \qquad (2.14)$$

Пример 2.2. Определить минимальную массу груза m, способного удержать прямоугольный щит размерами h=*3 м*, b =*2 м* в закрытом положении, при уровне воды в канале H=*5 м*. Длина рычага, на котором укреплен груз, l=*3 м*. Щит может поворачиваться в подшипниках вокруг оси O. Выше оси расположены неподвижные балки, концы которых заделаны в боковые стенки канала.



Сила тяжести G минимального груза может быть найдена из уравнения моментов, составленного относительно оси O:

$$\sum M_{о} = 0 \text{ или } G \cdot l - F \cdot DO = 0, \tag{2.15}$$

где F– сила давления воды на щит, равная по (2.5) и (2.6) $F = \rho g h_c S$;

DO – плечо силы F, $DO = h_d - KO = h_d - (H - h)$.

Тогда из (2.15) можно найти

$$G = F \cdot \frac{DO}{l}. \tag{2.16}$$

Площадь щита равна

$$S = bh = 2 \cdot 3 = 6 \text{ м}^2.$$

Расстояние центра тяжести щита от свободной поверхности

$$h_c = H - \frac{h}{2} = 5 - \frac{3}{2} = 3{,}5 \text{ м}.$$

Момент инерции щита относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести (см. приложение 2)

$$J_c = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot 3^3}{12} = 4{,}5 \text{ м}^4.$$

Расстояние центра давления от свободной поверхности

$$h_d = h_c + \frac{J_c}{h_c S} = 3{,}5 + \frac{4{,}5}{3{,}5 \cdot 6} = 3{,}71 \text{ м}.$$

Подставляя полученные значения в вышеприведенные формулы, получим:

$$DO = 3{,}71 - (5 - 3) = 1{,}71 \text{ м},$$

$$F = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}5 \cdot 6 = 206 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

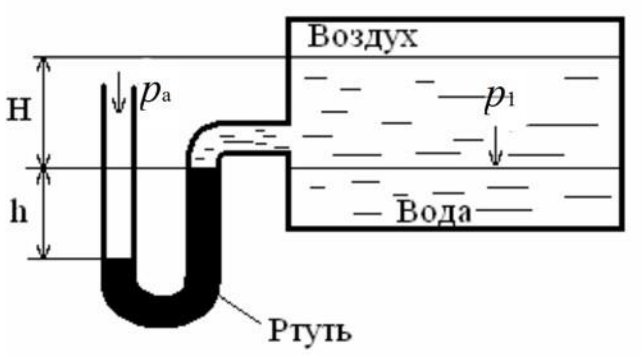
Тогда

$$G = 206 \cdot 10^3 \cdot \frac{1{,}71}{3} = 128 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{128000}{9{,}81} = 12000 \text{ кг}.$$

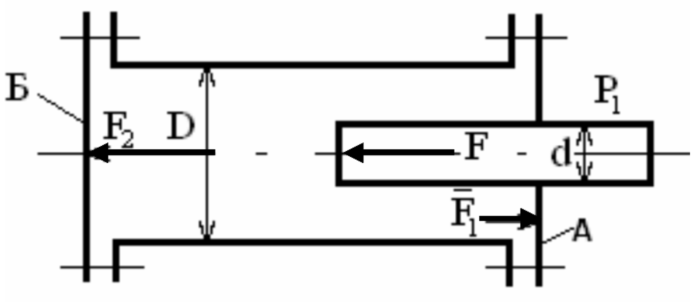
2.3. Контрольные задачи

Задача 2.1. Определить абсолютное давление воздуха в сосуде, если показание ртутного прибора равно h, высота - H. Плотность ртути принять равной ρ_p=13600 кг/м^3. Атмосферное давление p_a.



Исходные данные для задачи 2.1 приведены в табл.2.1.

Задача 2.2. Определить нагрузки на болты крышек А и Б гидравлического цилиндра диаметром D, если к плунжеру диаметром d приложена сила F . Найти F_1 и F_2.



Исходные данные для задачи 2.2 приведены в табл.2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные для задач 2.1 и 2.2

Номер варианта	Задача 2.1			Задача 2.2		
	H, м	h, мм	p_a, мм	D, мм	d, мм	F, кН
1	1,0	368	736	160	120	20
2	1,1	370	740	150	100	25
3	1,2	373	745	140	110	30
4	1,3	375	750	130	90	15
5	1,4	377	755	120	80	10
6	1,5	380	760	145	95	30
7	1,6	383	765	125	75	20
8	1,7	385	770	155	105	35
9	1,8	387	775	160	100	40
0	1,9	390	780	150	110	30

3. УРАВНЕНИЕ РАСХОДА И УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

3.1. Краткие теоретические сведения

Основными уравнениями, позволяющими решать простейшие задачи о движении идеальной жидкости, являются уравнение расхода и уравнение Бернулли.

Уравнение расхода представляет собой условие неразрывности (сплошности) потока несжимаемой жидкости или, что то же самое, равенство объемных расходов в каких-то двух поперечных сечениях одного и того же потока, например *1* и *2,* т. е. $Q_1 = Q_2$ или $V_1 S_1 = V_2 S_2$. Отсюда следует, что

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1}, \qquad (3.1)$$

т. е. скорости обратно пропорциональны площадям поперечных сечений потоков. При этом предполагается, что скорость во всех точках данного сечения одинакова.

Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости выражает собой закон сохранения удельной энергии жидкости вдоль потока. Под удельной понимают энергию, отнесенную к единице веса, объема или массы жидкости. Обычно удобнее бывает относить энергию к единице веса. В этом случае уравнение Бернулли, записанное для сечений *1* и *2* элементарной струйки или потока идеальной жидкости, имеет вид

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = H, \qquad (3.2)$$

где Z — вертикальные координаты центров тяжести сечений или удельная энергия положения; $p/(\rho g)$ — пьезометрическая высота, или удельная энергия давления; $V^2/(2g)$ — скоростная высота (напор) или удельная кинетическая энергия; H — полный напор или полная удельная энергия жидкости.

Для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли следует писать в таком виде

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_{пот} \qquad (3.3)$$

где V — средняя по сечению скорость, равная $V = Q/S$; α — коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечениям и равный отношению действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии того же потока, но при равномерном распределении скоростей;

$h_{пот}$ — суммарная потеря полного напора между сечениями *1* и *2*, обусловленная вязкостью жидкости.

Потери напора зависят от режима течения, который определяется по формуле Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\nu}, \tag{3.4}$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости, выражаемая в м^2/с или см^2/с=1Ст (1Ст=10^{-4}м^2/с).

При $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{кр}$, где $\mathrm{Re}_{кр}$=2300, режим движения - ламинарный, т. е. слоистый, без перемешивания жидкости и без пульсаций скоростей и давлений.

При $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр}$ режим течения турбулентный, т. е. с перемешиванием жидкости и с пульсациями скоростей и давлений.

3.2. Указания и примеры решения задач

При применении уравнения Бернулли важно правильно выбрать те два сечения, для которых оно записывается. В качестве сечений рекомендуется брать:

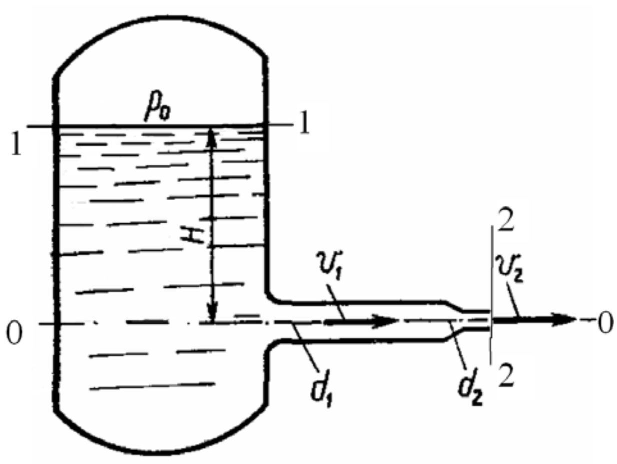
- свободную поверхность жидкости в резервуаре (баке), где $V = 0$;
- выход в атмосферу, где $p_{изб} = 0$ или $p_{абс} = p_a$;
- сечение, где присоединен тот или иной манометр, пьезометр или вакуумметр;
- неподвижный воздух вдалеке от входа в трубу, в которую происходит всасывание из атмосферы.

Уравнение Бернулли рекомендуется сначала записать в общем виде, а затем переписать с заменой его членов заданными буквенными величинами и исключить члены, равные нулю. При этом необходимо помнить следующее:

- вертикальная ордината Z всегда отсчитывается от произвольной плоскости вверх;
- давление p, входящее в правую и левую части уравнения, должно быть задано в одной системе отсчета (абсолютной или избыточной);
- суммарная потеря напора всегда пишется в правой части

уравнения Бернулли со знаком плюс.

Пример 3.1. Из напорного бака вода течет по трубе диаметром d_1 и затем вытекает в атмосферу через насадок (брандспойт) с диаметром выходного отверстия d_2. Избыточное давление воздуха в баке равно p_o; высота - H. Пренебрегая потерями энергии, определить скорости течения воды в трубе υ_1 и на выходе из насадка υ_2.



Первое сечение выбираем на свободной поверхности жидкости, а второе – на выходе из брандспойта. Плоскость сравнения пусть совпадает с осью трубы. Тогда элементы уравнения Бернулли (3.3) примут следующие значения:

$$Z_1 = H;\ Z_2 = 0;\ p_1 = p_0;\ p_2 = 0;\ V_1 = 0;\ V_2 = \upsilon_2;\ h_{\text{пот}} = 0,$$

а само уравнение – следующий вид

$$H + \frac{p_0}{\rho g} + 0 = 0 + 0 + 1\cdot\frac{\upsilon_2}{2g} + 0.$$

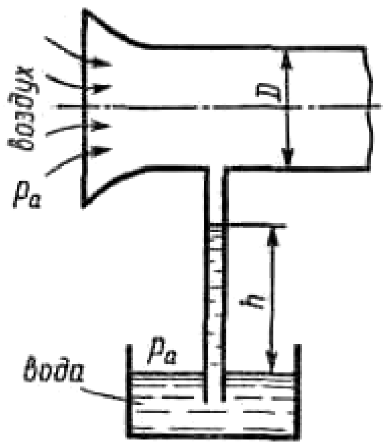
В результате простых преобразований получаем

$$\upsilon_2 = \sqrt{2\left(Hg + \frac{p_0}{\rho}\right)}.$$

Скорость течения в трубе υ_1 определим из соотношения (3.1)

$$\upsilon_1 = \upsilon_2\frac{S_2}{S_1} = \sqrt{2\left(Hg + \frac{p_0}{\rho}\right)}\cdot\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2.$$

3.3. Контрольные задачи

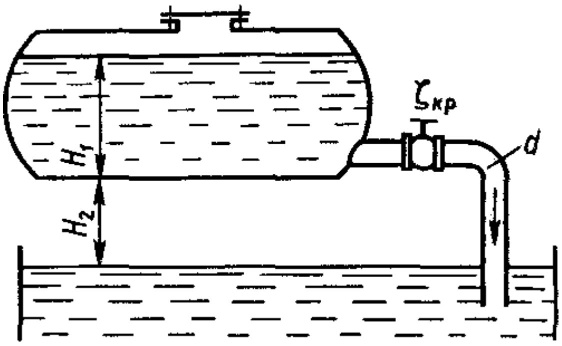


Задача 3.1. Определить расход воздуха по трубе с плавно закругленным входом и цилиндрической частью диаметром D, если показание вакуумметра в виде вертикальной стеклянной трубки, опущенной в сосуд с водой, равно h. Сопротивлением при движении воздуха от входной части трубы до места присоединения вакуумметра пренебречь. Плотность воздуха

$\rho_{воз}$=1,25 кг/м^3.

Исходные данные для решения задачи 3.1, в соответствии с вариантом задания выбрать по табл. 3.1.

Задача 3.2. Бензин сливается из цистерны по трубе диаметром d. Определить расход жидкости, если в верхней части цистерны имеет место вакуум $h_в$. Потерями пренебречь. Плотность бензина ρ=750 кг/м^3.



Исходные данные для решения задачи 3.2 выбрать по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные для задач 3.1, 3.2

Номер варианта	Задача 3.1		Задача 3.2			
	D, см	h, см	$h_в$, мм. рт.ст	H_1, м	H_2, м	d, мм
1	20	25	74	1,5	1,3	50
2	25	15	70	1,6	1,0	45
3	15	35	65	1,4	0,8	40
4	30	20	60	1,7	0,6	32
5	35	12	75	1,8	0,8	55
6	40	10	80	1,9	0,7	50
7	25	12	85	2,0	0,9	45
8	30	14	90	1,5	1,5	40
9	20	18	55	1,8	1,4	42
0	18	19	50	1,9	1,0	32

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ И РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

4.1. Краткие теоретические сведения

4.1.1. Гидравлические сопротивления

Различают два вида гидравлических потерь напора: местные потери и потери на трение по длине. Местные потери напора происходят в так называемых местных гидравлических сопротивлениях, т. е. в местах изменения формы и размеров русла, где поток так или иначе деформируется — расширяется, сужается, искривляется - или имеет место более сложная деформация. Местные потери выражают формулой Вейсбаха:

$$h_м = \xi_м \frac{V^2}{2g}, \qquad (4.1)$$

где V - средняя скорость потока в сечении за местным сопротивлением;

$\xi_м$ — безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Числовое значение коэффициента $\xi_м$ в основном определяется формой местного сопротивления, его геометрическими параметрами, но иногда влияет также число Рейнольдса. При турбулентном режиме коэффициенты местных сопротивлений $\xi_м$ от числа Рейнольдса не зависят. При ламинарном режиме считают, что

$$\xi_м = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \xi_{кв}, \qquad (4.2)$$

где A - число, определяемое формой местного сопротивления;

$\xi_{кв}$ - коэффициент местного сопротивления при режиме квадратичного сопротивления, т. е. при $\mathrm{Re} \to \infty$.

При турбулентном режиме в случае внезапного расширения трубы потеря напора определяется формулой Борда:

$$h_p = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \xi_p \frac{V_1^2}{2g}, \qquad (4.3)$$

где V_1 и V_2 — скорости до и после расширения трубы;

ξ_p— коэффициент сопротивления, равный для данного случая:

$$\xi_p = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \qquad (4.4)$$

где S_1 и S_2 — площади сечений трубы до и после внезапного расширения.

При внезапном сужении трубы без закругления коэффициент сопротивления определяют по формуле Идельчика:

$$\xi_c = 0{,}5\left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right). \qquad (4.5)$$

Коэффициенты сопротивлений для постепенно расширяющихся труб — диффузоров и плавно сужающихся труб — сопл, а также других местных гидравлических сопротивлений (поворотов, кранов, фильтров и т. п.) — приведены в справочной литературе.

Потери напора на трение по длине l определяются общей формулой Дарси-Вейсбаха:

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d}\frac{V^2}{2g}, \tag{4.6}$$

где безразмерный коэффициент гидравлического трения λ определяется в зависимости от режима течения.

При ламинарном режиме λ однозначно определяется числом Рейнольдса, т. е.

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \tag{4.7}$$

При ламинарном режиме вместо формул (4.6) и (4.7) можно воспользоваться зависимостью Пуазейля:

$$h_{дл} = \frac{128\nu lQ}{\pi g d^4}. \tag{4.8}$$

При турбулентном режиме коэффициент гидравлического трения λ , или коэффициент Дарси, в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d. Если для так называемых гидравлически гладких труб шероховатость на сопротивление не влияет, то коэффициент λ однозначно определяется числом Re. Наиболее применимой для этого случая является формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0.25}}. \tag{4.9}$$

Границу зоны гидравлически гладких труб можно определить из условия

$$\psi<10, \tag{4.10}$$

где ψ - критерий зоны турбулентности, определяемый по формуле

$$\psi=\mathrm{Re}. \tag{4.11}$$

Универсальной формулой, учитывающей одновременно оба фактора, является формула Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0,25}. \tag{4.12}$$

Формула Альтшуля применяется для шероховатых труб в переходной области сопротивления, где на гидравлические сопротивления оказывают влияние и Re и Δ/d.

Границу переходной области можно определить из условия

$$10 \le \psi \le 500\ . \qquad (4.13)$$

Коэффициент λ в квадратичной области сопротивления можно определить по формуле Шифринсона:

$$\lambda=0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25}, \qquad (4.14)$$

которая применима при условии $(\Delta / d) < 0{,}007$.

4.1.2. Расчет трубопроводов

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

Простые — трубопроводы с постоянным диаметром по длине, которые не содержат разветвлений. Трубопровод, содержащий как последовательные, так и параллельные соединения труб, называется *сложным*.

Суммарная потеря напора в простом трубопроводе складывается из потерь на трение по длине и местных потерь:

$$h_{пот}=h_{тр}+\sum h_{м}=\left(\lambda\frac{l}{d}+\sum\zeta\right)\frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \qquad (4.15)$$

Формула (4.15) справедлива для обоих режимов течения, однако при ламинарном режиме чаще используют формулу (4.8) с заменой в ней фактической длины трубопровода расчетной, равной $l_{рас}=l + l_{эк}$, где $l_{эк}$ — длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям в трубопроводе.

Если в трубопроводе необходимо обеспечить расход жидкости Q, то потребный для этого напор $H_п$, т. е. пьезометрическая высота в начальном сечении $p_1/(\rho g)$, определяется по формуле

$$p_1/(\rho g) = H_п= \Delta Z + p_2/(\rho g) + h_{пот}\ , \qquad (4.16)$$

где ΔZ – геометрическая высота, на которую нужно поднять жидкость, $\Delta Z=Z_1 - Z_2$;

$p_2/(\rho g)$ -- пьезометрическая высота в конечном сечении трубопровода.

Если трубопровод состоит из n последовательно соединенных участков, то справедливы равенства:

$$Q_1=Q_2=Q_3=\ldots=Q_n\ ; \qquad (4.17)$$

$$\sum h=\sum h_1+\sum h_2+\ldots+\sum h_n\ . \qquad (4.18)$$

При параллельном соединении n трубопроводов (n — количество разветвлений):

$$Q=Q_1+Q_2+\ldots+Q_n; \qquad (4.19)$$

$$\sum h_1=\sum h_2=\ldots=\sum h_n, \qquad (4.20)$$

где Q – расход в точке разветвления;

Q_n – расход n-ого участка;

$\sum h_n$ – потери напора на n-ом участке.

4.2. Указания и примеры решения задач

Величина потерь напора $h_{пот}$ в общем случае складывается из местных потерь $h_м$, которые можно выражать формулой Вейсбаха (4.1), и потерь на трение по длине $h_{дл}$, определяемых формулой Дарси (4.6).

При вычислении общих потерь напора пользуются принципом наложения (сложения) потерь, т.е. суммируют потери напора на всех последовательно включенных прямолинейных участках и в местных сопротивлениях. Этот метод справедлив только в том случае, когда местные сопротивления расположены на расстоянии более (20…50)d друг от друга.

В частном случае, когда жидкость подводится к резервуару, баку и т. п., можно считать, что теряется вся кинетическая энергия жидкости. В случае ламинарного режима при этом необходимо учесть коэффициент α.

При определении гидравлических потерь по формуле Вейсбаха следует обращать внимание на указания относительно того, к какой скорости (или какой площади) отнесены заданные коэффициенты сопротивления.

Пример 4.1. Из резервуара вода насосом транспортируется по трубопроводу. Определить показания манометра М при расходе воды в трубопроводе Q = 50 м^3/ч. Длина трубопровода l=120 м, высота h=960 мм, диаметр труб d=100 мм, эквивалентная шероховатость $\Delta_э$=0,5 мм, коэффициент местного сопротивления в коленах равен $\zeta_к$=0,3, в задвижке – $\zeta_з$=1,5 (см. рис. 4.1).

Проведем в потоке два сечения 1-1 и 2-2, а также плоскость сравнения 0-0, и запишем для этих сечений уравнение Бернулли:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\upsilon_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\upsilon_2^2}{2g} + h_{пот}.$$

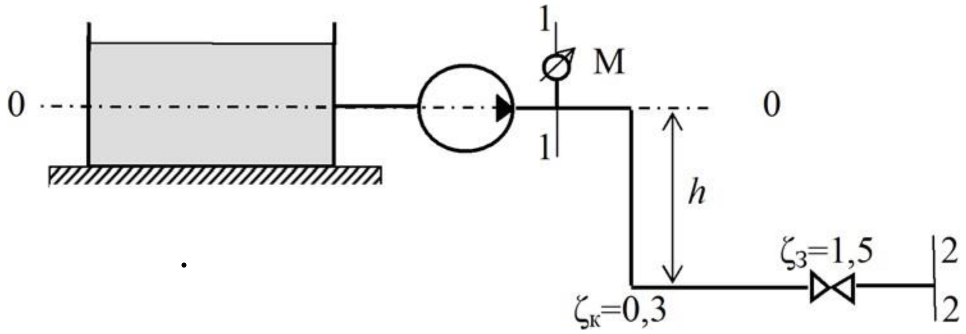


Рис.4.1. Схема к решению примера 4.1.

Подставив в это уравнение $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $\upsilon_1 = \upsilon_2 = \upsilon$, $p_1 = p_м$, $p_2 = 0$, $Z_1 = 0$, $Z_2 = -h$, $h_{пот} = h_д + h_м = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} + \sum\zeta_М \frac{\upsilon^2}{2g}$, получим

$$0 + \frac{p_М}{\rho g} + \frac{\alpha\upsilon^2}{2g} = -h + 0 + \frac{\alpha\upsilon^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} + \sum\zeta_М \frac{\upsilon^2}{2g},$$ откуда

$$p_М = \rho g\left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum\zeta_М\right)\frac{\upsilon^2}{2g} - h\right].$$

Средняя скорость воды в трубопроводе будет равна

$$\upsilon = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 50}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2 \cdot 3600} = 1{,}77 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu} = \frac{1{,}77 \cdot 0{,}1}{0{,}01 \cdot 10^{-4}} = 177000.$$

Поскольку $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр} = 2300$, режим движения по трубопроводу – турбулентный. Так как $\mathrm{Re} \cdot \Delta_э / d = 177000 \cdot 0{,}5 \cdot 10^{-3} / 0{,}1 = 885 > 500$, то λ находится в квадратичной области сопротивления, для которой справедлива формула (4.14)

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11\left(\frac{0{,}0005}{0{,}1}\right)^{0{,}25} = 0{,}0293.$$

Местные сопротивления представлены в этом трубопроводе двумя коленами и одной задвижкой, поэтому $\sum\zeta_м = 2 \cdot 0{,}3 + 1{,}5 = 2{,}1$.

Подставив заданные и найденные значения величин в полученное выше уравнение, найдем

$$p_{м} = 1000 \cdot 9{,}81 \left[\left(0{,}0293 \frac{120}{0{,}1} + 2{,}1 \right) \frac{1{,}77^2}{2 \cdot 9{,}81} - 0{,}96 \right] = 48950 \text{ Па} .$$

Задачи на расчет простого трубопровода можно разбить на три типа. Приводим порядок их решения.

1-й тип. Даны расход жидкости Q в трубопроводе; все размеры (l, d, ΔZ); шероховатость труб; давление в конечном сечении (для всасывающих трубопроводов — в начальном) и свойства жидкости (ρ, ν). Местные сопротивления либо заданы коэффициентами ζ или эквивалентными длинами $l_{эк}$, либо оцениваются по справочным данным.

Требуется найти потребный напор $H_{п}$.

По Q, d, и ν находят число Рейнольдса и определяют режим течения.

При ламинарном режиме искомый напор находят по формулам (4.8) и (4.16).

При турбулентном режиме задачу решают с помощью формул (4.15) и (4.16) с использованием формул (4.9), (4.12) или (4.14) в зависимости от шероховатости труб.

2-й тип. Даны напор $H_{р}$, который будем называть располагаемым, и все величины, перечисленные в 1 типе задачи, кроме расхода Q. Такие задачи решают методом итерации (последовательного приближения).

Задаются режимом течения, основываясь на роде жидкости: для воды, бензина, керосина – режим обычно турбулентный; для масла, глицерина – ламинарный.

При ламинарном режиме течения задачу решают с помощью формул (4.8) и (4.16). После определения Q проверяют режим течения.

При турбулентном режиме течения в первом приближении следует задаться коэффициентом λ (например, $\lambda_{т}$=0,03). Далее по формулам (4.15), (4.16) рассчитывают Q, проверяют режим течения и, определившись с областью сопротивления, по одной из формул (4.9), (4.12) или (4.14) рассчитывают новое значение λ_1. Используя это новое значение λ_1, рассчитывают расход Q и, сравнивая его с предыдущим, принимают решение, переходить ли к новому приближению. Обычно бывает достаточно второго приближения.

3-й т и п. Даны расход, располагаемый напор $H_р$ и все величины, перечисленные ранее, кроме диаметра трубопровода d.

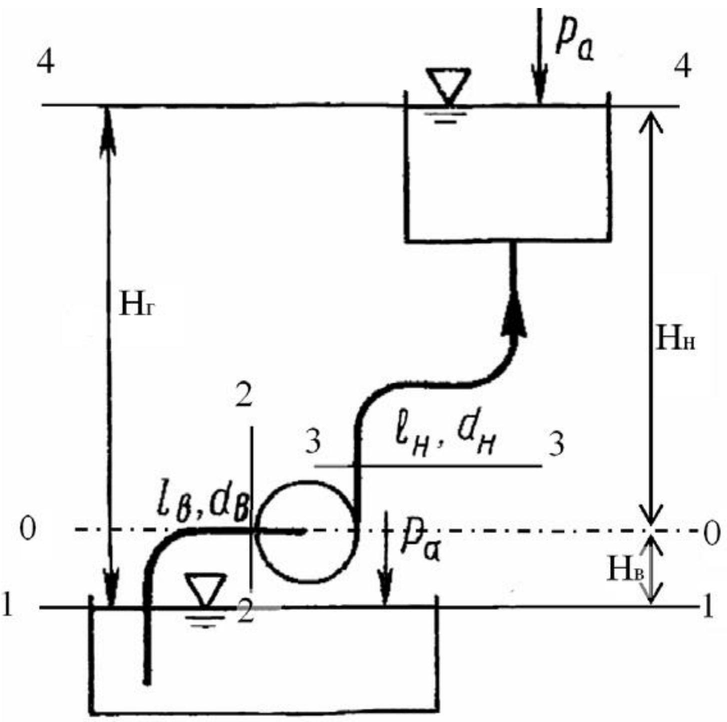
Так как число Рейнольдса, как и в предыдущей задаче, подсчитать нельзя, то режимом течения либо задаются, либо по формулам (4.8) и (4.16) выражают диаметр через критическое число Рейнольдса и определяют $H_{кр}$, соответствующее смене режима. Сравнивая $H_{кр}$, и $H_р$, определяют режим течения.

При ламинарном режиме задачу решают просто на основании формул (4.8) и (4.16).

При турбулентном режиме задачу решают графически. Для этого задаются рядом значений диаметра d и по ним подсчитывают $H_п$. Затем строят график $H_п=f(d)$ и по нему, зная $H_р$, определяют d.

Если подача жидкости по трубопроводу осуществляется насосом с заданной характеристикой, то принцип расчета такого трубопровода заключается в совместном построении в координатах H — Q линии потребного напора трубопровода и характеристики насоса. Точка пересечения этих линий соответствует рабочему режиму.

Пример 4.2. Центробежный насос, характеристика которого задана (табл. 4.1), подает воду на геометрическую высоту $H_г$.= 6 м. Трубы всасывания и нагнетания, изготовленные из стали, соответственно имеют диаметр $d_в$ = 50 мм и $d_н$ = 25 мм а длину $l_в$ = 4 м и $l_н$. = 9 м.



Температура подаваемой воды равна T = 55 ^{0}С. Найти рабочую точку при работе насоса на сеть. Определить, как изменяется напор и мощность насоса при уменьшении задвижкой подачи воды на 25%. При построении характеристики насосной установки местными гидравлическими сопротивлениями пренебречь.

Таблица 4.1

Рабочая характеристика насоса (к примеру 4.1)

Q, *л/с*	0,0	0,3	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
$H_{н}$, *м*	12,0	11,7	11,5	11,2	10,8	10,2	9,3	8,1	6,0	1,8
η, %	0,0	34	50	60	65	69	70	68	62	51

Для перемещения жидкости в трубопроводе от его начала до конца необходимо не только преодолеть гидравлические сопротивления (потери напора), но и поднять жидкость на определенную высоту $H_{г}$.

Полный напор, необходимый (потребный) для перемещения жидкости по трубопроводу, создается насосом и может быть выражен разностью полных напоров в сечениях 3-3 и 2-2 (превышением сечения 3-3 над сечением 2-2 пренебрегаем):

$$H_{потр} = H_3 - H_2 , \qquad (4.21)$$

Составим уравнение Бернулли для сечений потока 1-1 и 2-2, 3-3 и 4-4 относительно принятой плоскости сравнения, след которой на схеме – линия 0-0:

$$H_2 = H_1 - h_{пот1\text{-}2} , \qquad (4.22)$$

$$H_3 = H_4 + h_{пот3\text{-}4} . \qquad (4.23)$$

В свою очередь,

$$H_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = -H_в + \frac{p_а}{\rho g} + \frac{V_в^2}{2g}, \qquad (4.24)$$

$$H_4 = Z_4 + \frac{p_4}{\rho g} + \alpha_4 \frac{V_4^2}{2g} = H_н + \frac{p_а}{\rho g} + \frac{V_н^2}{2g}. \qquad (4.25)$$

Предполагаем, что движение турбулентное, поэтому α_1=1 и α_4=1.

Подставим уравнение (4.24) в уравнение (4.22), уравнение (4.25) в уравнение (4.23), а затем преобразованные уравнения (4.22) и (4.23) – в (4.21). В результате получим:

$$H_{потр} = H_Г + \frac{V_н^2 - V_в^2}{2g} + h_{пот1-2} + h_{пот3-4} , \qquad (4.26)$$

где $H_{г} = H_в + H_н$.

Построив график по уравнению (4.26), получим напорную характеристику системы трубопроводов.

Найти рабочую точку при работе насоса на сеть – это значит найти точку пересечения рабочей характеристики насоса с напорной характеристикой системы трубопроводов.

Рабочую характеристику насоса $H_н=f(Q)$ строим по данным таблицы (4.1), располагая по горизонтальной оси подачу насоса Q, а по вертикальной – напор $H_н$. Здесь же строим зависимость коэффициента полезного действия насоса η от подачи $\eta=(Q)$ (см. рис.4.2).

Напорную характеристику системы трубопроводов строим по уравнению (4.26), задаваясь как минимум тремя значениями расхода и определяя соответствующие этим значениям потребные напоры $H_{потр}$. Вычисления производим в последовательности, приведенной в таблице 4.2.

По полученным трем точкам (при необходимости количество точек может быть увеличено) строится кривая, являющаяся напорной характеристикой системы трубопроводов $H_{потр}=f(Q)$ (см. рис.4.2).

Рабочая точка «А» получается в результате пересечения кривой $H_{потр}=f(Q)$ и кривой $H_н=f(Q)$. Таким образом, при совместной работе насоса и трубопроводов расход воды будет равен Q=1,26 л/с, и напор будет составлять H=9,5 м.

Если прикрыть задвижку и уменьшить расход воды на 25%, то в системе насос-трубопровод установится расход равный $Q_{75\%}=0{,}75Q$ = 0,75·1,26 = 0,95 л/с. Новая рабочая точка «A_1» будет по прежнему располагаться на рабочей характеристике насоса, но будет смещена влево от первой (см. рис. 4.2). Этой рабочей точке будут соответствовать следующие параметры насоса: $Q_н$ = 0,95 л/с; $H_н$ = 10,6 м; $\acute{\eta}$ = 70 % .

Мощность насоса (на валу) будет равна:
при первой рабочей точке

$$N_н = \frac{N}{\eta} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}26 \cdot 10^{-3} \cdot 9{,}5}{0{,}7} = 168 \text{ вт},$$

при второй рабочей точке

$$N_н = \frac{N}{\eta} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}95 \cdot 10^{-3} \cdot 10{,}6}{0{,}7} = 141 \text{ вт}.$$

Таким образом, при уменьшении расхода насоса на 25 % его напор увеличивается на 12 % (10,6/9,5 = 1,12), и мощность уменьшается на 19% (168/141=1,19).

Таблица 4.2

Последовательность расчета данных, необходимых для построения напорной характеристики трубопроводов

№ п/п	Действие	Величина или расчетная формула	Ед. изм.	Результат расчета или выбора		Примечание
				для всасывающего трубопровода	для напорного трубопровода	
1	2	3	4	5	6	7
1	Задаемся расходом	Q	м^3/с	0,001	0,001	
2	Определяем площадь живого сечения	$S = \frac{\pi d^2}{4}$	м^2	$S = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}05^2}{4} = 0{,}00196$	$S = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}025^2}{4} = 0{,}0049$	
3	Определяем среднюю скорость течения	$V = \frac{Q}{S}$	м/с	$V = \frac{0{,}001}{0{,}00196} = 0{,}51$	$V = \frac{0{,}001}{0{,}0049} = 2{,}04$	
4	Определяем ν воды при Т=55℃	$\nu_{55} = \nu_{60} + \frac{\nu_{40} - \nu_{60}}{20} \cdot 5$	Ст	$\nu_{55} = 0{,}0047 + \frac{0{,}0065 - 0{,}0047}{20} \cdot 5 = 0{,}00515$		$\nu_{60} = 0{,}0047$, $\nu_{40} = 0{,}0065$ из приложения 1
5	Определяем число Рейнольдса	$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$		$\mathrm{Re} = \frac{0{,}51 \cdot 0{,}05}{0{,}00515 \cdot 10^{-4}} = 49500$	$\mathrm{Re} = \frac{2{,}04 \cdot 0{,}025}{0{,}00515 \cdot 10^{-4}} = 99000$	
6	Определяем эквивалентную (абсолютную) шероховатость	Δ	мм	0,070		Из приложения 2 для новых стальных труб

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6	7
7	Определяем критерий зоны турбулентности	$\psi = \mathrm{Re}\cdot\frac{\Delta}{d}$		$\psi = 49500\cdot\frac{0,07}{50} = 69$	$\psi = 99000\cdot\frac{0,07}{25} = 277$	
8	Определяем область сопротивления	$10 \le \psi \le 500$		Переходная	Переходная	См. п.4.1. настоящих метод. указаний
9	Определяем коэффициент Дарси	$\lambda = 0,11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0,25}$		$\lambda = 0,11\left(\frac{68}{49500} + \frac{0,07}{50}\right)^{0,25} = 0,025$	$\lambda = 0,11\left(\frac{68}{99000} + \frac{0,07}{25}\right)^{0,25} = 0,027$	
10	Определяем потери напора	$h_{пот} = \lambda\frac{l}{d}\cdot\frac{V^2}{2g}$	м	$h_{пот} = 0,025\frac{4}{0,05}\cdot\frac{0,51^2}{2\cdot 9,81} = 0,03$	$h_{пот} = 0,027\frac{9}{0,025}\cdot\frac{2,04^2}{2\cdot 9,81} = 2,06$	
11	Определяем потребный напор	$H_{потр}$ по формуле (5.12)	м	$H_{потр} = 6 + \frac{2,04^2 - 0,51^2}{2\cdot 9,81} + 0,03 + 2,06 = 8,29$		
В результате получена первая точка, необходимая для построения напорной характеристики: Q = 1 л/с; $H_{потр}$ = 8,29 м						
12	Задаемся расходом	Q	м^3/с	0,0015		
13	Определяем среднюю скорость течения	$V = \frac{Q}{S}$	м/с	$V = \frac{0,0015}{0,00196} = 0,76$	$V = \frac{0,0015}{0,0049} = 3,06$	

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6	7
14	Определяем число Рейнольдса	$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$		$\mathrm{Re} = \frac{0{,}76 \cdot 0{,}05}{0{,}00515 \cdot 10^{-4}} = 74510$	$\mathrm{Re} = \frac{3{,}06 \cdot 0{,}025}{0{,}00515 \cdot 10^{-4}} = 150000$	
15	Определяем критерий зоны турбулентности	$\psi = \mathrm{Re} \cdot \frac{\Delta}{d}$		$\psi = 74510 \cdot \frac{0{,}07}{50} = 105$	$\psi = 150000 \cdot \frac{0{,}07}{25} = 420$	
16	Определяем область сопротивления	$10 \le \psi \le 500$		Переходная	Переходная	См. п.4.1. настоящих метод. указаний
17	Определяем коэффициент Дарси	$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0,25}$		$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{74510} + \frac{0{,}07}{50}\right)^{0,25} = 0{,}024$	$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{150000} + \frac{0{,}07}{25}\right)^{0,25} = 0{,}026$	
18	Определяем потери напора	$h_{пот} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$	м	$h_{пот} = 0{,}024 \frac{4}{0{,}05} \cdot \frac{0{,}76^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}06$	$h_{пот} = 0{,}026 \frac{9}{0{,}025} \cdot \frac{3{,}06^2}{2 \cdot 9{,}81} = 4{,}47$	
19	Определяем потребный напор	$H_{потр}$ по формуле (5.12)	м	$H_{потр} = 6 + \frac{3{,}06^2 - 0{,}76^2}{2 \cdot 9{,}81} + 0{,}06 + 4{,}47 = 10{,}98$		
В результате получена вторая точка, необходимая для построения напорной характеристики: Q = 1,5 л/с; $H_{потр}$ = 10,98 м						

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6	7
20	Задаемся расходом	Q	м^3/с	0,0013		
21	Определяем среднюю скорость течения	$V=\frac{Q}{S}$	м/с	$V=\frac{0{,}0013}{0{,}00196}=0{,}66$	$V=\frac{0{,}0013}{0{,}0049}=2{,}65$	
22	Определяем число Рейнольдса	$\mathrm{Re}=\frac{V\cdot d}{\nu}$		$\mathrm{Re}=\frac{0{,}66\cdot 0{,}05}{0{,}00515\cdot 10^{-4}}=$ $=64100$	$\mathrm{Re}=\frac{2{,}65\cdot 0{,}025}{0{,}00515\cdot 10^{-4}}=$ $=129000$	
23	Определяем коэффициент Дарси	$\lambda=0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}}+\right.$ $\left.+\frac{\Delta}{d}\right)^{0,25}$		$\lambda=0{,}11\left(\frac{68}{64100}+\right.$ $\left.+\frac{0{,}07}{50}\right)^{0,25}=0{,}024$	$\lambda=0{,}11\left(\frac{68}{129000}+\right.$ $\left.+\frac{0{,}07}{25}\right)^{0,25}=0{,}026$	
24	Определяем потери напора	$h_{пот}=\lambda\frac{l}{d}\cdot\frac{V^2}{2g}$	м	$h_{пот}=0{,}024\frac{4}{0{,}05}\cdot$ $\cdot\frac{0{,}66^2}{2\cdot 9{,}81}=0{,}04$	$h_{пот}=0{,}026\frac{9}{0{,}025}\cdot$ $\cdot\frac{2{,}65^2}{2\cdot 9{,}81}=3{,}35$	
25	Определяем потребный напор	$H_{потр}$ по формуле (5.12)	м	$H_{потр}=6+\frac{2{,}65^2-0{,}66^2}{2\cdot 9{,}81}+0{,}04+3{,}35=9{,}72$		
В результате получена третья точка, необходимая для построения напорной характеристики: Q = 1,3 л/с; $H_{потр}$= 9,72 м						

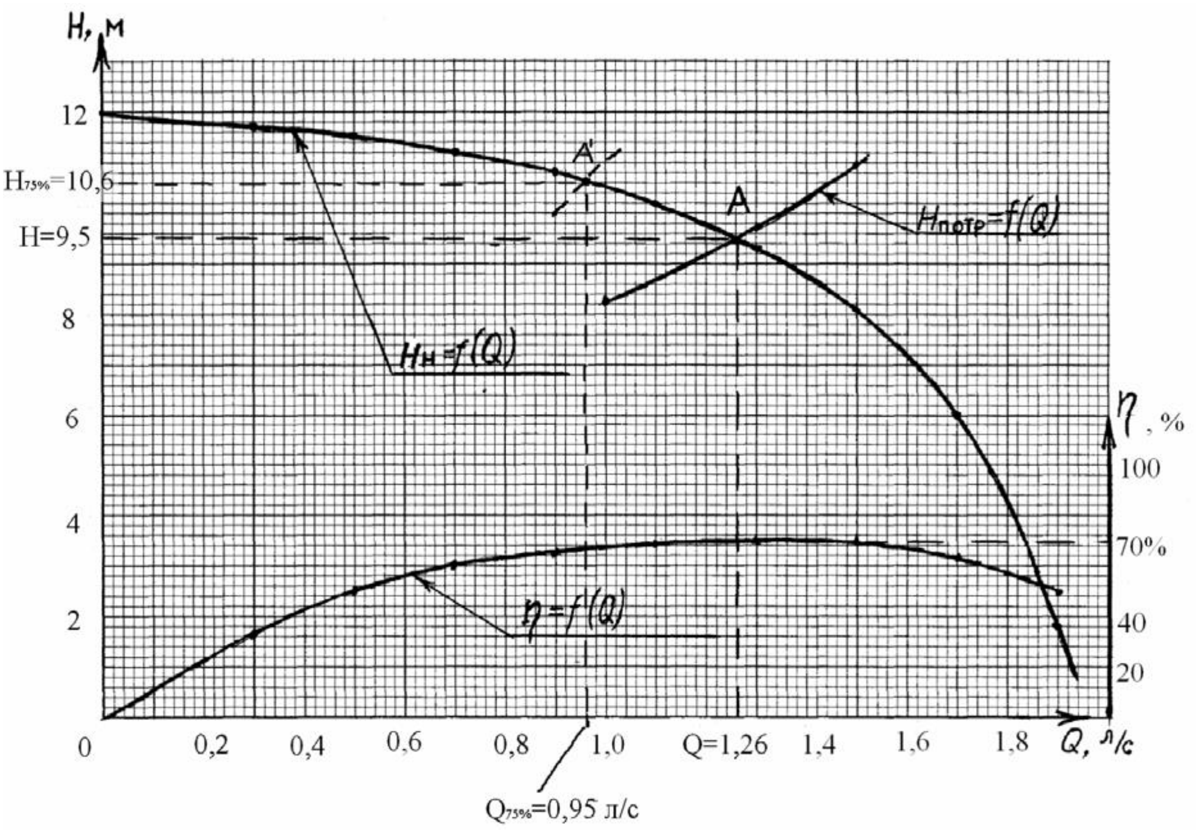
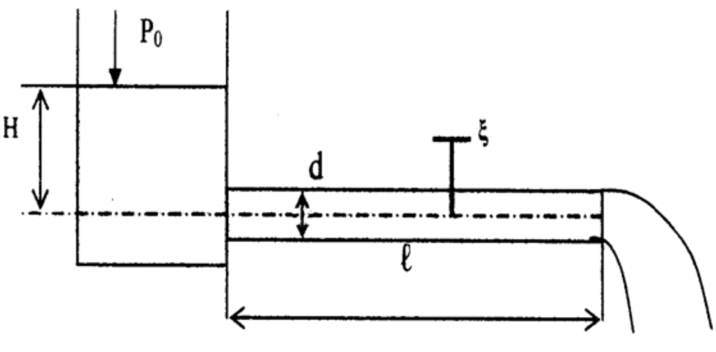


Рис. 4.2. Нахождение рабочих точек A и A′ при работе насоса на сеть

4.3. Контрольные задачи

Задача 4.1. Жидкость с кинематической вязкостью ν вытекает из бака по стальному (Δ=0,1мм) трубопроводу длиной ℓ и диаметром d в атмосферу. На трубопроводе установлена задвижка, имеющая коэффициент местного сопротивления ξ. Определить, какой напор H необходимо иметь в баке, чтобы обеспечить расход в трубопроводе равный Q.



Исходные данные для расчетов принять по табл. 4.3.

Таблица 4.3

Исходные данные для задачи 4.1.

Показатель	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Q, л/с	0,5	0,8	1,2	1,5	2	3	4	5	6	7
ξ	0,5	0,7	1,0	1,5	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	3,0
ν, Ст	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02
d, мм	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
l, м	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55

Задача 4.2. Центробежный насос, характеристика которого задана (табл. 4.4), работает на трубопровод, перекачивая воду из резервуара А в резервуар Б. Стальные трубы всасывания и нагнетания соответственно имеют: диаметр $d_в$ и $d_н$ длину $l_в$ и $l_н$. Температура перекачиваемой воды равна T; перепад горизонтов в резервуарах А и Б равен H. Найти рабочую точку при работе насоса на сеть (определить напор, подачу и мощность насоса). Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 4.5. При отрицательном перепаде H горизонтов резервуар Б находится выше резервуара А. При построении характеристики насосной установки местными гидравлическими сопротивлениями можно пренебречь.

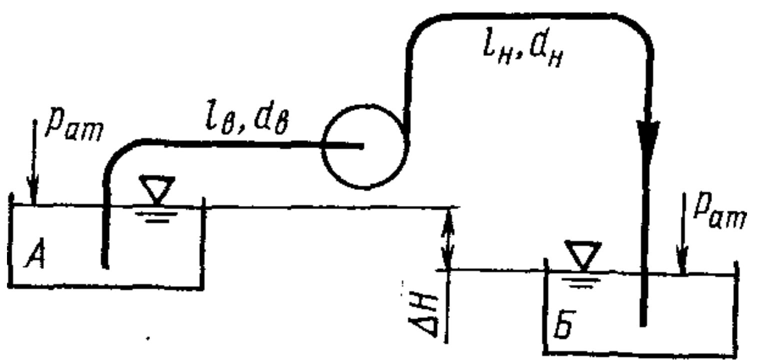


Таблица 4.4

Рабочая характеристика насоса (к задаче 4.2)

Q, л/с	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_н$, м	13,0	14,0	14,3	14,0	13,1	11,8	10,0	7,50	4,00
η, %	0	27	40	50	58	62	60	51	35

Таблица 4.5

Исходные данные для задачи 4.2

Номер варианта	ΔH, м	$l_в$, м	$l_н$, м	$d_в$, мм	$d_н$, мм	T, ^{0}C
1	-3,0	16	18	80	40	40
2	-2,5	15	27	70	50	35
3	2,0	14	26	60	50	30
4	1,5	13	25	70	60	25
5	1,0	12	24	80	50	22
6	0,0	14	43	70	60	20
7	-2,0	16	42	70	60	18
8	-4,0	15	41	80	50	16
9	-5,0	13	40	70	60	15
0	2,0	12	45	80	60	13

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. Изд. 4-е, стер. - М.: Академия, 2008. - 336с.

2. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник для студ. высш. учеб. заведений. 2-е изд., испр. -М.: Академия, 2008. - 272с.

3. Кречко А.В. Гидравлика: учебное пособие. Новочеркасск: Оникс+, 2007. - 112с.

4. Кречко А.В. Гидромеханика. Методические указания к выполнению лабораторных работ для бакалавров направлений 151000 "Технологические машины и оборудование" и 280700 "Техносферная безопасность". Новочеркасск: ЮРГПУ, 2014. - 40с.

СПРАВОЧНЫЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Средние значения плотности и кинематической вязкости некоторых жидкостей

<table>
<tr><th colspan="2" rowspan="2">Жидкость</th><th colspan="2">Плотность, кг/м^3, при $T, {}^0C$</th><th colspan="4">Кинематическая вязкость, Ст, при T, ^{0}С</th></tr>
<tr><th>20</th><th>50</th><th>20</th><th>40</th><th>60</th><th>80</th></tr>
<tr><td colspan="2">Вода пресная</td><td>998</td><td>988</td><td>0,010</td><td>0,0065</td><td>0,0047</td><td>0,0036</td></tr>
<tr><td colspan="2">Нефть легкая (Баку)</td><td>884</td><td>-</td><td>0,25</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td></tr>
<tr><td colspan="2">Нефть Баку, тяжёлая</td><td>924</td><td>-</td><td>1,4</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td></tr>
<tr><td colspan="2">Бензин авиационный</td><td>754</td><td>-</td><td>0,0073</td><td>0,0059</td><td>0,0049</td><td>-</td></tr>
<tr><td colspan="2">Керосин Т-1 (очищенный)</td><td>808</td><td>-</td><td>0,025</td><td>0,018</td><td>0,012</td><td>0,010</td></tr>
<tr><td colspan="2">Керосин Т-2 (тракторный)</td><td>819</td><td>-</td><td>0,010</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td></tr>
<tr><td colspan="2">Дизельное топливо</td><td>846</td><td>-</td><td>0,280</td><td>0,120</td><td>-</td><td>-</td></tr>
<tr><td colspan="2">Глицерин</td><td>1245</td><td>-</td><td>9,7</td><td>3,3</td><td>0,88</td><td>0,38</td></tr>
<tr><td colspan="2">Ртуть</td><td>13550</td><td>-</td><td>0,0016</td><td>0,0014</td><td>0,0010</td><td>-</td></tr>
<tr><td rowspan="8">Масла</td><td>касторовое</td><td>960</td><td>-</td><td>15</td><td>3,5</td><td>0,88</td><td>0,35</td></tr>
<tr><td>трансформаторное</td><td>884</td><td>880</td><td>0,28</td><td>0,13</td><td>0,096</td><td>0,084</td></tr>
<tr><td>АМГ-10</td><td>-</td><td>850</td><td>0,17</td><td>0,11</td><td>0,085</td><td>0,065</td></tr>
<tr><td>веретенное</td><td>-</td><td>892</td><td>0,48</td><td>0,19</td><td>0,098</td><td>0,059</td></tr>
<tr><td>индустриальное 12</td><td>-</td><td>883</td><td>0,48</td><td>0,19</td><td>0,098</td><td>0,059</td></tr>
<tr><td>то же 20</td><td>-</td><td>891</td><td>0,85</td><td>0,33</td><td>0,14</td><td>0,080</td></tr>
<tr><td>то же 30</td><td>-</td><td>901</td><td>1,8</td><td>0,56</td><td>0,21</td><td>0,11</td></tr>
<tr><td>то же 50</td><td>-</td><td>91</td><td>5,3</td><td>1,1</td><td>0,38</td><td>0,16</td></tr>
</table>

			0				
	турбинное	-	90 0	0,97	0,38	0,16	0,088
	автотракторное	-	89 8	5,0	1,1	0,45	0,20

Примечание: плотность жидкости при другой температуре можно определить по формуле

$$\rho_m = \frac{\rho}{1 + \alpha \Delta T},$$

где ρ_m— плотность жидкости при температуре $T = T_0 + \Delta T$;

ΔT — изменение температуры;

T_0 — температура (K), при которой плотность жидкости ρ;

α — коэффициент температурного расширения жидкости (в среднем для минеральных масел можно принять α =0,0007 $^oK^{-1}$, для воды - α =0,0002 $^oK^{-1}$).

Приложение 2

Эквивалентная шероховатость для стенок труб

Материал труб и способ изготовления	$\Delta_э$, мм
Новые холоднотянутые и горячекатаные стальные трубы	0,060
Новые стальные сварные трубы	0,070
Новые высококачественные оцинкованные стальные трубы	0,080
Новые обычные оцинкованные стальные трубы	0,12
Старые стальные сварные трубы	0,75
Бывшие в употреблении водопроводные стальные тянутые трубы	1,4
Сварные трубы из нержавеющей стали	0,075
Новые холоднотянутые латунные и медные трубы	0,006
Новые холоднотянутые алюминиевые трубы и трубы из алюминиевого сплава (дюралюминия)	0,030
Новые чугунные трубы	0,60
Бывшие в употреблении, но очищенные чугунные трубы	0,90