

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Л. Г. Клемина

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
И ЗАДАНИЯ
НА КУРСОВУЮ РАБОТУ
по дисциплине

" ГИДРАВЛИКА "

для студентов 3 курса
дневного обучения
специальности 160901

Москва – 2010

Данные методические указания издаются в соответствии с учебной программой для студентов 3 курса специальности 160901 дневного обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры 10.03.09 и методической комиссии факультета .

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Студенты III курса дневного отделения согласно учебному плану должны выполнить курсовую работу. Для этого может быть рекомендована следующая литература:

1. Клемина Л.Г., Ружан В.И. Гидравлика самолетных систем. М., МГТУГА, 1996г.

2. Некрасов В.В. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах, М., Машиностроение, 1968г.

Вариант курсовой работы выбирается в соответствии с порядковым номером студента в списке группы. Вниманию студентов с порядковыми номерами с 1 по 10 предлагаются четыре задачи, имеющиеся на стр. 12-26, с порядковыми номерами с 11 по 20 четыре задачи, находящиеся на стр. 27-37, а студентам с порядковыми номерами с 21 по 30 должны взять задачи со страниц 38-43.

Первая задача первой трети вариантов посвящается определению высоты топливной системы (рис. 1). Задача решается с помощью уравнения Бернулли, записанного для свободной поверхности жидкости в баке 1-1 и сечения, находящегося перед входом в насос 2-2. Если пренебречь скоростью перемещения свободной поверхности V_1 и провести плоскость сравнения через первое сечение ($Z_1 = 0$), то уравнение принимает вид:

$$\frac{P_1}{\gamma} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha \frac{V_2^2}{2g} + h_{\text{п}}$$

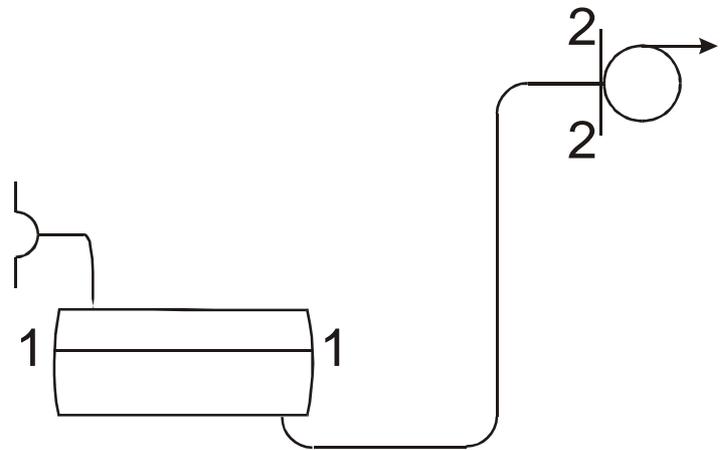


Рис. 1

где z_2 - высота расположения входного патрубка насоса над свободной поверхностью топлива в баке; α - коэффициент кинетической энергии; $h_{\text{п}}$ - потери в трубопроводе (по длине и местные).

Давление на входе насоса P_2 , как минимум, должно быть больше давления парообразования P_n на величину кавитационного запаса $\Delta P_{\text{кз}}$ для исключения возможности возникновения кавитации. Здесь также нужно учесть инерционный напор.

Абсолютное давление P_1 равно сумме атмосферного

давления P_{am} и избыточного давления газа в баке P_2 . Следовательно, при увеличении высоты полета, поскольку уменьшается P_1 , при прочих равных условиях уменьшается и давление P_2 , т.е. увеличивается вероятность возникновения кавитации. Отсюда, при заданном $P_{2min}=P_n+\Delta P_{кз}$ из последнего уравнения нетрудно найти P_{am} и по графику (рис. 6), соответствующую ему предельную высоту полета, т.е. высотность гидравлической системы.

Первая задача второй трети вариантов решается аналогично, но поскольку по условию задачи предлагается рассмотреть лишь участок между подкачивающим и основным насосами, уравнение Бернулли следует записать для сечений за подкачивающим и перед основным насосом с учетом потерь, инерционного напора и минимально допустимого давления перед входом в основной насос.

Во второй задаче первой трети вариантов требуется определить диаметры трубопроводов. Топливная система, приводимая в условия задач №2, имеет сложный трубопровод, но после нахождения: 1) требующего общего расхода от системы централизованной заправки; 2) определения по характеристике насоса соответствующего ему располагаемого напора H_p^1 ; 3) вычисления потерь в шланге $h_{ш}$; 4) располагаемого напора $H_p = H_p^1 - h_{ш} - z_2$ для точки разветвления 2-х остальных трубопроводов, задача сводится к определению диаметров 2-х простых трубопроводов, т.е. по существу является третьим типом задач расчета простого трубопровода. Затем в соответствии с методом решения этого типа задач, задаваясь рядом диаметров, вычисляя соответствующие им Re , λ и потери, можно для каждого из двух трубопроводов построить кривые $H = f(d)$. По ним для найденного H_p нетрудно определять диаметры.

Первая задача третьей трети вариантов решается аналогичным способом.

Во второй задаче второй трети вариантов в условия дана магистраль нагнетания гидравлической системы. Это также третий тип задач расчета простого трубопровода. Располагаемый напор, идущий на преодоление гидравлических сопротивлений, здесь определяется из условия допустимости 4-5 % потерь от давления, создаваемого насосом.

Расчет топливных и гидравлических (задачи 3 двух первых третей и вторая задача последней трети) заключается в

определении рабочей точки, т.е. расхода Q и давления P (напора) в системе, работающей с данным насосом. Для ее определения необходимо иметь характеристику насоса - зависимость его давления (напора) от подачи и суммарную кривую потребных давлений (напоров) сети, а иногда просто характеристики трубопроводов.

Характеристикой трубопровода $H(p)$ называется зависимость потерь в трубопроводе (по длине и местных) от расхода Q (или скорости движения жидкости V)

$$H = \left(\frac{\lambda}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{V^2}{2g} = \left(\frac{\lambda}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = kQ^2 \quad (1)$$

или $\Delta p = k_1 Q^2$.

Здесь λ - коэффициент трения, равный: 1) $\lambda = 64/Re$ при ламинарном режиме течения (как известно, через Re обозначается число Рейнольдса); 2) $\lambda = 0,3164/\sqrt[4]{Re}$ - при турбулентном течении в случае $Re > 10^5$. Для больших чисел Рейнольдса эта формула даёт большие погрешности, поэтому для диапазона

$Re = 3 \cdot 10^3 \div 3,26 \cdot 10^6$ используется формула $\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$.

Кроме этого, в выражении (1) l и d - длина и диаметр трубопровода, а ξ - коэффициент местных потерь.

Характеристика трубопровода $H = f(Q)$ ($\Delta P = f(Q)$) для ламинарного режима графически представляется прямой линией, а для турбулентного - параболой. Для того, чтобы совершить полезную работу в конце трубопровода, нужно не только преодолеть давление P_2 , создаваемое нагрузкой, но и преодолеть сопротивления трубопровода и поднять жидкость на высоту $z_2 - z_1$.

Сопротивления трубопровода обуславливают потери, а они определяются характеристикой трубопровода $H = kQ^2$ ($\Delta p = k_1(Q)$). Таким образом, для произведения полезной работы с помощью энергии подводимой жидкости на входе в трубопровод требуется создать напор P_1/γ , равный сумме $P_1/\gamma = P_2/\gamma + z_2 - z_1 + kQ^2 = H_{нотр}(Q)$.

Этот напор P_1/γ называется потребным.

Как видно из последнего выражения, потребный напор представляет собой характеристику трубопровода $H = kQ^2$ плюс (минус) P_2/γ и $z_2 - z_1$, т.е. кривая потребного напора $H_{нотр} = f(Q)$ представляет собой характеристику трубопровода, поднятую или опущенную на величину $P_2/\gamma + z_2 - z_1$.

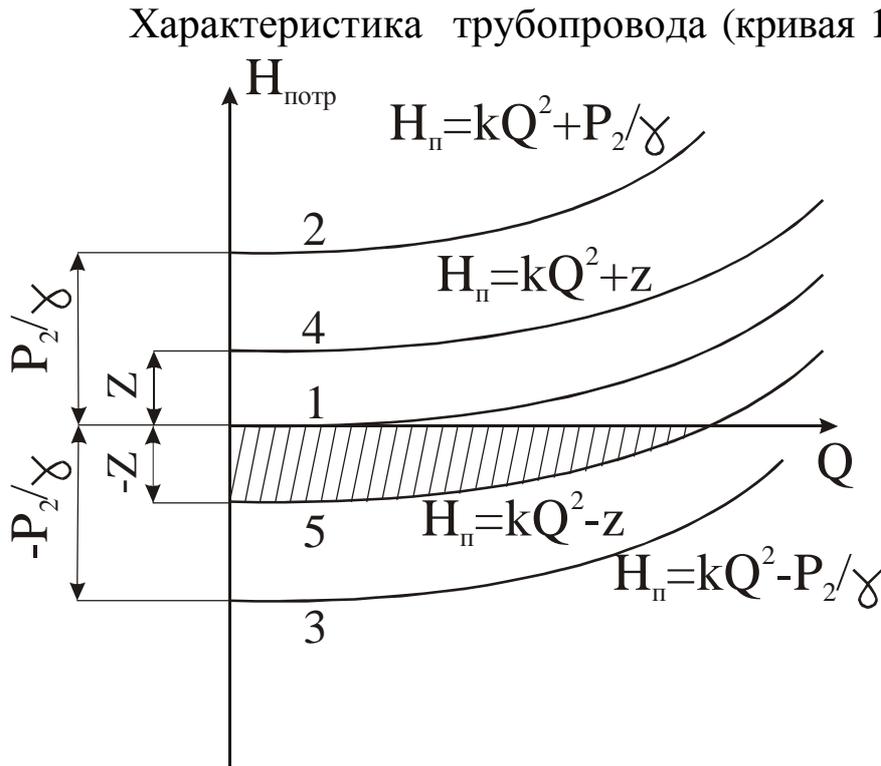


Рис. 2

Характеристика трубопровода (кривая 1 на рис. 2) поднимается на величину P_2/γ в случае, если давление P_2 создается нагрузкой, которая сопротивляется (кривая 2, рис. 2) и опускается, если нагрузка помогающая (кривая 3). Аналогично характеристика поднимается, если жидкость

поднимается в трубопроводе на высоту Z (кривая 4), и опускается, если (кривая 5) жидкость опускается. В последнем случае часть кривой лежит ниже оси Q , имеется отрицательный потребный напор, определяющий зону самотека. На рис. 2 эта зона заштрихована.

Решения третьей задачи первых двух третей и второй задачи третьей трети начинаются с получения характеристик отдельных трубопроводов. Для чего в пределах, определяемых данной в условии задачи характеристикой насоса, задаются значениями Q , а для них, предварительно вычислив V , Re и λ , определяет $H(p)$. Выбранные значения Q и результаты расчетов, т.е. V , Re , λ и $H(p)$ должны быть сведены в таблицы. Затем в соответствии с видом нагрузки и тем, поднимается или опускается жидкость в данном трубопроводе, на графике строятся кривые потребных напоров (давлений) для каждого трубопровода.

На следующем этапе находится суммарная кривая потребных напоров (давлений) сети.

Как известно [1, 2], характеристики последовательно соединенных трубопроводов для получения суммарной характеристики складываются по вертикали, т.е. при взятом Q (на проведенной вертикали) складываются напоры (давления). Для параллельного соединения сложение происходит по горизонтали, т. е. при взятом

$H(p)$ (на проведенной горизонтали) складываются расходы. Для этих соединений аналогично складываются и кривые потребных напоров (давлений).

В задачах № 3 первых двух третей и задачи №2 третьей трети предлагается вниманию студентов разветвленный трубопровод топливных систем (трубопроводы 1, 2, 3). Так как в задачах №3 характеристика насоса дана в координатах Q и H , в дальнейшем производится сложение кривых потребных напоров. В задаче №2 третьей трети вариантов характеристика насоса задана в координатах Q и P , поэтому здесь складываются прямые потребных давлений.

Согласно имеющемуся правилу сначала находится суммарная кривая для параллельно и разветвлено соединенных трубопроводов. Эта суммарная кривая соответствует трубопроводу, который с оставшимися трубопроводами соединен последовательно, поэтому полученная суммарная кривая с кривыми остальных трубопроводов складывается по правилу, соответствующему последовательному соединению.

Гидравлическая система (последние задачи всех заданий), состоящая на сети с нагрузкой и источника питания, например, с одним насосом, работает при равенстве располагаемого и потребного напоров.

Располагаемый напор представляется характеристикой насоса, а потребный напор – итоговой суммарной кривой потребного напора. Точка их пересечения называется рабочей.

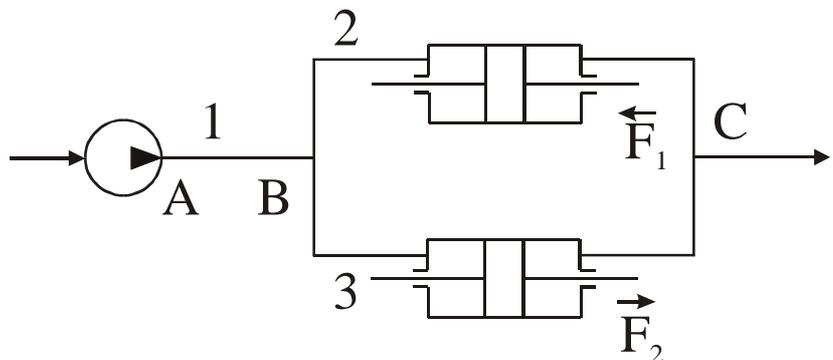


Рис. 3

Для ее получения на график с кривыми потребных напоров в соответственном масштабе наносится характеристика насоса.

Проиллюстрируем сказанное следующим примером. Пусть дана система, представленная на рис. 3, Она состоит из насоса и трех трубопроводов: АВ и 2-х ВС. Последние два трубопровода соединены параллельно. В них включены цилиндры, на поршни которых действует сопротивляющаяся нагрузка F_1 и помогающая F_2 . Даны: характеристика насоса, диаметры и длины трубопроводов, площади поршней S_1 и S_2 величины нагрузок F_1 и F_2 ,

кинематический коэффициент вязкости ν и объемный вес жидкости γ . Здесь площади эффективные, кольцевые, равные площади поршня, минус площадь поперечного сечения штока. Местные сопротивления не будем принимать во внимание.

Вначале задаемся значениями Q и вычисляем потери $H(\Delta P)$ по формуле (1). Для вычисления λ определяем $Re = Vd/\nu$. В зависимости от его значения для определения λ используем одну из выше приведенных формул. Затем для трубопровода 2 строим кривую потребного напора 2 (рис. 4), для чего его характеристику поднимаем на величину $F_1/S_1\gamma$. Аналогично строится кривая 3 для 3-го трубопровода.

Она начинается из точки $-F_2/S_2\gamma$. Кривая потребного напора 1-го трубопровода совпадает с его характеристикой, т.к. жидкость в нем не поднимается, не опускается и в него не включен элемент, на который действует

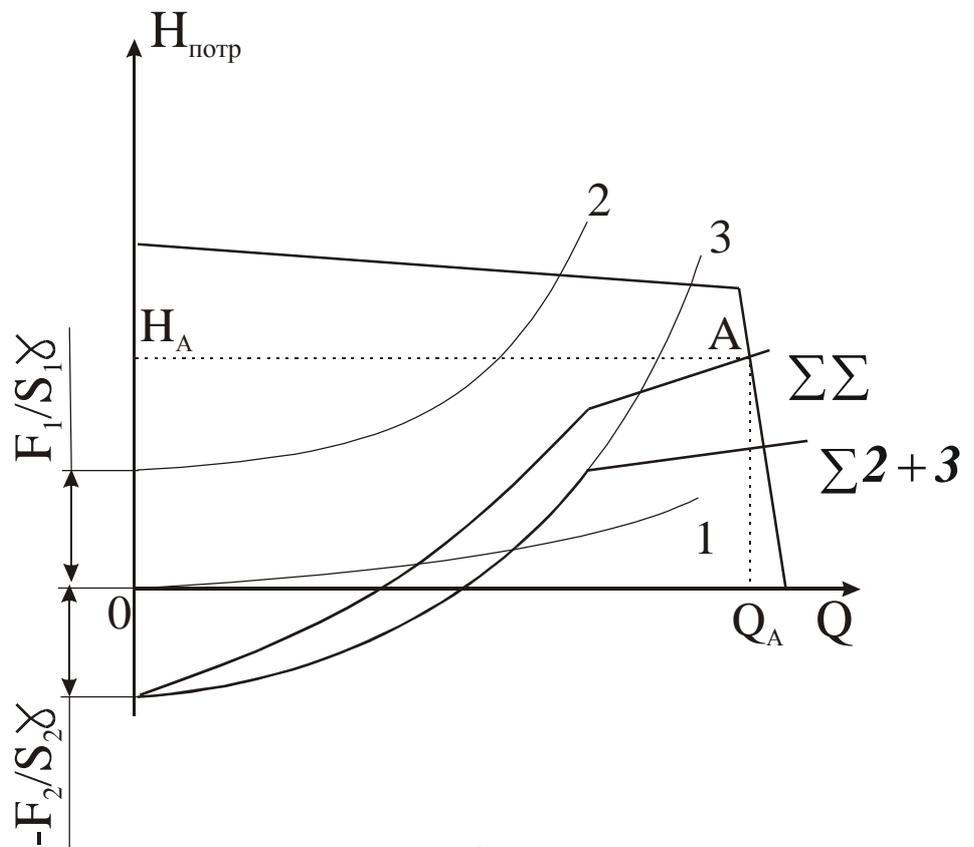


Рис. 4

нагрузка, поэтому кривая 1 начинается с нуля.

Затем производится графическое суммирование. Вначале по горизонтали складываются кривые 2 и 3 (на рис. 4 суммарная кривая $\Sigma 2 + 3$ выделена жирной линией), а затем по вертикали складываются кривые 1 и $\Sigma 2 + 3$. Точка пересечения итоговой суммарной кривой $\Sigma\Sigma$ с характеристикой насоса и есть рабочая точка А.

В задаче №4 первой трети вариантов рассчитываются гидравлические системы. Их сложные на вид схемы после небольшого анализа приводятся к схеме, аналогичной той, которая

изображена на рис. 3. Здесь трубопроводом 1 будет являться магистраль нагнетания до тройника, от которого отходят две параллельные ветви. Затем пойдут параллельные ветви 2 и 3, включающие гидравлические цилиндры. После тройника, объединяющего эти ветви, идет трубопровод 4 - магистраль слива. Так как диаметры трубопроводов 1 и 4 одинаковы, то оба трубопровода могут рассматриваться как один. Расчет этих систем ведется в соответствии с изложенным выше, но поскольку в задании характеристика насоса дана в координатах Q и P , здесь целесообразно строить кривые (прямые) потребных давлений и прямые второй и третьей труб должны быть подняты на $F/S_{эф}$.

Потребные давления следует определять по формуле:

$$\Delta p_{II} = \Delta p_l + \Delta p_m = \lambda \frac{\sum l}{d} \cdot \frac{\rho V^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho V^2}{2} = \left(\lambda \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (2);$$

$\rho g = \gamma$.

После определения рабочей точки, т.е. Q_a и P_a , определяется $N = Q_a \cdot P_a$ и расходы (скорости) в параллельных ветвях Q_1 и Q_2 ($Q_2 + Q_1 = Q_A$).

В задаче № 4 второй трети рассматриваются несколько более сложные гидравлические системы. Здесь также нужно получить рабочую точку - точку пересечения характеристики насоса с суммарной прямой потребного давления сети. Для получения этой прямой следует использовать правило сложения прямых потребных давлений: сначала складываются по горизонтали прямые элементарного параллельного соединенных труб, затем суммарная прямая по вертикали складывается с прямыми труб, соединенных последовательно с параллельным соединением, прямые которого уже сложены и т.д.

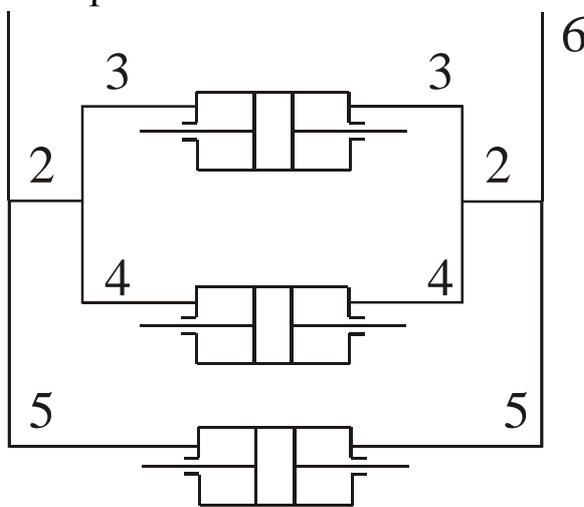


Рис. 5

Все три схемы последней задачи третьей трети вариантов без учета местных сопротивлений имеют вид, представленный на рис.5. Здесь труба 2 до и после параллельного соединения труб 3 и 4 может считаться одной трубой, т.к. диаметр одинаковый.

Вначале для труб 1-6 следует получить прямые потребных

давлений. Для этого нужно задаться несколькими расходами в пределах характеристики насоса (рис.32), затем по приводимым ранее соотношениям вычислить V , λ , Re , Δp_{II} и занести полученные данные в таблицы. На их основании нужно на графике с координатами Q , Δp построить прямые для всех шести труб. Прямые труб 3 и 4 должны быть подняты на высоту $F_1/S_{\phi 1}$, а трубы 5 на высоту $F_2/S_{\phi 2}$.

После этого по существующему правилу производится графическое сложение прямых потребных давлений: сначала по горизонтали складываются прямые труб 3 и 4, в результате чего получается суммарная прямая Σ_1 . Затем Σ_1 должна быть сложена по вертикали с прямой трубопровода 2, в результате чего получается суммарная прямая Σ_2 . После этого Σ_2 следует по горизонтали сложить с прямой трубы 5 для получения суммарной прямой Σ_3 , а затем эту прямую по вертикали необходимо сложить с прямыми труб 1 и 6.

Точка пересечения суммарной кривой потребного давления сети с прямой характеристики насоса даст рабочую точку **A**, т.е. Q_a и p_a . Затем по графику можно найти расходы в параллельных ветвях и время перемещения поршней.

Последняя задача третьей трети решается также как задачи с рассмотренными выше гидравлическими системами. Но в этой задаче нагрузка меняется во времени, поэтому зависимости $F_1=f(t)$ и $F_2=f(t)$ следует разбить на интервалы времени, в пределах которых силы можно считать постоянными. Затем для выбранного интервала времени с постоянными значениями F_1 и F_2 проводится расчёт, описанный ранее, и находится рабочая точка (Q и P). После этого для следующего интервала проводится всё тоже самое. В результате находятся зависимости $V_1=f(t)$ и $V_2=f(t)$.

Варианты с 1 по 10

Задача №1

Определить до какой высоты полета топливная система (рис. 7-12) без подкачивающего насоса (при его отказе) будет работать без кавитации, если расход топлива равен Q , избыточное давление воздуха над свободной поверхностью жидкости в баке $\Delta P_2 / \gamma_{рт} = 275$ мм рт. ст., коэффициент вязкости топлива $\nu = 0,045$ см²/с, его объемный вес $\gamma = 8,2$ кН/м³. Расчет произвести для режима разгона по горизонтали с ускорением j м/с² и из условия, что давление перед входом в насос должно быть более давления парообразования $P_{II} / \gamma = 300$ мм рт. ст. на величину кавитационного запаса $\Delta P_k = 0,5$ Н/см²; объемный вес ртути $\gamma_{рт} = 133,6$ кН/м³.

Параметры трубопроводов, высота расположения входа в основной насос над свободной поверхностью топлива в баке z_1 и коэффициенты местных сопротивлений приведены в табл. 1. Давлением, создаваемым весом жидкости, потерями энергии на поворотах и в подкачивающем насосе пренебречь.

Условные обозначения на схемах:

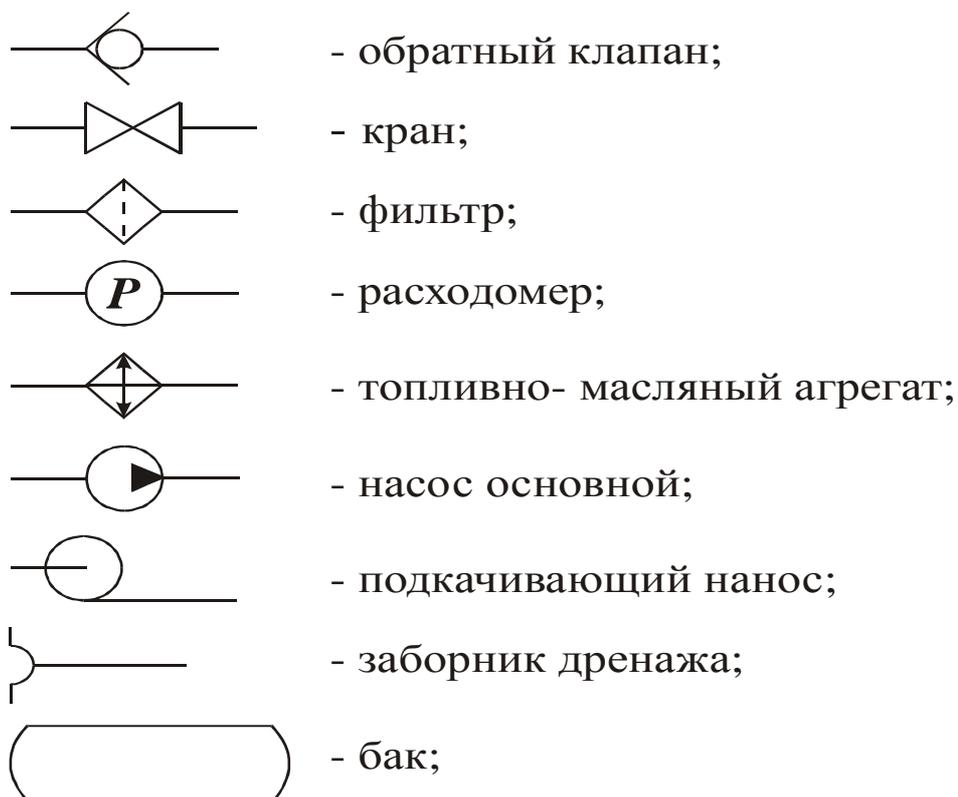


Таблица № 1

Вар №	Схема Рис	Q л/ч	j м/с	d мм	L ₁ , м	L ₂ , м	L ₃ , м	L ₄ , м	L ₅ , м	L ₆ , м	Z ₁ , Z ₂ м	ξ_{ok}	ξ_k	ξ_ϕ	ξ_p	$\xi_{\phi+p}$	ξ_{k+p}	$\xi_{m\alpha+\phi}$	$\xi_{m\alpha}$	L, м
1	7	2000	2,2	16	1	1,5	0,8	-	-	-	0,3	2	2	-	-	2,0	-	-	-	2
2	7	2500	2,0	20	0,8	1,4	0,8	-	-	-	0,3	1,8	1,8	-	-	1,5	-	-	-	2,3
3	8	2000	2,1	20	1	1,3	0,8	0,5	-	-	0,3	1,9	1,9	2	-	-	-	-	-	2
4	8	2500	2,3	20	1	1,3	0,8	0,5	-	-	0,5	2,1	2,1	2,3	-	-	-	-	-	2,3
5	9	3000	2,4	20	0,8	1,2	0,8	-	-	-	0,5	2,2	2,2	-	-	-	-	2,2	-	2,5
6	9	3000	2,3	20	1	1,5	0,8	-	-	-	0,5	1,8	1,8	-	-	-	-	2,5	-	3,0
7	10	3000	2,3	16	0,5	1,2	0,5	0,5	0,5	0,8	1	1,8	1,8	1,9	0,7	-	-	-	0,8	2,6
8	10	2500	2,4	20	0,5	1,1	0,8	0,5	0,5	1	1	1,8	1,8	1,8	0,8	-	-	-	0,8	2,5
9	11	3000	2,4	20	0,5	2,4	0,5	-	-	-	1,5	1,9	1,9	-	-	-	2,5	-	-	2
10	12	2500	2,1	26	0,5	2,2	0,8	-	-	-	0,3	2,1	2,1	-	-	2,0	-	-	-	3,0

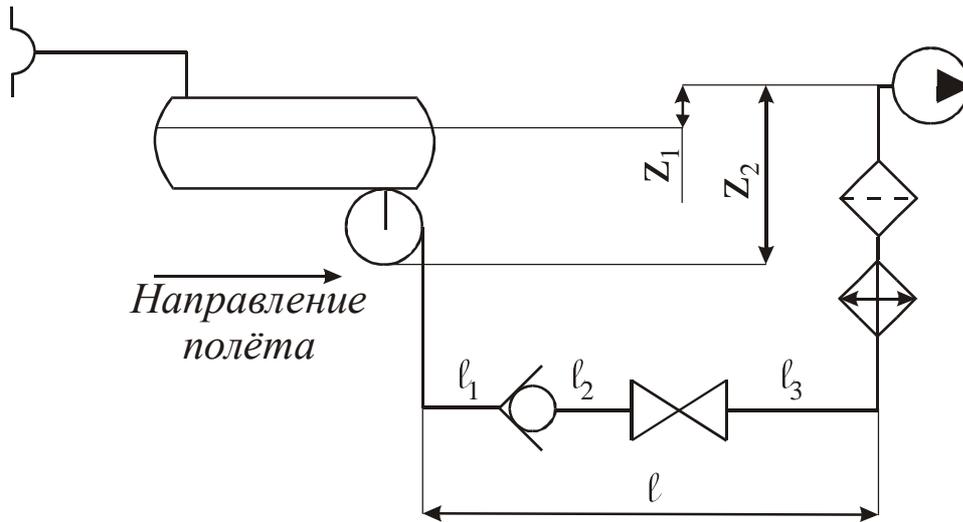


Рис. 9

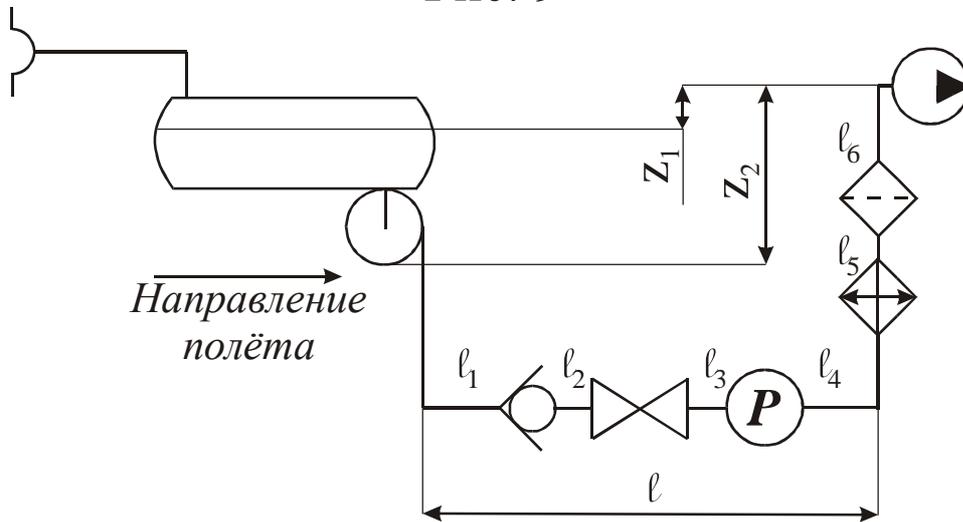


Рис. 10

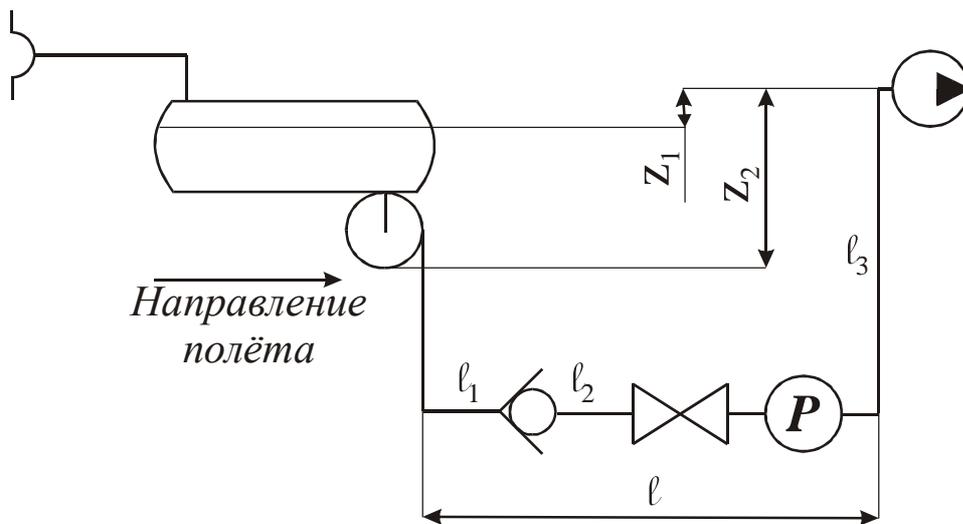


Рис. 11

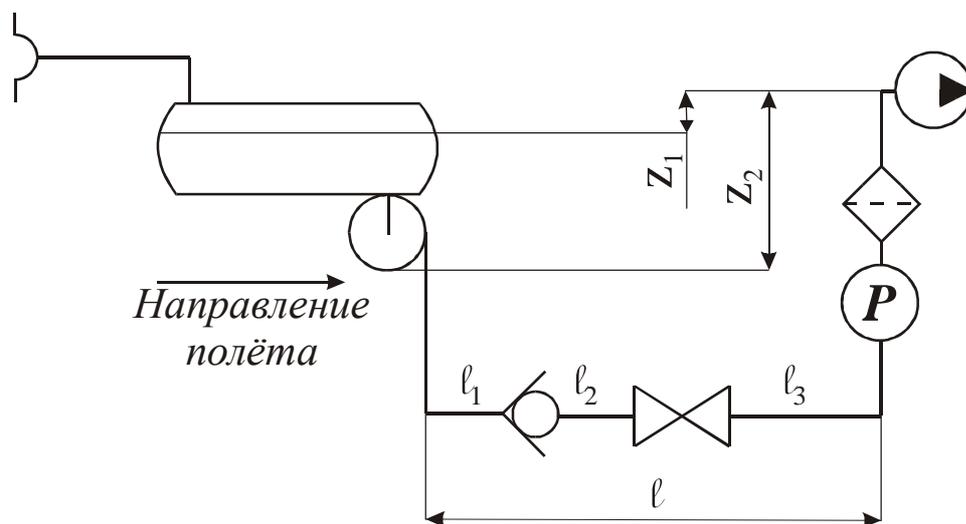


Рис. 12

Задача №2

Найти необходимые диаметры трубопроводов d_1 и d_2 системы централизованной заправки самолета топливом (рис. 13) из условия одновременности заполнения баков за 30 мин. Объемы баков, длины трубопроводов l_1 и l_2 и высоты z_1 и z_2 даны в табл. 2. Длина раздаточного шланга топливозаправщика равна $l = 4$ м, диаметр $d_{ш} = 100$ мм. Коэффициент кинематической вязкости жидкости $\nu = 0,045$ см²/с. Характеристика насоса топливозаправщика представлена на рис.14. Давление над свободной поверхностью топлива в баках принять равным атмосферному.

Таблица 2.

Вариант №	W_1 тыс. л	W_2 тыс. л	L_1 , м	L_2 , м	Z_1 , м	Z_2 , м
1	30	30	5	1	0,3	2
2	25	25	4	1	0,3	2
3	30	30	4	0,8	0,3	2
4	25	25	3	0,8	0,2	1,5
5	25	25	3	0,5	0,2	1,5
6	30	30	5	1	0,3	2
7	25	25	4	0,8	0,3	2
8	30	30	4	1	0,3	2
9	30	30	3	0,5	0,2	1,5
10	30	30	5	1	0,3	2

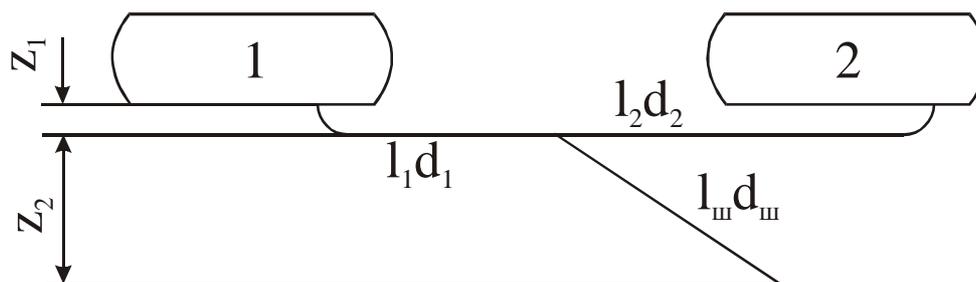


Рис. 13

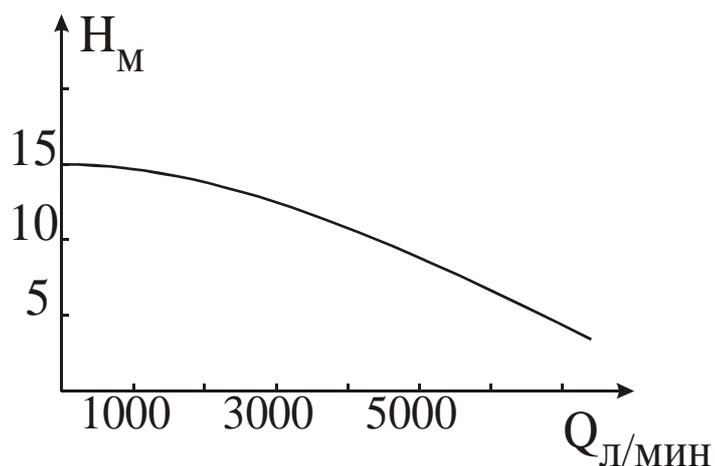


Рис. 14

Задача №3

Определить расходы Q_1 и Q_2 из баков системы питания двигателя топливом (рис.15), состоящей из баков-кессонов, трубопроводов и насоса, характеристика которого представлена на рис. 16. Параметры трубопроводов, нивелирная высота свободных поверхностей топлива в баках Z_1 даны в табл. 3. Величинами местных сопротивлений пренебречь. Коэффициент кинематической вязкости $\nu=0,045 \text{ см}^2/\text{с}$. Давление над свободной поверхностью топлива в баках, равно атмосферному. Объемный вес жидкости $\gamma=8,4 \text{ кН/м}^3$.

Исследовать влияние эксплуатационной температуры на расходы Q_1 и Q_2 , если при $t=-40^\circ \text{ С}$ коэффициент кинематической вязкости $\nu=0,1 \text{ см}^2/\text{с}$, при $t=-20^\circ \text{ С}$ $\nu=0,045 \text{ см}^2/\text{с}$, при $t=+20^\circ \text{ С}$ $\nu=0,015 \text{ см}^2/\text{с}$. Объемный вес жидкости $\gamma=8,4 \text{ кН/м}^3$.

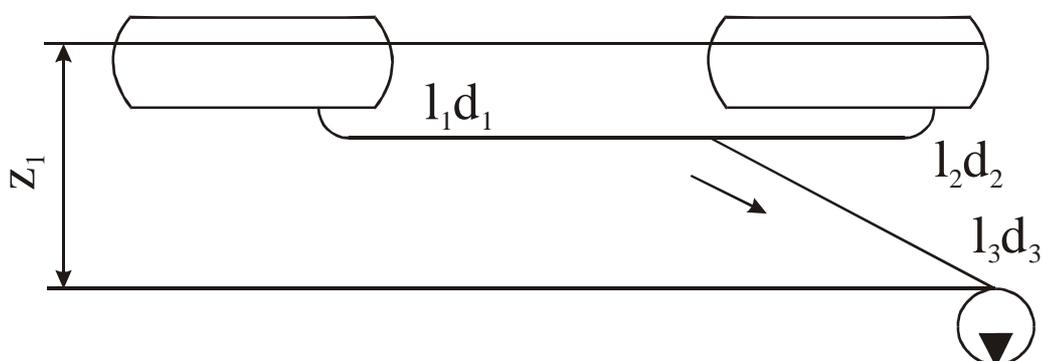


Рис. 15

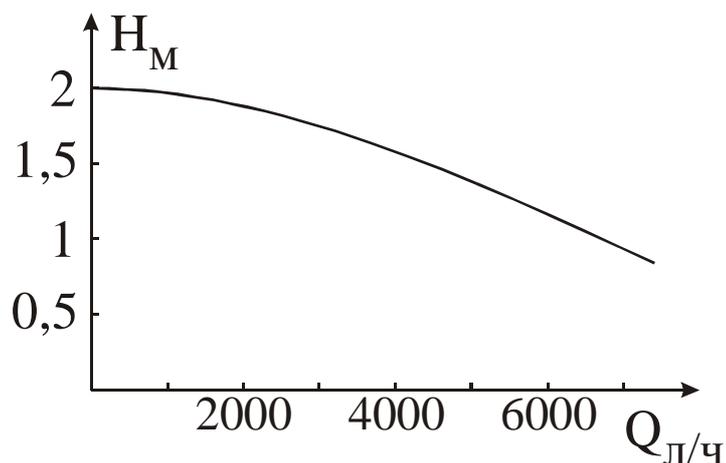


Рис.14

Таблица №3

Вариант №	$l_1 = l_2$ м	$d_1 = d_2$ мм	l_3 м	d_3 мм	z_1 м
1	3,4	22	3,2	26	0,25
2	3,8	20	3,4	24	0,22
3	4,2	22	3,6	26	0,25
4	4,4	18	3,8	22	0,23
5	4,6	16	4,0	20	0,24
6	4,8	20	4,2	24	0,25
7	3,4	22	3,2	26	0,22
8	4,4	20	3,8	24	0,24
9	4,6	16	4,0	20	0,23
10	3,8	18	3,4	22	0,25

Задача №4

Определить полезную мощность на валу насоса и скорость перемещения поршней цилиндра гидросистемы (рис. 18-23). Характеристика насоса представлена на рис. 17. Диаметр поршня равен 80 мм, диаметр штока поршня 20 мм. На шток каждого поршня действует постоянная нагрузка F .

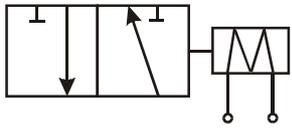
Коэффициент вязкости рабочей жидкости $\nu = 1,3 \frac{см^2}{с}$, а удельный вес

$\gamma = 8,4 \text{ кН/м}^3$. Длины и диаметры трубопроводов, а также коэффициенты местных сопротивлений приведены в Табл.4. Потери в баке и на поворот в отводах не учитывать. Величины $(l/d)_э$, угольников принять равными 100. Потери напора в тройниках учесть при расчете параллельных трубопроводов.

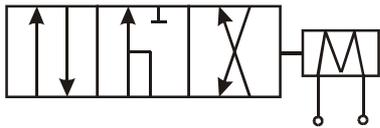
Условные обозначения элементов на схемах систем :



- дроссель;



- клапан включения;



- клапан управления;



- клапан разъема;

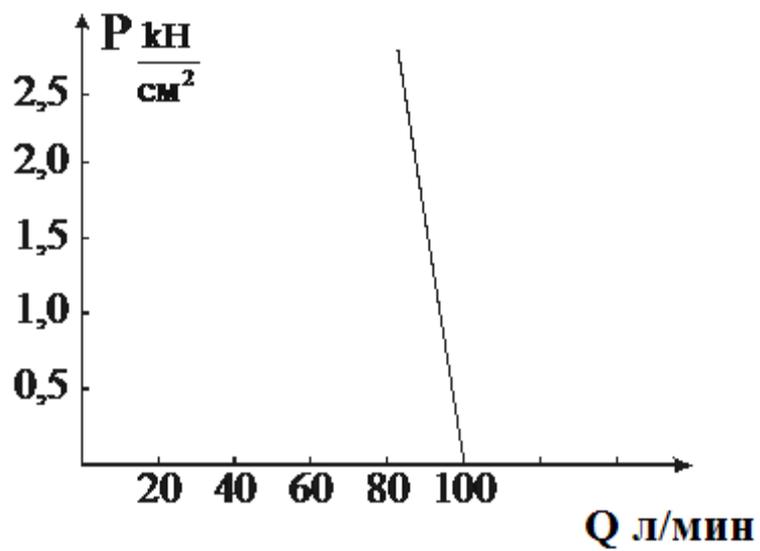


Рис.15

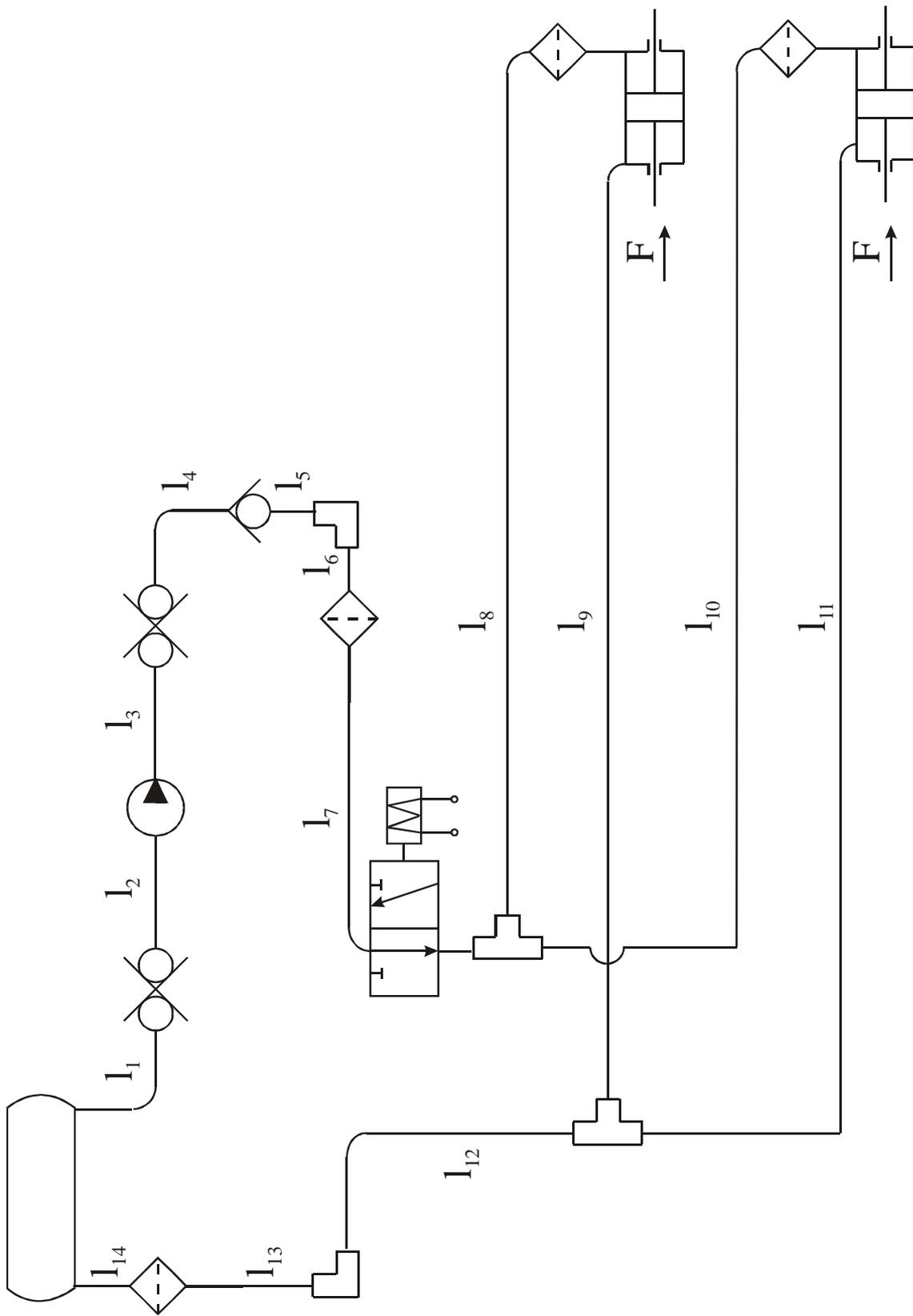


Рис.16

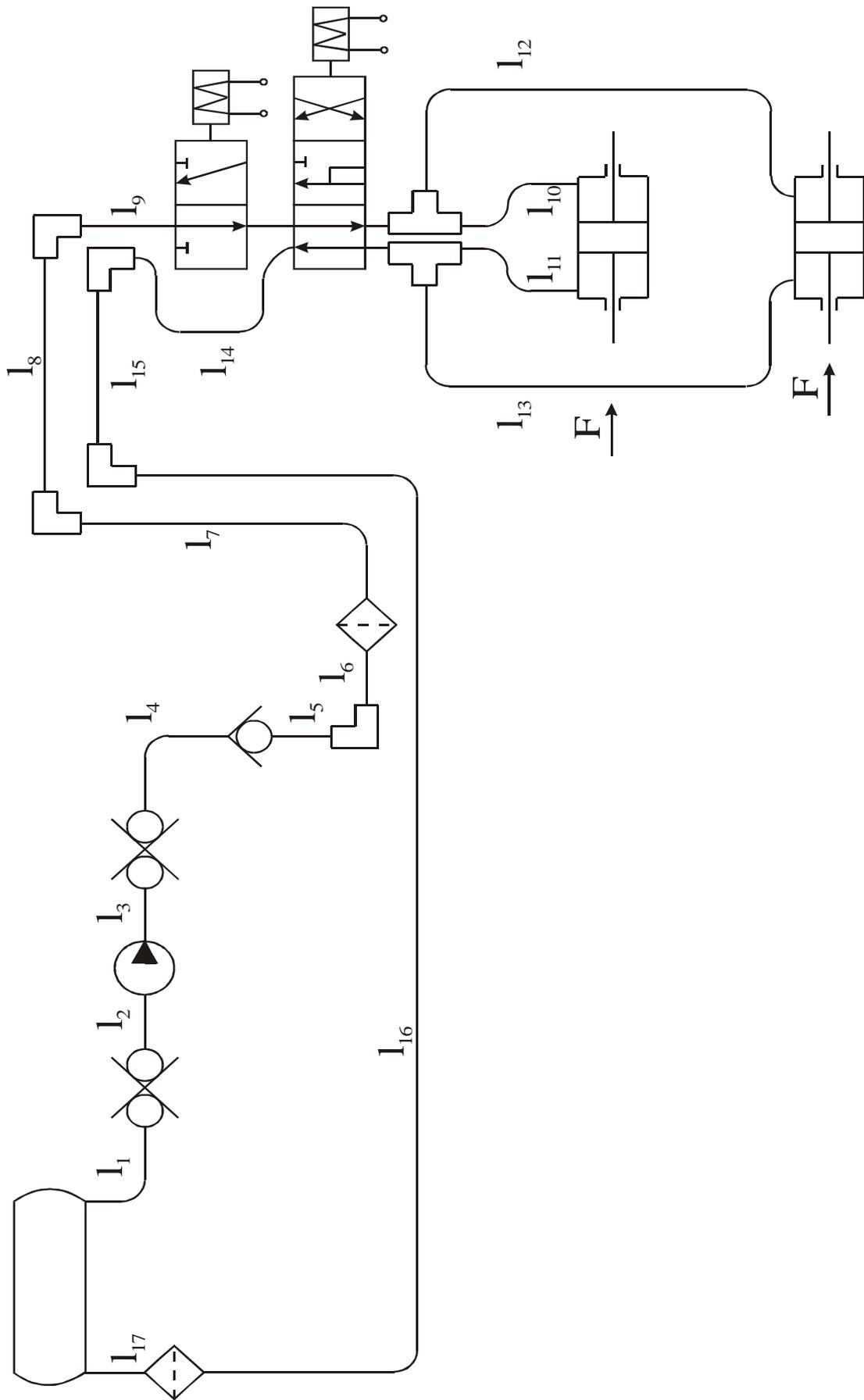
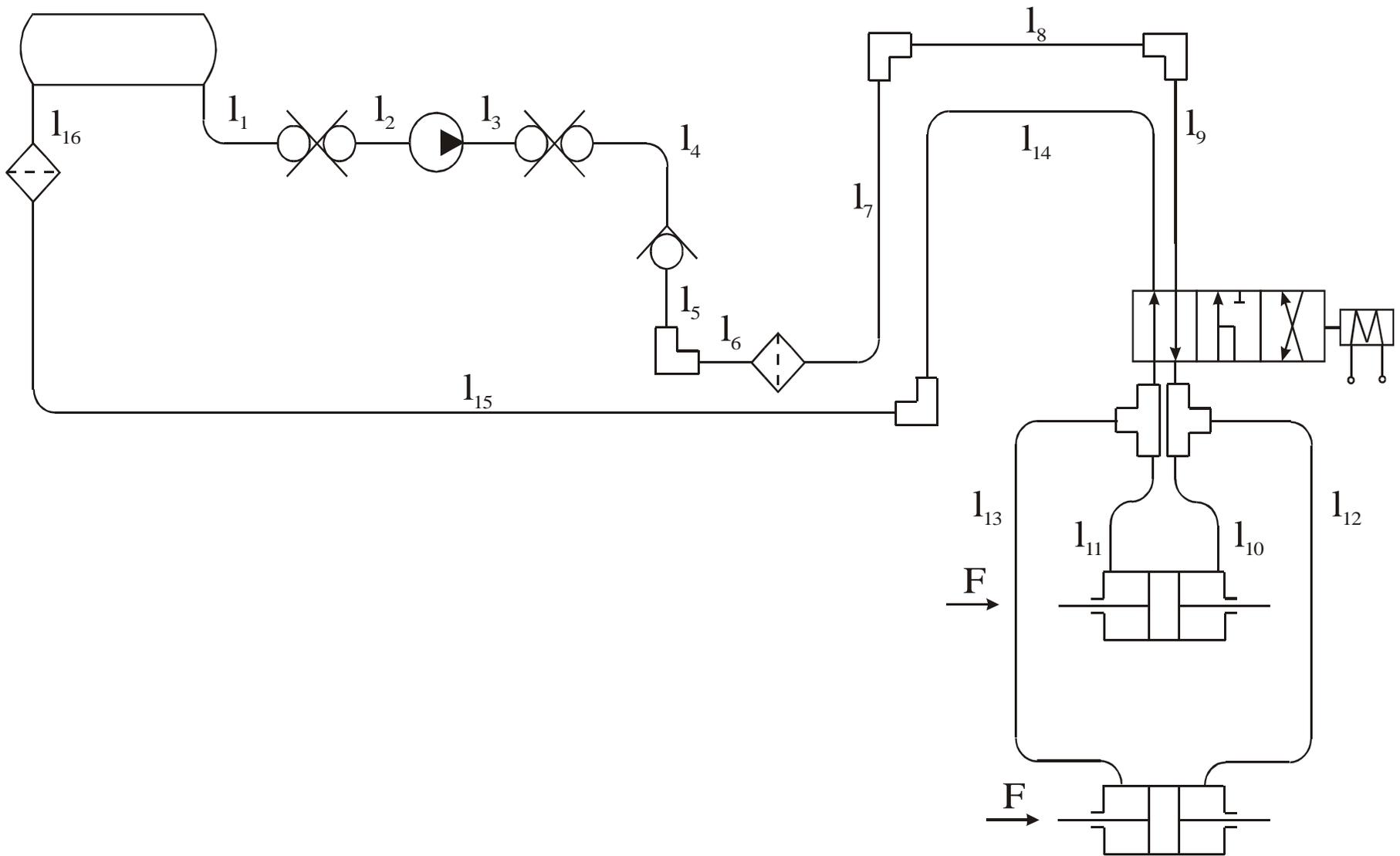


Рис.17



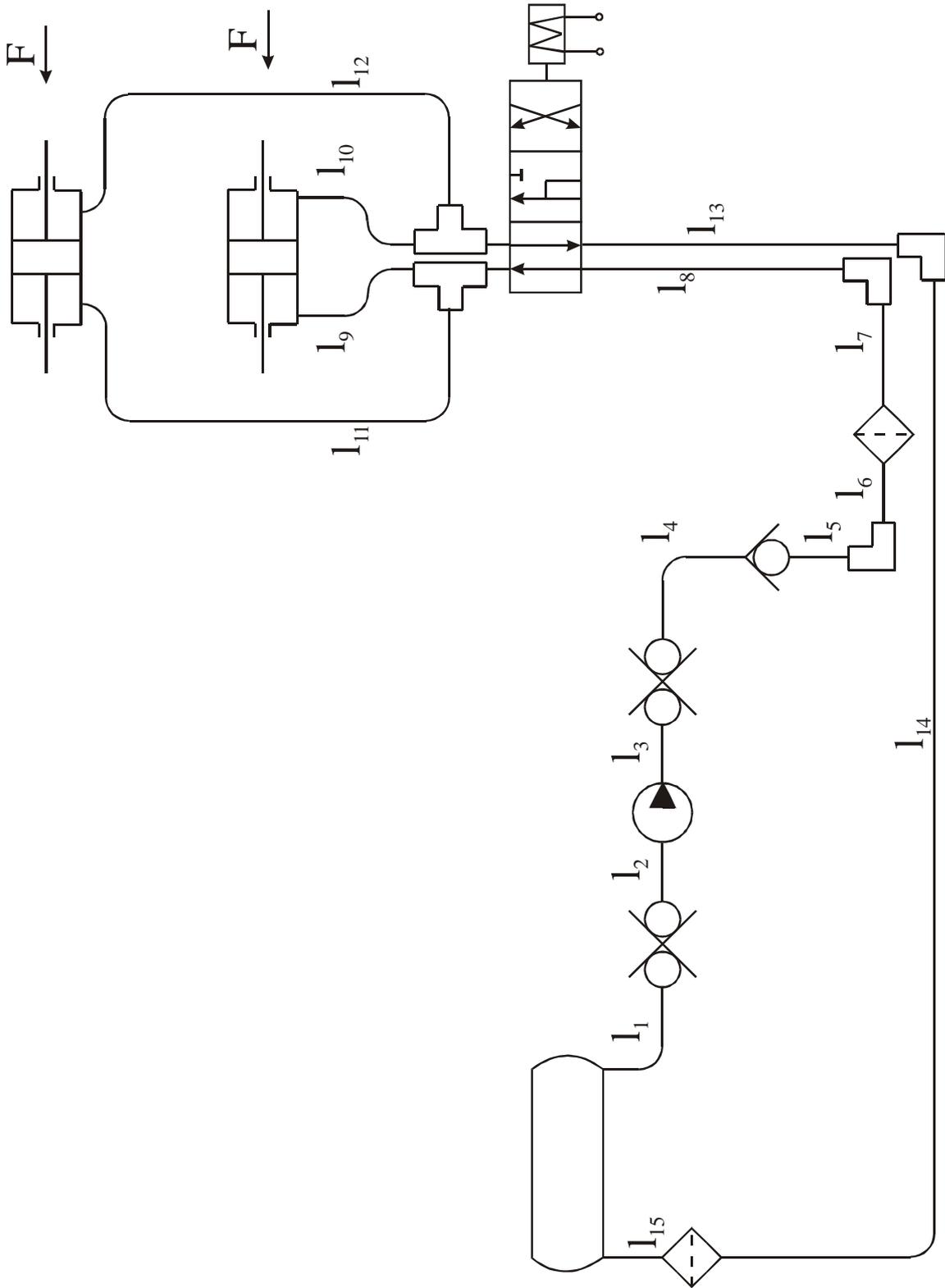


Рис.19

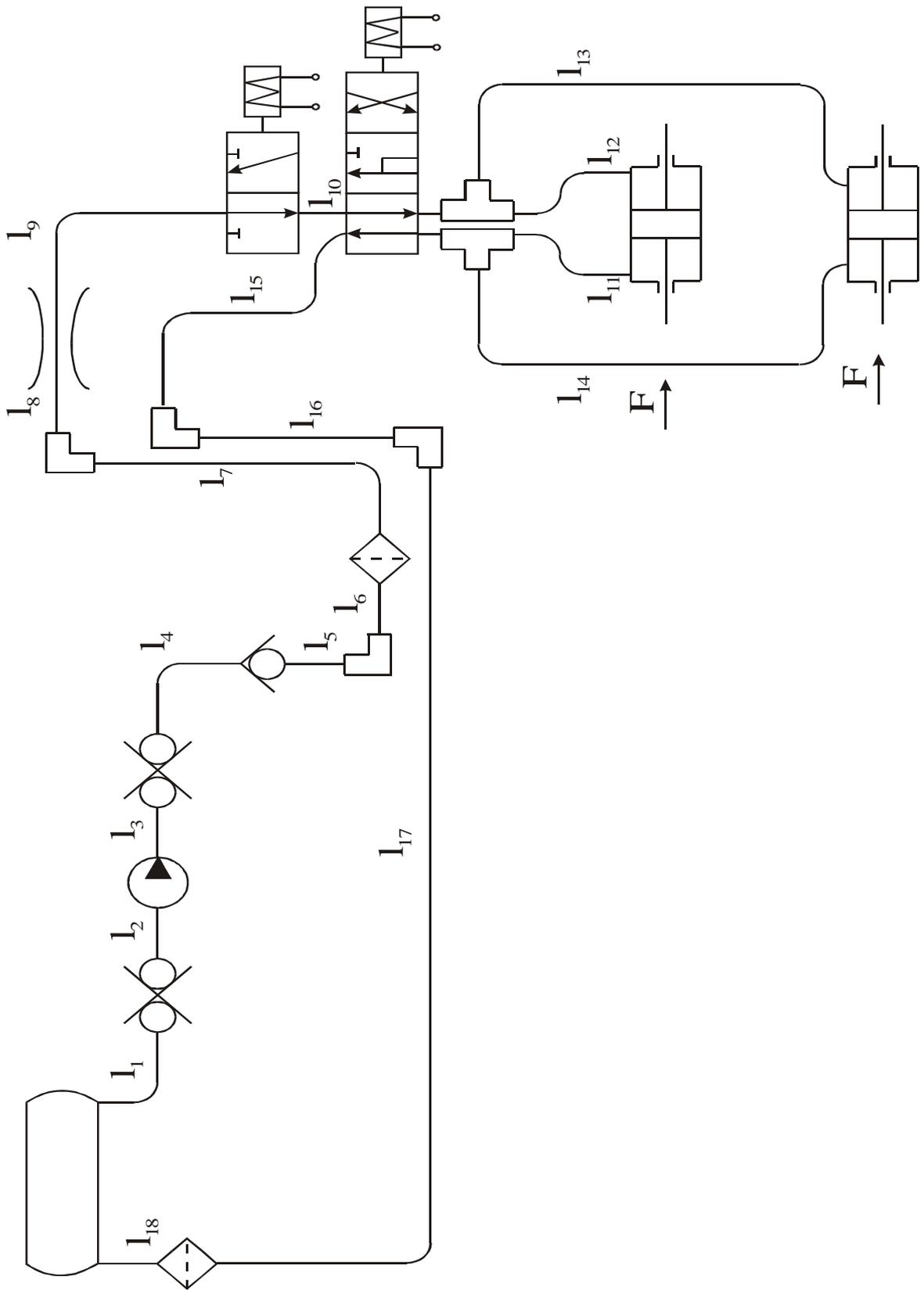
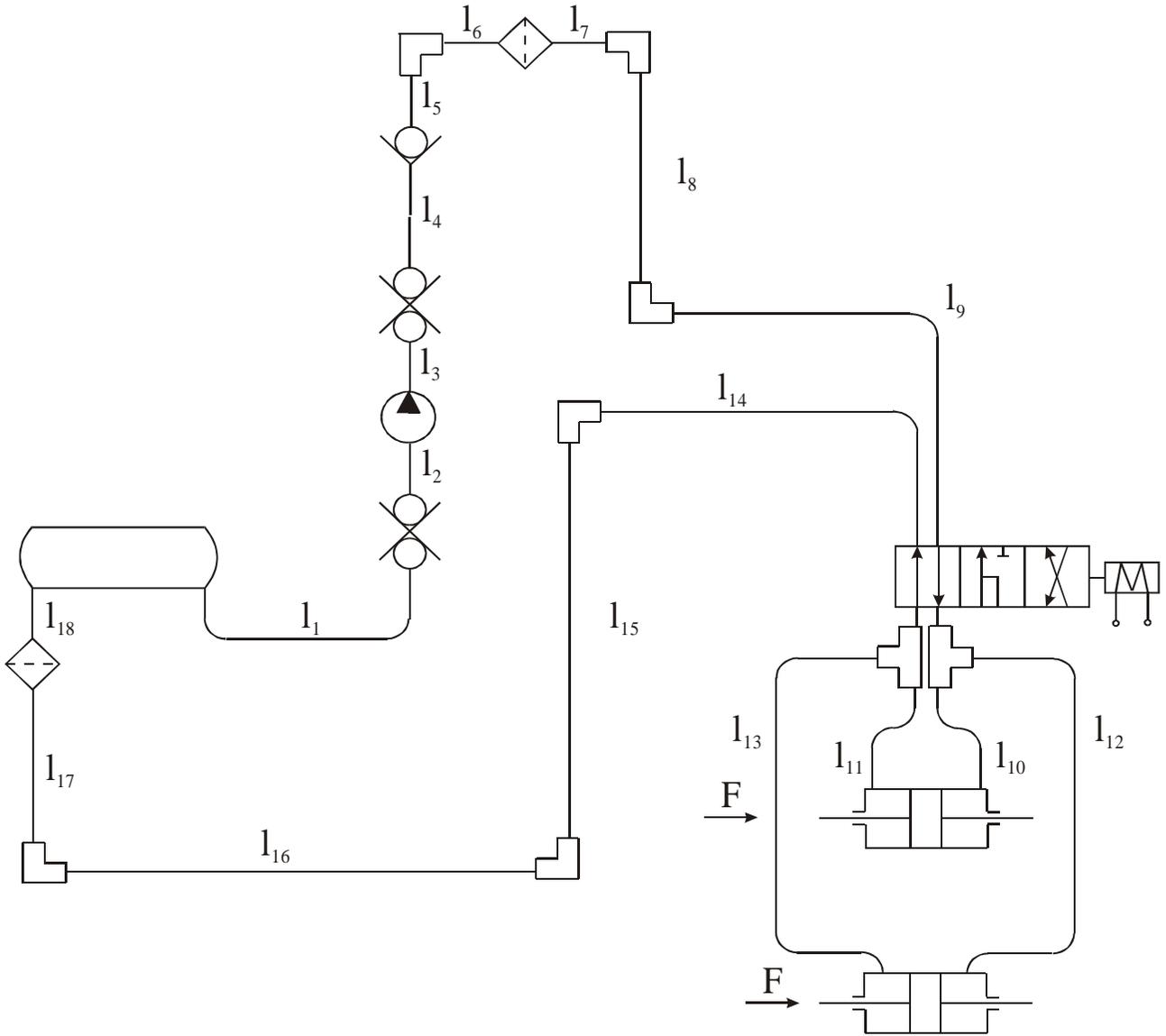


Рис.20



Pnc.21

Вариант №	Схема рис.	F, кН	Трубопроводы I _M /d _{MM}																			ξ Местных сопротивлений					
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	Клапан разъема	Обратный клапан	Фильтр	Клапан включения	Клапан управления	Дроссель
1	16	30	1 16	1 16	1 16	1 16	1 16	1 16	2 16	20 14	20 14	24 14	24 14	3,5 16	2 16	2 16	-	-	-	-	-	4	2	3	2	-	-
2	16	40	0,8 14	0,8 14	0,8 14	0,8 14	0,8 14	0,8 14	1,5 14	18 12	18 12	20 12	20 12	3 14	1,6 14	1,6 14	-	-	-	-	-	4	2	3	2	-	-
3	17	50	0,5 16	0,5 16	0,5 16	0,5 16	0,5 16	1 16	2 16	10 16	0,5 16	1,5 14	1,5 14	3,5 14	3,5 14	1,7 16	10 16	4,5 16	4,5 16	-	-	4	2	3	2	2	-
4	17	60	0,5 18	0,5 18	0,5 18	0,5 18	0,5 18	1 18	2 18	10 18	0,5 18	2 16	2 16	4 16	4 16	2 18	10 18	4,5 18	4,5 18	-	-	4	2	4	3	3	-
5	18	80	1 16	1 16	2 16	3 16	2 16	4 16	4 16	3 16	3 16	4 14	4 14	14 14	14 14	26 16	13 16	1 16	-	-	-	4	2	3	-	4	-
6	18	40	1 16	1 16	2 16	3 16	2 16	8 16	8 16	6 16	6 16	8 14	8 14	14 14	14 14	26 16	13 16	2 16	-	-	-	4	2	4	-	5	-
7	19	60	1 14	1 14	1,8 14	2,8 14	3 14	3 14	2 14	6 14	3 12	3 12	6 12	6 12	8 14	12 14	1 14	-	-	-	-	2	1	2,5	-	2	-
8	19	60	1 16	1 16	1,6 16	2,6 16	3 16	3 16	2 16	8 16	3 14	3 14	6 14	6 14	8 16	12 16	1 16	-	-	-	-	2	1	1,5	-	2,5	-
9	20	70	1 14	1 14	1 14	1 14	3 14	4 14	6 14	1 14	1,5 14	2 14	4,5 14	5 12	9 12	9 12	4 14	7 14	10 14	4 14	1 14	2	1	2	2	2,5	1, 5
10	21	30	2,5 14	3 14	3 14	2,5 14	3 14	3 14	3 14	3 14	2 14	9 12	9 12	10 12	10 12	5,5 14	7 14	4,5 14	2,5 14	2,5 14	-	4	2	5	-	4	-

Варианты с 11 по 20

Задача №1

Определить потребное давление на выходе из насоса подкачки топливной системы (рис.7-12) при условии, что избыточное давление над свободной поверхностью жидкости в баке обеспечивает безкавитационную работу подкачивающего насоса, а сам подкачивающий насос должен создавать давление, компенсирующее потери в трубопроводе и преодолевающее инерционный капор для обеспечения безкавитационной работы основного насоса.

Расчет произвести для режима разгона по горизонтали с ускорением j $м/с^2$ и из условия, что давление перед входом в насос должно быть больше давления парообразования $P_{II}/\gamma_{pt} = 300$ мм рт. ст. на величину кавитационного запаса $\Delta P_{кз} = 0,5$ Н/см²; $\gamma_{pm} = 133,6$ Кн/м³.

Коэффициент вязкости топлива $\nu = 0,045$ см²/с, а объемный вес $\gamma = 8,2$ кН/м³. Расходы топлива, ускорения, параметры трубопроводов и высота расположения входного сечения в основной насос над выходным сечением подкачивающего насоса z_2 и коэффициенты местных сопротивлений приведены в табл. 1.

Задача №2

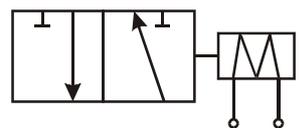
Определить диаметр напорной магистрали гидравлической системы (рис.22-27) из условия, что за насосом давление равно 22 МПа, а на преодоление гидравлических сопротивлений (см. рис. 22-27) тратится 5% этой энергии давления. Расходы, длины трубопроводов и коэффициенты местных сопротивлений представлены в табл.5.

Коэффициент сопротивления угольников принять равным 1,3. Потери на поворот потока в отводах не учитывать. Объемный вес жидкости $\gamma = 8,4$ кН/м³; $\nu = 0,5$ см²/с.

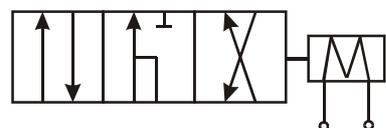
Условные обозначения:



- дроссель;



- клапан включения;



- клапан управления;



- клапан разъема;

Таблица № 5

Вариант №	Схема Рис.	Q л/мин	Трубопроводы l м									ξ мест. сопротивл.					
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	Клапан разъема	Обрат. клапан	Фильтр	Клапан включ.	Клапан управл.	Дрос.
11	22	30	0,5	0,5	0,5	0,5	1	10	3			1	2	1,5	1		
12	22	40	0,5	0,5	0,5	0,5	1	10	3			1	2	2	2		
13	23	50	0,5	0,5	0,5	1	2	10	0,5	2		1	2	1,5	1	2	
14	23	60	0,5	0,5	0,5	1	2	10	0,5	2		0,7	2	2	1,8	2,5	
15	24	70	0,5	0,5	0,5	1	2	10	0,5	2	2	1	1,5	2,5		2,5	
16	24	80	0,5	1	1,5	2	2	12	1	1,5	2	1	2	1,5		2	
17	25	30	0,5	1	1,5	2	2	12	1	1,5		0,7	2	2,5		2	
18	25	40	0,5	1	1,5	2	2	12	1	1,5		1	1,8	2		2,5	
19	26	50	0,8	1,3	1,5	1	1	1,3	1,5	1,5	1	0,7	2	2,5	2	2	1,5
20	27	60	0,8	1,3	1,5	1	1	1,3	1,5			1	2	1,5		2,5	

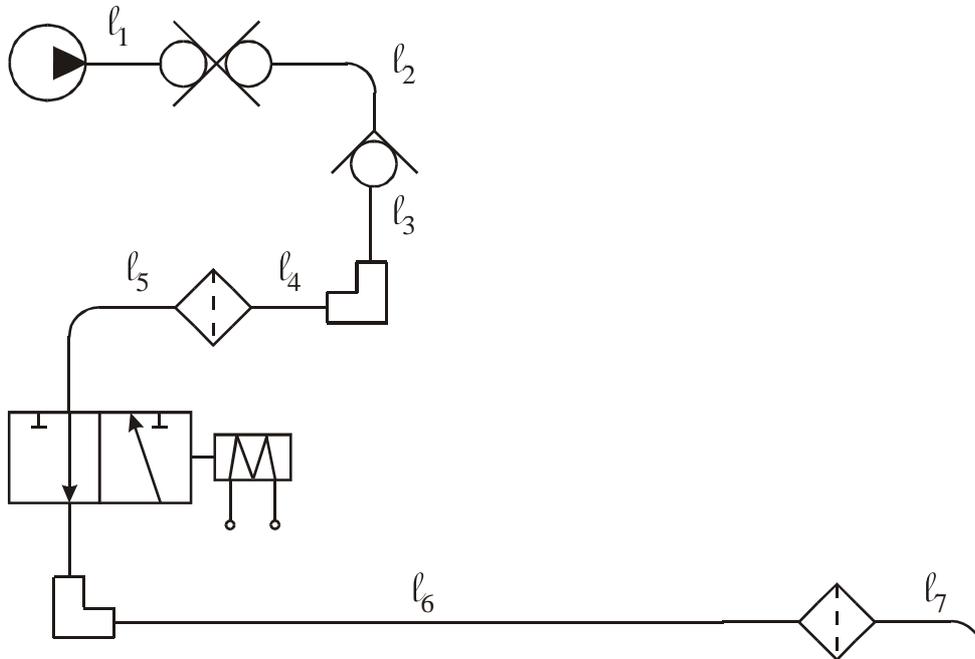


Рис.22

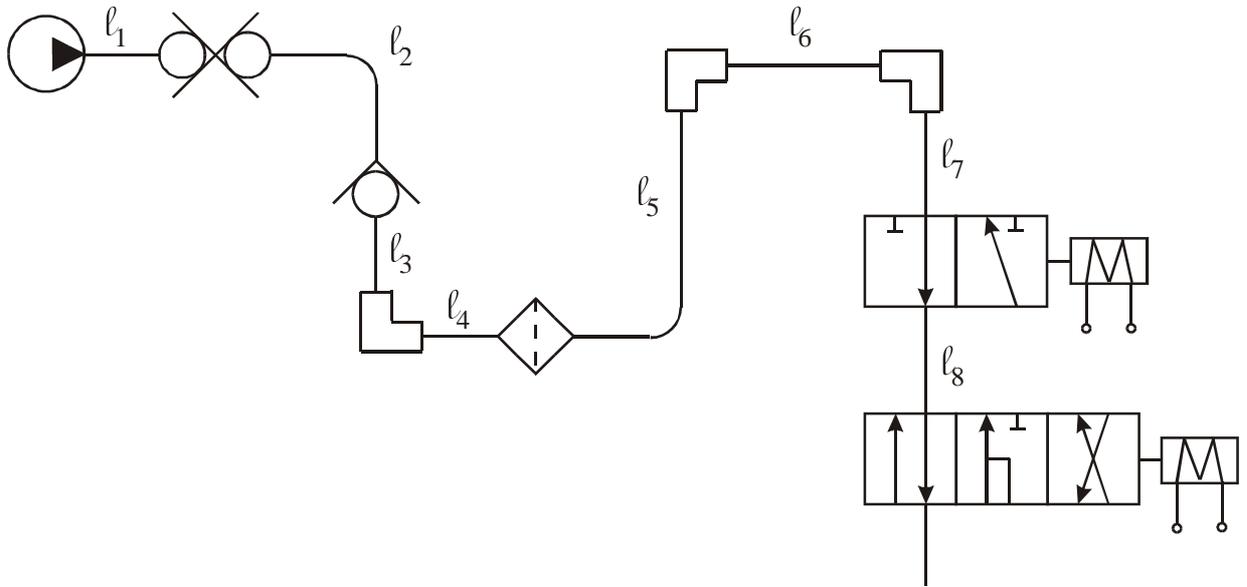


Рис.23

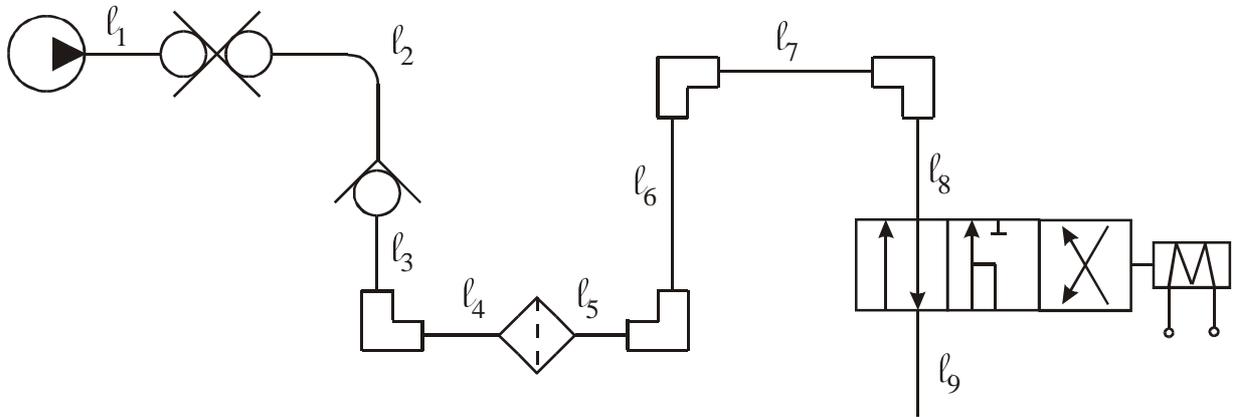


Рис.24

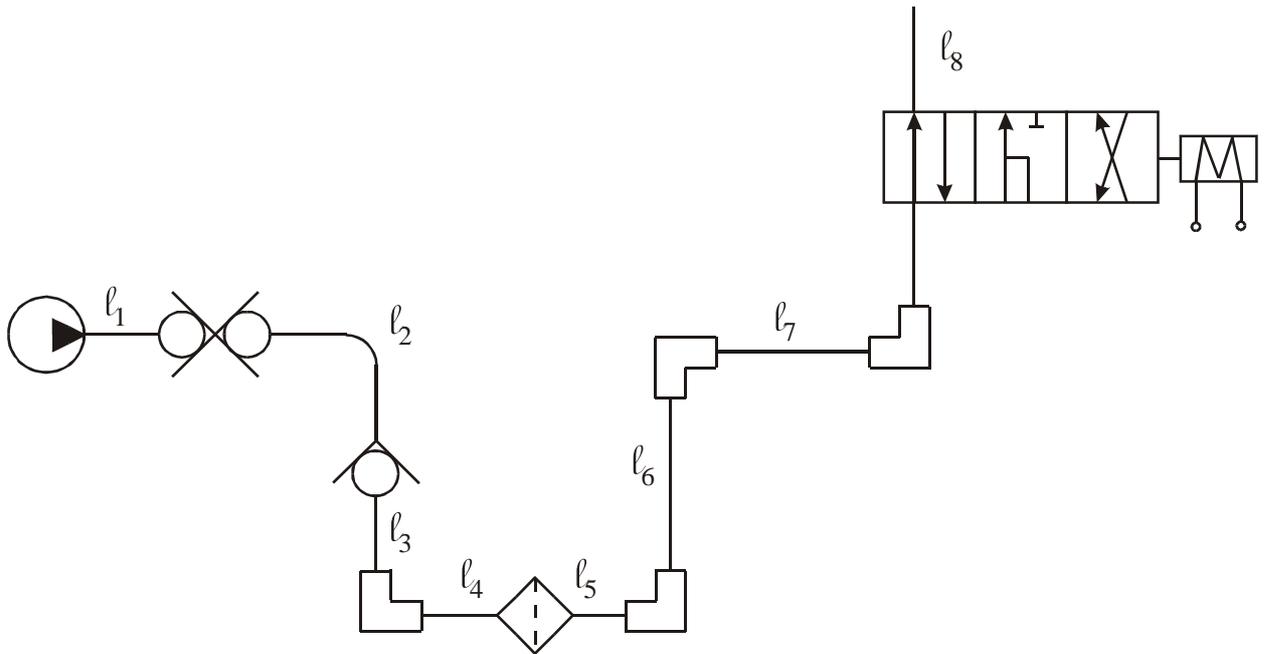


Рис.25

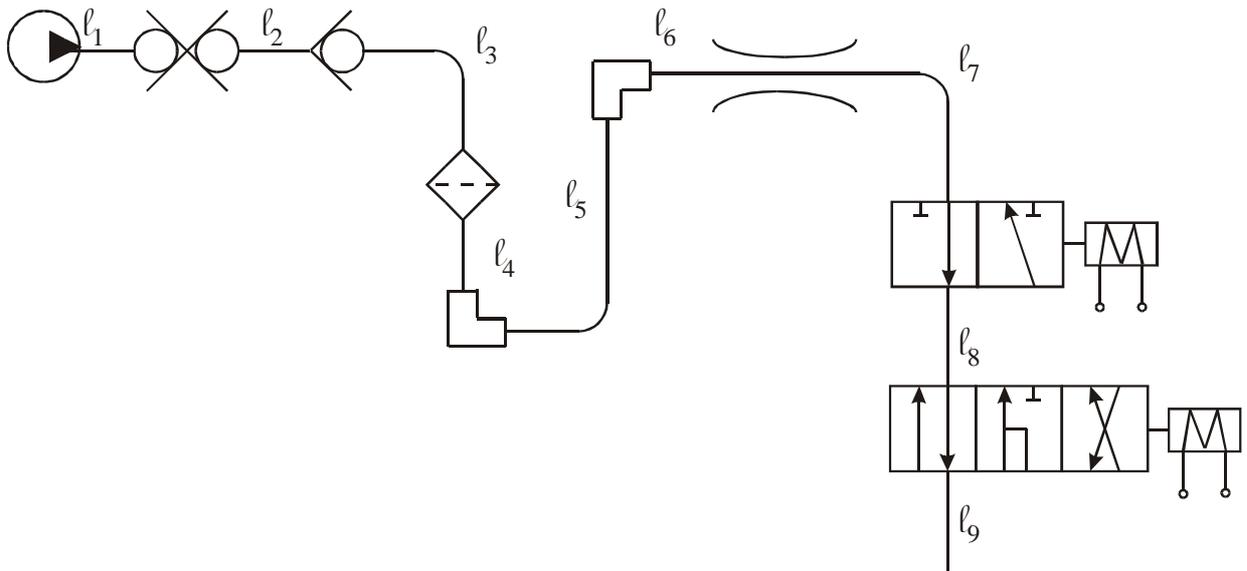


Рис.26

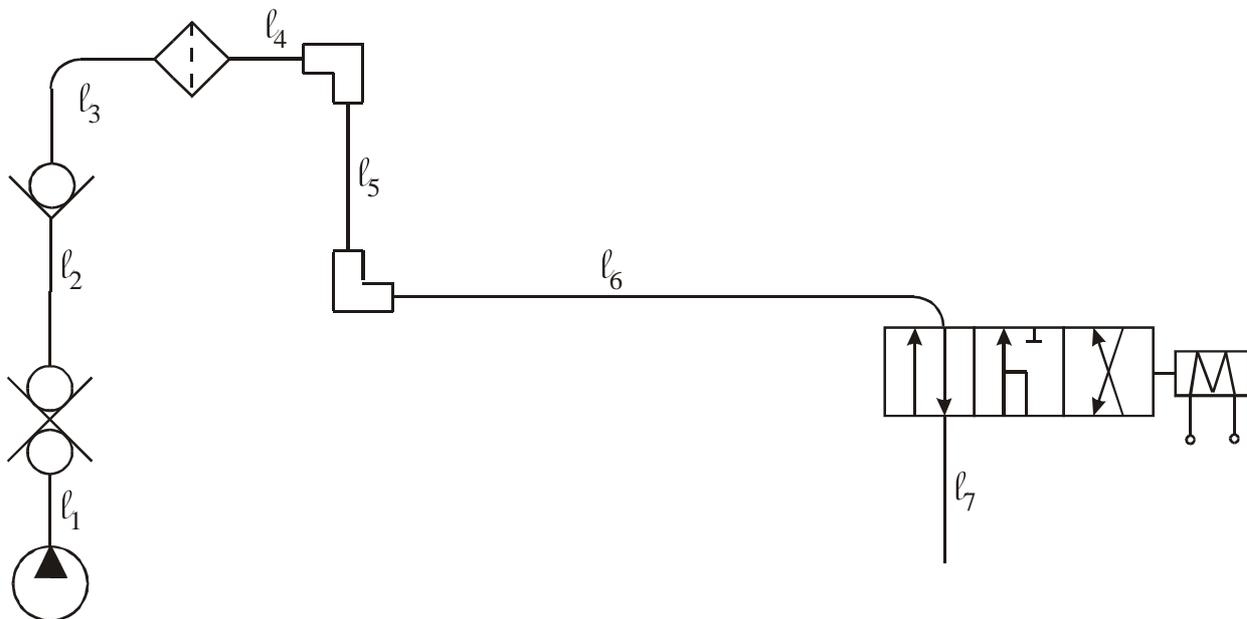


Рис.27

Задача №3

Определить расходы Q_1 и Q_2 . из баков системы питания двигателя топливом (рис.28), состоящей из баков-кессонов, трубопроводов и насоса, характеристика которого представлена на рис. 29. Параметры трубопроводов, нивелирная высота свободных поверхностей топлива в баках Z_1 даны в табл. 6. Величинами местных сопротивлений пренебречь. Коэффициент кинематической вязкости $\nu=0,045 \text{ см}^2/\text{с}$. Давление над свободной поверхностью топлива в баках, равно атмосферному. Объемный вес жидкости $\gamma=8,4 \text{ кН/м}^3$.

Исследовать влияние эксплуатационной температуры на расходы Q_1 и Q_2 , если при $t=-40^\circ \text{ C}$ коэффициент кинематической вязкости $\nu=0,1 \text{ см}^2/\text{с}$, при $t=-20^\circ \text{ C}$ $\nu=0,045 \text{ см}^2/\text{с}$, при $t=+20^\circ \text{ C}$ $\nu=0,015 \text{ см}^2/\text{с}$. Объемный вес жидкости $\gamma=8,4 \text{ кН/м}^3$.

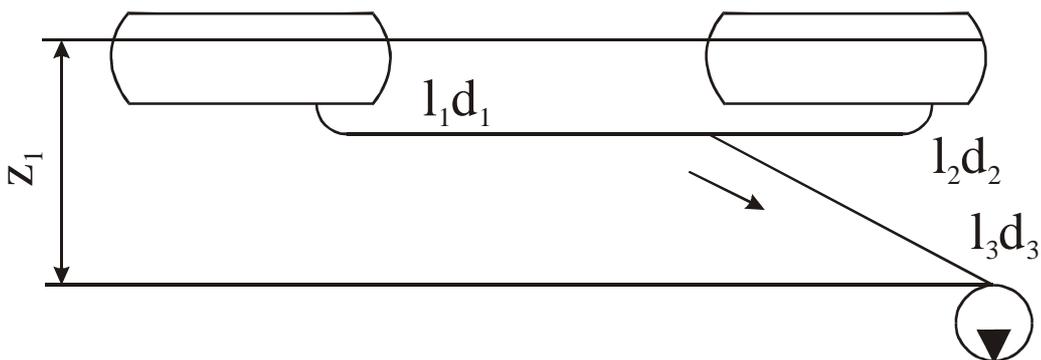


Рис.28

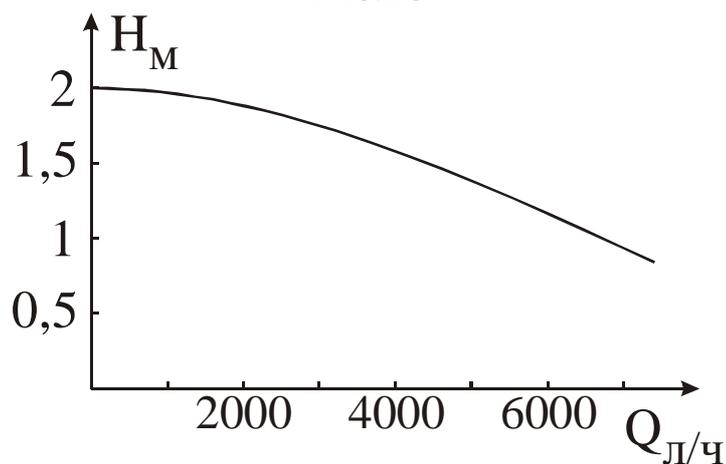


Рис.29

Таблица № 6

Вариант №	$l_1 = l_2$ м	$d_1 = d_2$ мм	l_3 м	d_3 мм	z_1 м
11	3,4	22	3,2	26	0,25
12	3,8	20	3,4	24	0,22
13	4,2	22	3,6	26	0,25
14	4,4	18	3,8	22	0,23
15	4,6	16	4,0	20	0,24
16	4,8	20	4,2	24	0,25
17	3,4	22	3,2	26	0,22
18	4,4	20	3,8	24	0,24
19	4,6	16	4,0	20	0,23
20	3,8	18	3,4	22	0,25

Задача №6

Определить время заправки топливных баков системы (рис. 30), состоящей из баков и трубопроводов. Объем баков, длины, диаметры трубопроводов и высоты z_1 и z_2 приведены в табл. 7. Длина раздаточного шланга $l_{ш} = 4$ м, диаметр $d_{ш} = 40$ мм. Коэффициент кинематической вязкости

жидкости $\nu=0,045 \text{ см}^2/\text{с}$. Характеристика насоса топливозаправщика представлена на рис. 31. Давление над свободной поверхностью топлива в баках и до насоса принять равной атмосферному.

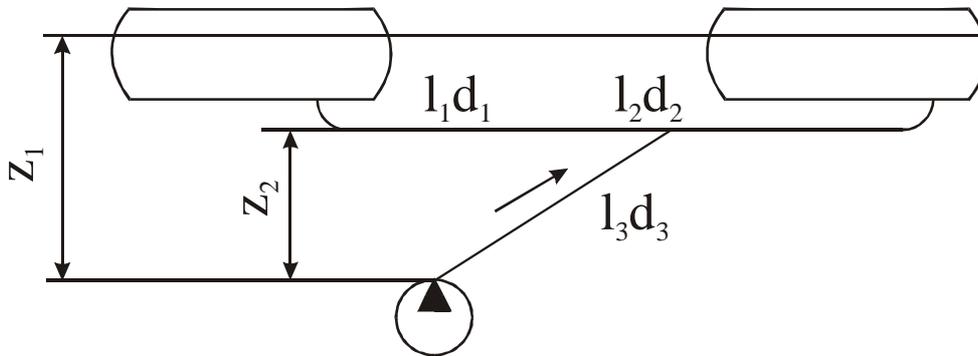


Рис.30

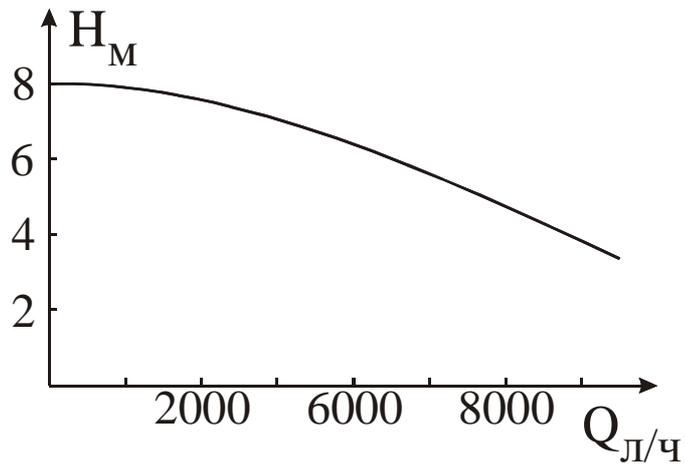


Рис.31

Таблица №7

Вариант №	$W_1=W_2$ тыс.л	L_1 м	L_2 м	$d_1=d_2$ мм	z_1 м	z_2 м
11	2,5	1,8	2,4	22	1,4	1,0
12	2,8	2	2,6	24	1,6	1,2
13	3	2,2	2,8	22	1,7	1,3
14	3,2	2,4	3,0	24	1,9	1,4
15	3,5	2,5	3,1	22	2	1,5
16	4	2,6	3,2	24	2,1	1,6
17	2,6	1,9	2,4	26	1,7	1,2
18	2,7	2,1	2,6	28	1,8	1,3
19	2,9	2,3	2,8	26	2	1,6
20	3,1	1,7	3,0	24	2,1	1,7

Задача №4

Определить время рабочих операций, осуществляемых гидросистемой, изображенной на рис. 33- 35. Усилия вдоль штоков силовых цилиндров F_1 и F_2 , диаметры поршней D_1 и D_2 , ходы поршней L_1 и L_2 , диаметры штоков d_1 и d_2 , длины трубопроводов, диаметры труб и $(l/d)_3$ местных сопротивлений: кранов $K_{1,2}$ и фильтра даны в табл. 8.

Коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости $\nu = 1,3 \text{ см}^2/\text{с}$, удельный вес $\gamma = 8,4 \text{ кН/м}^3$.

Потерями в тройниках, угольниках и на поворот потока пренебречь.

Характеристика насоса представлена на рис. 32.

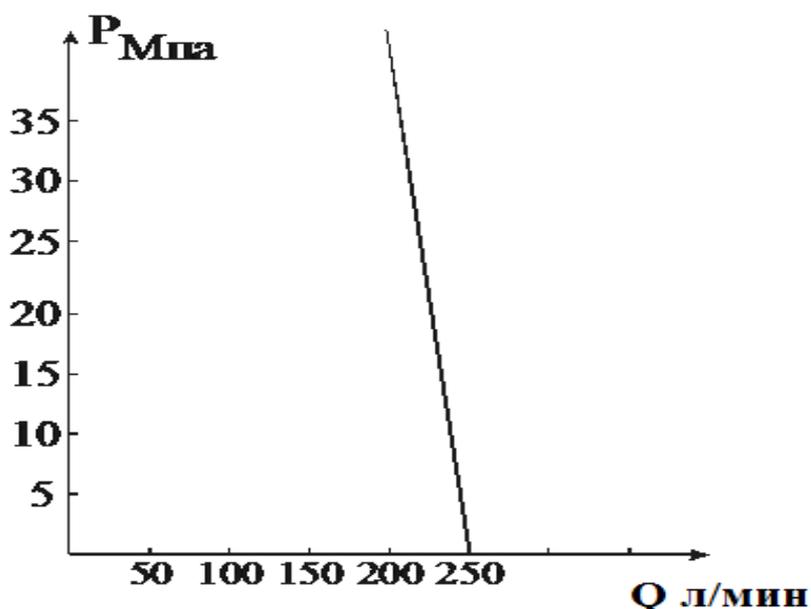


Рис. 32

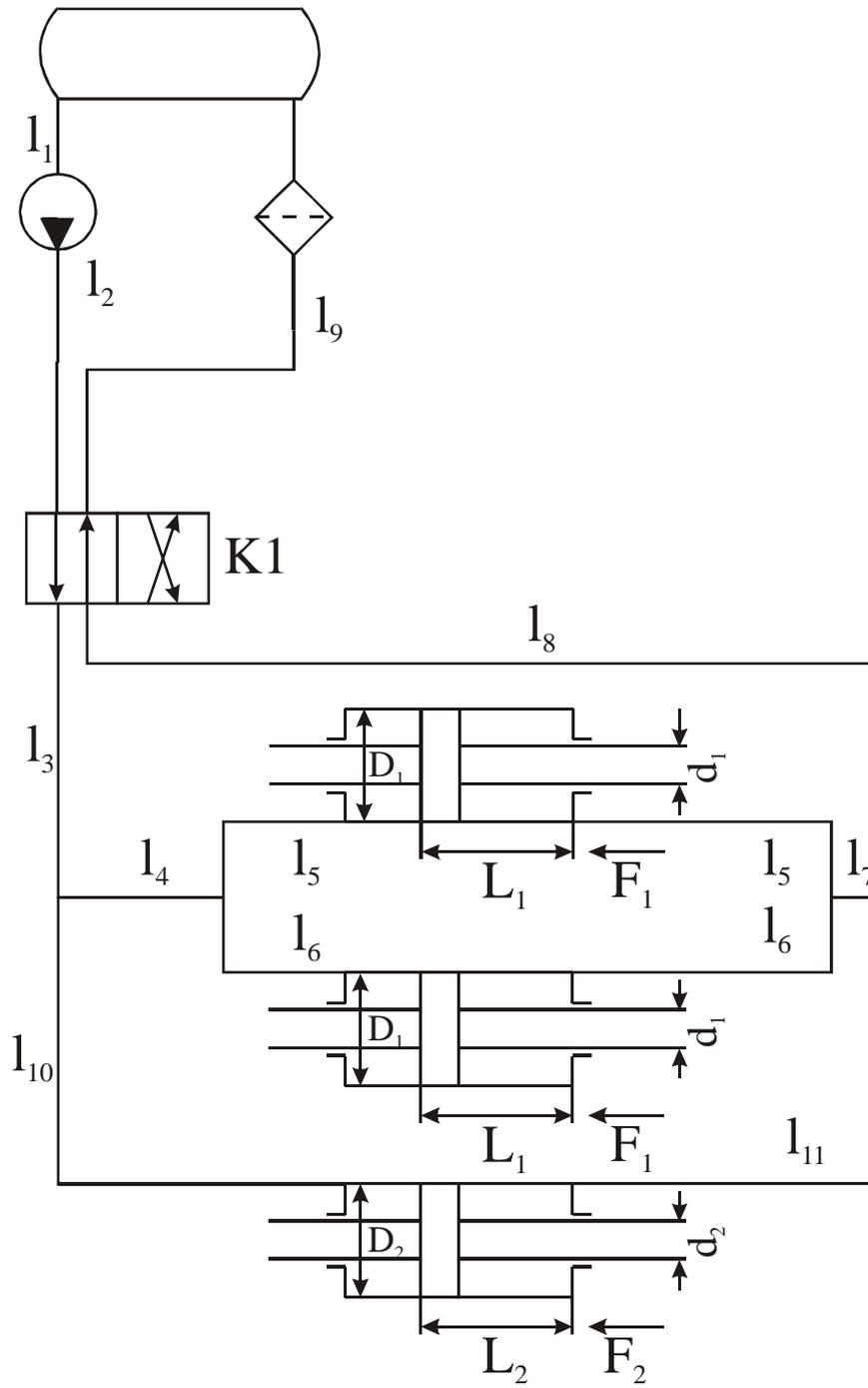


Рис. 33

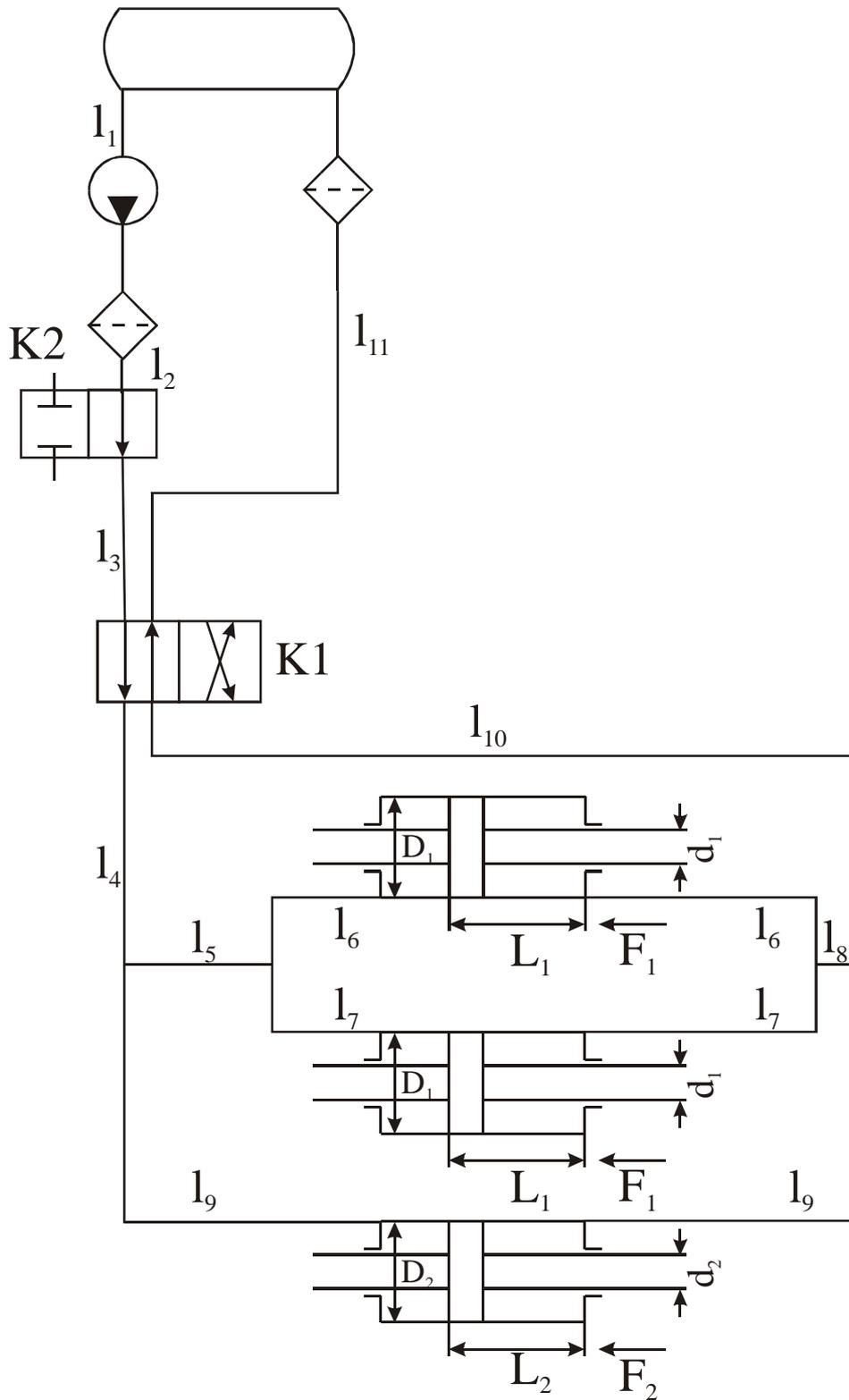


Рис. 34

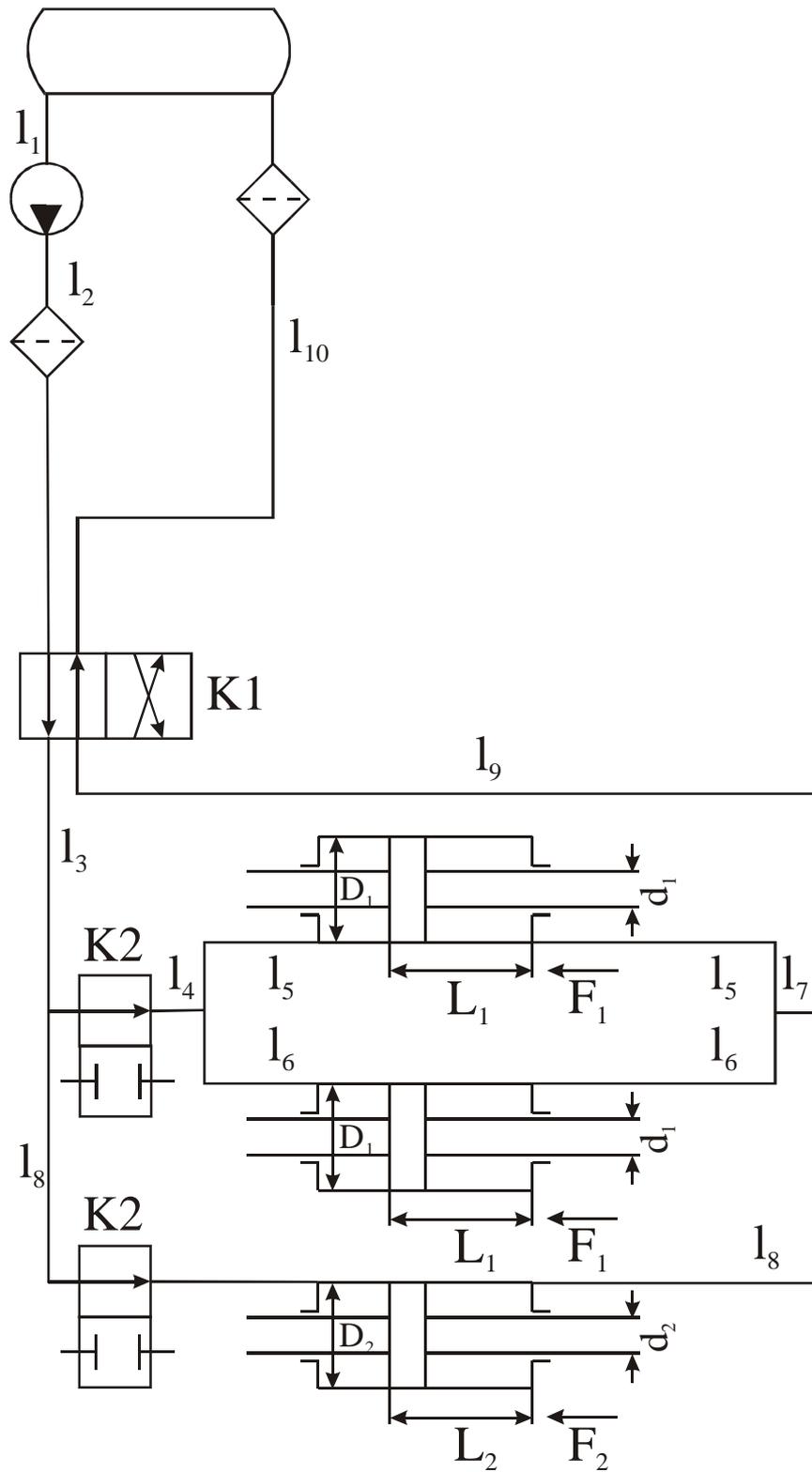


Рис. 35

Вариант №	Рис.	F ₁ кН	F ₂ кН	D ₁ мм	D ₂ мм	d ₁ мм	d ₂ мм	L ₁ мм	L ₂ мм	d ₁ мм	d ₂ мм	d ₃ мм	d ₄ мм	d ₅ мм	d ₆ мм	d ₇ мм	d ₈ мм	d ₉ мм	d ₁₀ мм	d ₁₁ мм	$\left(\frac{l}{d}\right)_{\phi}$	$\left(\frac{l}{d}\right)_{K1}$	$\left(\frac{l}{d}\right)_{K2}$
										l ₁ м	l ₂ м	l ₃ м	l ₄ м	l ₅ м	l ₆ м	l ₇ м	l ₈ м	l ₉ м	l ₁₀ м	l ₁₁ м			
11	33	1.8	0.9	70	60	25	20	320	250	16 1.5	16 1	16 1	16 0.8	14 1.2	14 1.2	16 0.8	16 1	16 2.5	14 4.2	14 4.2	150	40	-
12	33	1.6	0.8	60	50	24	20	300	235	14 1.3	14 0.9	14 1.1	14 1	12 1.1	12 1.1	14 0.9	14 0.8	14 2.3	12 4.0	12 4.0	140	35	-
13	33	1.8	1	70	50	26	22	330	220	16 1.4	16 1	16 1	16 0.9	14 1.3	14 1.3	16 0.9	16 0.9	16 2.4	14 4.3	14 4.3	150	35	-
14	33	1.9	1.1	70	60	26	22	340	225	18 1.6	18 1.1	18 1	18 1	16 1.4	16 1.4	18 1	18 1	18 2.5	16 4.1	16 4.1	160	45	-
15	34	1.8	0.9	60	50	24	20	325	200	16 1.5	16 1	16 1	16 0.9	16 1.1	14 1.1	14 1.7	16 1	14 4.0	16 4.0	16 0.5	150	40	40
16	34	1.9	1	70	60	26	22	340	225	18 1.6	18 1.2	18 1.2	18 1	18 1.2	16 1.2	16 1.2	18 1	16 2.5	18 4.2	18 4.2	160	40	30
17	34	1.7	0.8	60	50	24	20	310	240	14 1.3	14 0.9	14 0.9	14 0.9	14 1.1	12 1.1	12 1.1	14 1	12 2.4	14 4.1	14 4.1	140	50	40
18	35	2.0	1.2	60	50	24	20	300	235	18 1.6	18 1.2	18 1.2	16 0.9	16 1.2	16 1.2	16 0.9	16 1	18 2.6	18 4.3	-	160	50	50
19	35	1.9	1	70	60	26	22	320	255	16 1.7	16 1	16 1	14 1	14 1.3	14 1.3	14 0.8	14 1	16 2.5	16 4.2	-	150	40	50
20	35	1.8	0.9	60	50	25	21	310	250	14 1.5	14 1.1	14 1.1	12 1	12 1.2	12 1.2	12 0.9	12 0.9	14 2.7	14 4.1	-	150	40	30

Варианты с 21 по 30

Задачи № 1 и 2

Расчет системы централизованной заправки топливом.

В соответствии с исходными данными, заданными в каждом варианте (см. таблицу 9), требуется определить:

- диаметры трубопроводов системы централизованной заправки топливом двух баков-кессонов;
- время заправки.

Схема централизованной заправки приведена на рис. 36

Расстояние Z от насоса топливозаправщика до баков равно $Z=1$ м. Диаметр шланга топливозаправщика $d_{ш}=100$ мм, длина шланга $l_{ш}=4$ м. Плотность топлива $\rho=800$ кг/м³, коэффициент кинематической вязкости $\nu=1,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Давление воздуха над поверхностью топлива в баке равно $P_6=106,22$ кПа. Расходная характеристика насоса приведена на ри 37. Влияние нестационарности в начальный момент заправки пренебречь.

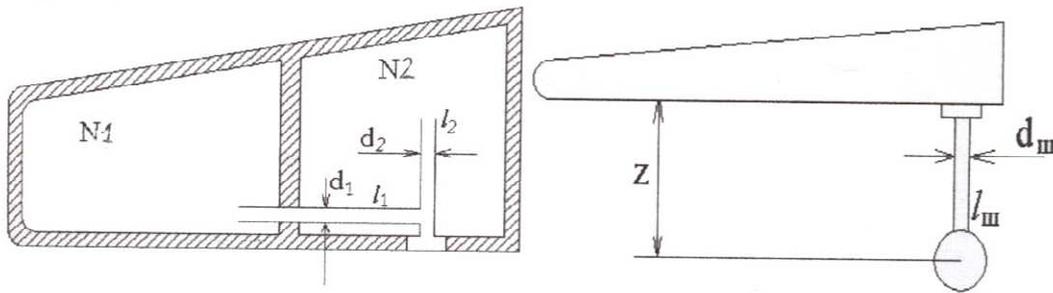


Рис. 36

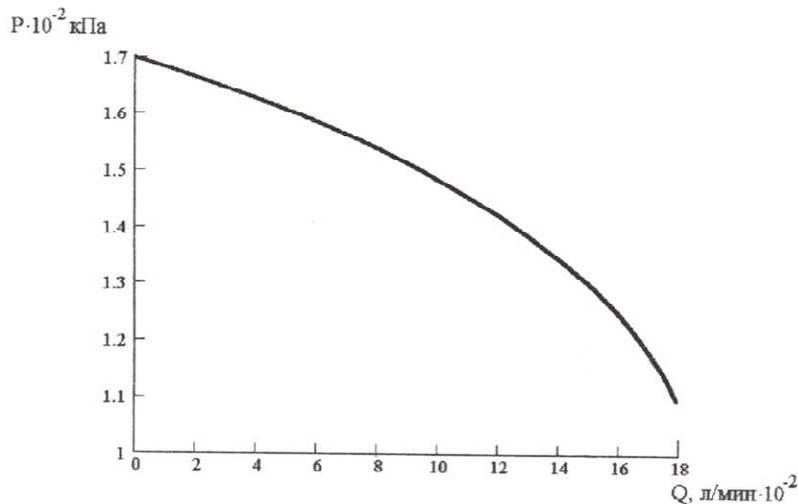


Рис. 37

Таблица 9

№ вар.	W ₁ , тыс. л	W ₂ , тыс. л	T, мин	L ₁ , м	L ₂ , м	D ₁ , мм	D ₂ , мм
21	8	16	20	6	2		
22	12	16	20	8	2		
23	12	20	20	6	1		
24	16	20	24	8	1		
25	16	24	24	6	2		
26	18	26	28	8	2		
27	18	30	30	6	1		
28	20	32	32	8	1		
29	20	36	35	6	2		
30	20	40	40	8	2		
31	24	40	40	8	1		
21	8	16		6	2	36	38
22	12	16		8	2	38	40
23	12	20		6	1	38	40
24	16	20		8	1	40	42
25	16	24		6	2	40	42
26	18	26		8	2	42	44
27	18	30		6	1	42	46
28	20	32		8	1	44	38
29	20	36		6	2	44	48
30	20	40		8	2	46	50
31	24	40		8	1	46	50

Задача №3

Расчет системы дренажа топливных баков и аварийного слива.

При заправке топливом воздух из баков должен вытесняться в атмосферу через систему дренажа. В полете система дренажа обеспечивает создание в баке избыточного давления воздуха за счет скоростного напора.

Для заданного варианта необходимо определить диаметры трубопроводов системы дренажа $d_{др}$ и диаметр трубопровода аварийного слива $d_{ав}$ (рис.3: 8)

При расчете системы дренажа принять давление P_6 в соответствии с указанием в первой части работы, давление наружного воздуха $P_n=101,325$ кПа; коэффициент сопротивления системы дренажа $\xi_{др}=1,6$; плотность воздуха равна $1,225$ кг/м³. При расчете аварийного слива топлива считать, что он осуществляется только за счет избыточного давления воздуха в баке, создаваемого скоростным напором на высоте полета 1000 м. Скорость полета самолета $V=540$ км/ч, плотность воздуха на данной высоте полета составляет $\rho=0,886\rho_{н=0}$. Коэффициент гидравлического сопротивления системы аварийного слива $\xi_{сл}=1,1$. Расход топлива при аварийном сливе $Q_{сл}=2000$ л/мин.

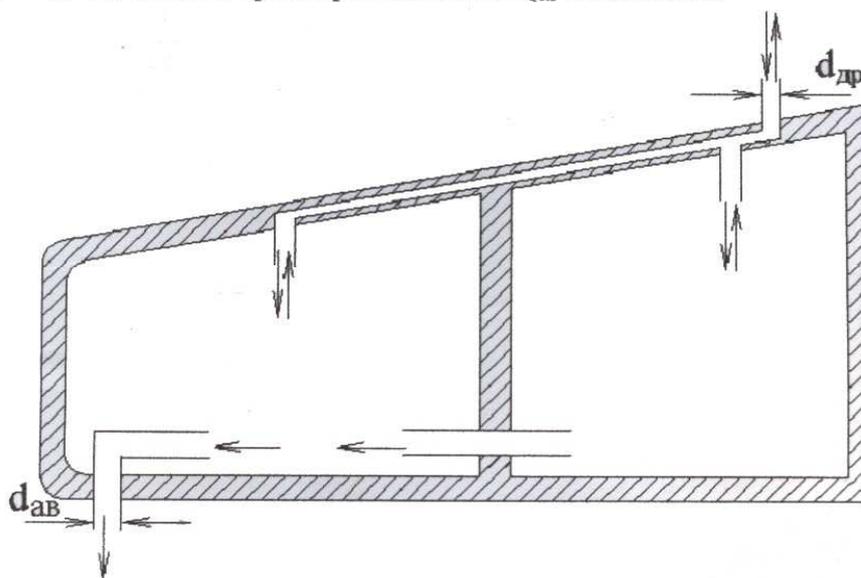


Рис. 3: 8

Задача №4

В гидравлической системе, представленной на рис 39 на штоки гидравлических цилиндров, включенных в параллельные ветви, действуют силы F_1 и F_2 , изменяющиеся во времени. Зависимости $F_1=f(t)$ и $F_2=f(t)$ изображены на рис. 40

Диаметр поршней $D_n=80$ мм, диаметр штока $d=30$ мм, ход штока $L_{ш}=50$ мм.

Характеристика насоса приведена на рис. 32

В таблице 10 даны длины l_m , диаметры D_{mm} труб и коэффициенты гидравлических сопротивлений ξ клапанов разъема, фильтров и крана управления.

Потерями на поворот потока пренебречь.

Коэффициент кинематической вязкости жидкости $\nu=5$ см²/с, плотность жидкости $\rho=850$ кг/м³.

Найти зависимости скоростей перемещения поршней от времени выполнения рабочих операций $V_1=f(\tau)$ и $V_2=f(\tau)$;

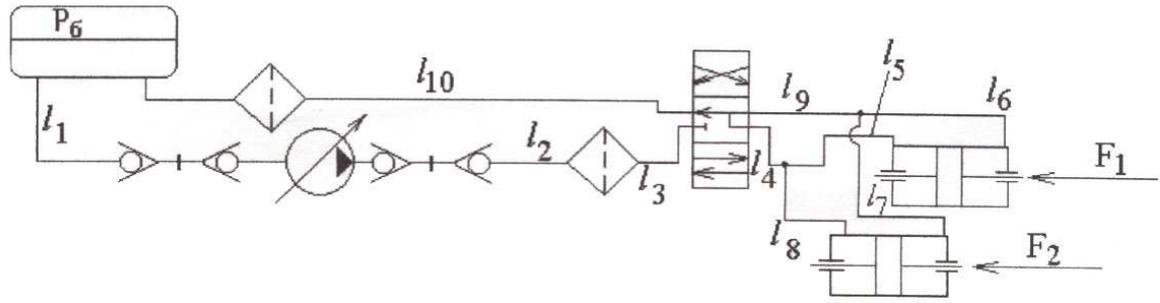


Рис. 39

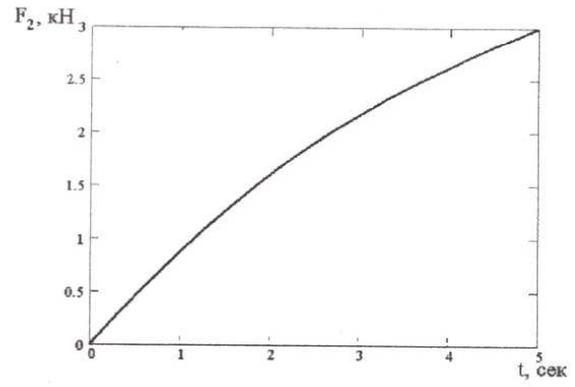
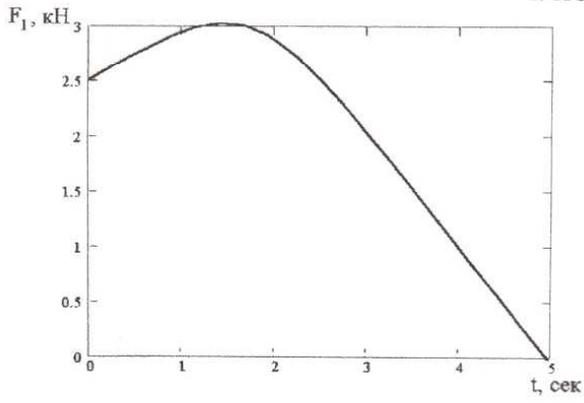


Рис 40

Таблица 10

№ вар.	Длины l_M и диаметры труб d , мм										Коэффициенты гидравлического сопротивления ξ		
	l_1	l_2 d_2	l_3 d_3	l_4 d_4	l_5 d_5	l_6 d_6	l_7 d_7	l_8 d_8	l_9 d_9	l_{10} d_{10}	Клапан разъема	Фильтр	Клапан управления
21	3	3	3	3	5	5	5	5	3	4	1	1.5	2
	16	16	16	16	14	14	14	14	16	16			
22	4	4	4	4	6	6	6	6	4	6	0.7	2	2.5
	16	16	16	16	14	14	14	14	16	16			
23	3	3	3	3	5	5	5	5	3	4	1	1.5	2
	14	14	14	14	12	12	12	12	14	14			
24	3	3	3	3	4	4	4	4	2	3	0.7	2	2.5
	12	12	12	12	10	10	10	10	12	12			
25	5	5	5	5	6	6	6	6	4	5	1	1.5	2
	18	18	18	18	16	16	16	16	18	18			
26	5	5	5	5	6	6	6	6	4	5	0.7	2	2.5
	20	20	20	20	18	18	18	18	20	20			
27	6	6	6	6	7	7	7	7	5	6	1	1.5	2
	20	20	20	20	18	18	18	18	20	20			
28	4	4	4	4	6	6	6	6	4	6	0.7	2	2.5
	16	16	16	16	14	14	14	14	16	16			
29	6	6	6	6	7	7	7	7	5	6	1	1.5	2
	18	18	18	18	16	16	16	16	18	18			
30	4	4	4	4	6	6	6	6	4	6	0.7	2	2.5
	12	12	12	12	10	10	10	10	12	12			

ПРИЛОЖЕНИЕ

При решении задач следует использовать величины размерностей в соответствии с международной системой измерения (СИ).

Некоторые соотношения между системами СИ и МГГС приводятся ниже.

Величина измерений (СИ)	Единицы
Длина	м
Масса	кг
Время	с
Площадь	м ²
Объем	м ³
Скорость	м/с
Ускорение	м/с ²
Сила	Н (Ньютон)
Давление	Н/м ² =Па (Паскаль)
Плотность	кг/м ³
Объемный вес	Н/м ³
Коэффициент кинематической вязкости	м ² /с (Стокс)
Работа, энергия	Дж=Нм (джоуль)
Мощность	Вт=Дж/с (Ватт)
Температура	К (Кельвин)

Сила 1 кгс = 9,8 Н;

Давление 1 кгс/см² = 1 ат (техническая атмосфера) = 98066,5 Па

Температура 0°С = 273,15 К.

В процессе работы могут использоваться также следующие соотношения:

Давление: 1 бар = 10⁵ Па,

1 мм рт.ст. = 133,322 Па;

Объем : 1 л = 10⁻³ м³.

Универсальная газовая постоянная R = 8.3144 Дж/моль·К.

Приставка Мега означает отношение к главной единице: 10⁶.

Для воды при 4°С: $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3 = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$.