

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Кафедра гидравлики и гидравлических машин**

## **ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ**

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию в области  
сельского хозяйства в качестве практикума для студентов высших учебных  
заведений, обучающихся по агроинженерным специальностям*

**Минск  
2008**

УДК 532+621.22](075.8)

ББК 30.123+31.56

Г 46

Рекомендовано научно-методическим советом агрономического факультета  
БГАТУ

Протокол № 3 от 03 мая 2007 г.

Составитель: канд. техн. наук, доц. *В.С. Лахмаков*,  
ст. преподаватель *В.И. Лаптев*,  
ст. преподаватель *Е.В. Плискевич*

Рецензенты: канд. техн. наук, проф., зав. каф. «Гидропневмоавтоматика  
и гидропневмопривод» БНТУ *П.Р. Бартош*;  
д-р техн. наук, доц., зав. каф. «Гидравлика» БНТУ *И.В. Качанов*;  
канд. техн. наук, доц. каф. «Гидравлика» БНТУ *В.К. Недбальский*;  
канд. техн. наук, доц., зав. каф. «Технология и механизация  
животноводства» БГАТУ *Д.Ф. Кольга*

**Гидравлика** и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов : практикум /  
Г 46                    сост. В.С. Лахмаков, В.И. Лаптев, Е.В. Плискевич. – Минск : БГАТУ,  
2007. – 294 с.

ISBN 978-985-6770-83-1

Материал практикума соответствует современному уровню развития гидравлики как науки  
в теоретическом и практическом плане.

Издание предназначено для студентов технических вузов, а также для учащихся соответст-  
вующих колледжей и техникумов.

УДК 532+621.22](075.8)

ББК 30.123+31.56

ISBN 978-985-6770-83-1

© БГАТУ, 2008

## ВВЕДЕНИЕ

Основное назначение практикума — помочь студентам получить навыки применения теоретических знаний для решения конкретных практических задач.

Гидравлика как наука изучает законы равновесия и движения жидкостей, законы взаимодействия жидкости с другими телами, а так же методы применения этих законов к решению практических задач.

Сложность структуры реальной жидкости вносит определенные затруднения применения математического аппарата к решению задач, поэтому при аналитическом решении задач необходимо вносить упрощения: жидкость рассматривать как сложную, однородную, непрерывную среду, когда все ее параметры можно считать непрерывными функциями координат и времени. Вводят так же понятие об идеальной среде, то есть невязкой жидкости, что позволяет для получения математических зависимостей и уравнений, применять законы теоретической механики.

Приближенное аналитическое решение требует экспериментальной проверки и корректировки. Кроме того, чтобы построить достоверную математическую модель гидравлического явления, необходимо сначала изучить его в лаборатории или в естественных условиях.

Таким образом, экспериментальные исследования занимают в гидравлике большое место. Особенно важно учитывать условия, в которых можно применять формулы и числовые значения коэффициентов в них. Если коэффициенты, то есть их значения получены опытным путем, то применение их возможно только в пределах, ограниченных условиями эксперимента. Эти пределы указываются в справочниках.

Настоящий практикум сочетает в себе возможность проведения лабораторных исследований в комплексе с решением практических задач.

# 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ, МЕТОДАХ РАСЧЕТА И ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

## 1.1 Практическое занятие «Физико-механические свойства жидкостей»

### Основные сведения

Термин «жидкость» имеет два значения. Так называют агрегатное состояние вещества, промежуточное по своим свойствам между твердым и газообразным, а также тело или вещество, находящееся в жидком состоянии.

Из жидкостей наибольшее применение в сельскохозяйственном производстве получила вода. Она используется в системах водоснабжения населения, производства и животноводства. Большие объемы воды перемещаются в мелиоративных системах.

В сельскохозяйственном машиностроении широкое применение получили различные минеральные и синтетические масла для смазки, а также в системах гидропривода. Жидкости, используемые как горючее для двигателей — бензин различных марок, дизельное топливо.

В практике сельскохозяйственного производства используют материалы, называемые гидросмесями. Гидросмесь — это материал, получаемый перемешиванием достаточно мелких твердых или пластичных частиц с жидкостью. Типичные гидросмеси — корм для свиней, строительные растворы и др.

Плотность жидкости  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) характеризуется распределением массы  $m$  (кг) по объему  $V$  (м<sup>3</sup>) и определяется по формуле:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.1)$$

Удельный вес  $\gamma$  и плотность  $\rho$  связаны между собой на основе второго закона Ньютона:

$$\gamma = \rho g, \quad (1.2)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

Средние значения плотности и удельного веса основных жидкостей приведены в приложении 1.



Сжимаемость жидкостей весьма незначительна, т. е. они хорошо сопротивляются сжатию, проявляя упругие свойства в соответствии с законом Гука:

$$-\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{E} \quad (1.3)$$

где  $\Delta V$  — соответствующее изменение объема;

$\Delta p$  — приращение давления;

$V_0$  — объем при начальном давлении;

$E$  — объемный модуль упругости жидкости.

Средние значения объемного модуля упругости некоторых жидкостей приведены в приложении 2.

Температурное расширение жидкостей происходит с увеличением температуры, которое характеризуется коэффициентом температурного расширения:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta t}, \quad (1.4)$$

где  $\Delta t$  — изменение температуры.

Коэффициент температурного расширения зависит от давления, диапазона изменения температуры и приведен для некоторых жидкостей в приложении 3.

Вязкость — свойство жидкостей и газов сопротивлятьсядвигающим (касательным) усилиям, возникающим на границе слоев жидкости,двигающихся с различными скоростями.

В соответствии с гипотезой Ньютона касательные напряжения вязкости определяются соотношением:

$$\tau = \pm \mu \frac{\partial U}{\partial n}, \quad (1.5)$$

где  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости;

$\frac{\partial U}{\partial n}$  — градиент скорости.

В формулах гидравлики динамический коэффициент вязкости связан соотношением:

$$\eta = \frac{M}{c}, \quad (1.6)$$

где  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости, зависящий от температуры, приведен в приложение 4.

Кипение — свойство жидкости образовывать пар по всему объему жидкости. Жидкость закипает, если давление в ней равно давлению насыщенных паров  $p_{н.п}$  при данной температуре (приложение 5).

### Примеры расчетов

1. Определить количество воды, которое необходимо подать насосом в абсолютно жесткий трубопровод диаметром  $d = 300$  мм и длиной  $l = 100$  м, полностью заполненного при атмосферном давлении, чтобы давление в нем поднялось до 5 МПа.

Порядок расчета.

А) Определяем вместимость трубопровода при атмосферном давлении:

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3,14 \times 0,3^2}{4} \times 100 = 7,1 \text{ м}^3.$$

Б) Находим дополнительный объем воды, который необходимо подать в трубопровод, используя закон Гука (1.3), для чего предварительно находится по приложению 2 модуль упругости воды  $E_{\text{в}} = 2\,060$  МПа.

$$-\Delta V_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \frac{\Delta p}{E_{\text{в}}} = 7,1 \times \frac{5}{2060} = 0,0172 = 17,2 \text{ л}.$$

2. Сосуд размерами  $d = 1$  м,  $H_0 = 120$  см считается абсолютно жестким и заполнен бензином на высоту  $H = 1$  м, при температуре  $t_1 = 20$  °С. Определить на какую высоту  $h$  поднимется поршень, если сосуд нагреть до температуры  $t_2 = 50$  °С. Весом поршня пренебречь.

Порядок расчета.

1. Определяем объем жидкости при температуре  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} H = \frac{3,14 \times 1^2}{4} \times 1 = 0,785 \text{ м}^3$$

2. Определяем изменение объема жидкости после нагревания, предварительно приняв  $\beta_t = 0,0008 \text{ К}^{-1}$ , приложение 3.

$$\Delta V = V_0 \beta_t \Delta t = 0,785 \times 8 \times 10^{-4} \times 30 = 0,01884 \text{ м}^3.$$

3. Высота поднятия поршня определяется из выражения:

$$h = \frac{\Delta V}{S_p} = \frac{0,01884 \times 4}{3,14 \times 1^2} = 0,024 = 24 \text{ мм}.$$

## **1.2 Практическое занятие «Измерение гидравлических параметров и их обработка»**

### **Основные сведения**

При выполнении лабораторных работ необходимо измерять гидравлические параметры физических величин скорости, давления, напора, расхода жидкости и т. д. Измерение параметров физических величин необходимо при определении коэффициента гидравлического трения, местных сопротивлений, фильтрации, к.п.д. насоса, а также на производстве для контроля за техническими процессами, наладке систем водоснабжения и канализации.

Основные единицы физических величин представлены в приложение 6.

### **Прямые и косвенные измерения**

Измерением называется совокупность действий, выполняемых при помощи средств измерения с целью нахождения числового значения измеряемой величины в принятых единицах физических величин.

Например, масса в месте измерения составляет 1 000 кг. Это означает, что измеренная масса в 1 000 раз больше по сравнению с единицей физиче-

ской величины, равной 1 кг. В соответствии с ГОСТ 8.417–81 единицы физических величин следует писать после числовых значений физических величин и помещать в строку с ними (без переноса на следующую строку).

Для безразмерных величин результаты расчетов характеризуются одними числовыми величинами. Безразмерные относительные величины часто выражаются в процентах (%) и промиллях (‰). Промилле — тысячная доля относительной безразмерной физической величины.

По способу получения числового значения измеряемой физической величины различают прямые и косвенные измерения.

Прямые измерения называются такие, при которых измеряемая величина отсчитывается в соответствующих единицах непосредственно по шкале. Таким образом выполняются измерения температуры термометром, давления механическим манометром, времени — секундомером и т. д.

Косвенными называются такие измерения, при которых искомое числовое значение определяется на основании известной функциональной зависимости между измеряемой величиной и величинами, числовые значения которых могут быть получены с помощью прямых измерений. Косвенные измерения — это, например, измерения площади прямоугольника по его сторонам, плотности тела по его массе и геометрическим размерам, расхода жидкости по перепаду давления и геометрическим размерам сужающего устройства и т. д.

### **Погрешности измерений**

Измерение любой физической величины, как бы тщательно оно не производилось, не позволяет получить ее истинное значение. Отклонения результатов измерения от истинного значения объясняются несовершенством применяемых методов и средств, изменениями измеряемой величины и условий измерения, индивидуальными особенностями экспериментатора.

В зависимости от источников возникновения отклонений различают:

- а) инструментальные погрешности, обусловленные применяемыми средствами измерения;
- б) методические погрешности, характеризующие используемый метод измерения;
- в) субъективные погрешности, вносимые экспериментатором (например, при отсчете по шале прибора).

При измерении определяется не истинное (точное) значение, а лишь приближенное. При любом уровне развития техники измерений всегда присутствуют неустранимые, неизбежные отклонения от истинного значения измеряемой величины.

Истинным  $A$  называется такое значение физической величины, которое идеально отражает в количественном и качественном отношениях соответствующее свойство физического объекта.

Истинное значение физической величины найти невозможно, поэтому вместо него используется приближающее к истинному действительное значение, которое находится экспериментальным путем.

За действительное значение измеряемой величины принимаются: при однократном измерении — результат этого измерения  $X$ , а при многократных измерениях — среднеарифметическое  $\bar{X}$  из результатов —  $n$  отдельных измерений —  $X_i$  (наблюдений).

Таким образом, соответственно

$$A = X \text{ или } A = \bar{X} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n}. \quad (1.7)$$

Погрешностью называется отклонение измеренного значения величины от ее истинного значения. Для количественной оценки используются абсолютные и относительные погрешности.

Абсолютной погрешностью называется разность между измеренным и истинным значениями измеряемой величины:

$$\Delta x_i = X_i - A, \quad (1.8)$$

где  $\Delta x_i$  — абсолютная погрешность данного измерения;

$X_i$  — результат этого измерения.

Абсолютная погрешность имеет такую же единицу физической величины, как и измеряемая величина.

Относительной погрешностью называется отношение абсолютной погрешности к истинному значению измеряемой величины:

$$\Delta_x = \frac{D_x}{A}. \quad (1.9)$$

Относительная погрешность является безразмерной величиной, часто ее выражают в процентах.

### **Правила округления чисел при измерении физических величин**

Числовые значения величин, полученные в результате измерений и используемые в дальнейших расчетах, всегда являются приближенными.

В общем случае в начале приближенного числа записываются нули, показывающие его порядок, далее следуют разряды, в которых занесены верные цифры, и в младших разрядах содержатся сомнительные (запасные) цифры.

Верными называются цифры, если абсолютная погрешность числа не превышает половины единицы разряда, в котором записана рассматриваемая цифра. Цифры, для которых данное условие не выполняется, то есть соизмеримые с погрешностью, называются сомнительными.

В некоторых источниках верными считают цифры, для которых абсолютная погрешность числа не превышает единицы разряда, где записывается рассматриваемая цифра.

В данной работе для выделения верных цифр будет использоваться первое определение.

Примеры:

- а) на микрокалькуляторе получено  $\sin 45^\circ = 0,707106$ . В этом числе все цифры верны (ноль в начале числа указывает его порядок), за исключением цифры 6, записанной в младшем разряде, так как погрешность микрокалькулятора в данном случае достигает единицы младшего разряда;
- б) на микрокалькуляторе определено, что  $3^4 = 80,99963$ . В этом числе сомнительными являются цифры в двух младших разрядах, то есть 63, так как погрешность микрокалькулятора при вычислении может достичь пяти единиц предпоследнего разряда;
- в) по измеренному объему был найден диаметр шара  $d = 25,4087$  мм. Абсолютная погрешность измерения  $\Delta d = \pm 3$  мм. Следовательно, в числе, характеризующем диаметр, верной будет только цифра 2, указывающая число десятков, а все остальные — сомнительными.

Приближенные числа необходимо округлить в соответствии с нижеуказанными правилами.

При округлении числа цифры в младших разрядах заменяются нулями или отбрасываются, если они стоят в конце десятичной дроби. При этом, если отбрасываемая (заменяемая нулем) цифра больше или равна 5, то цифра в соседнем старшем разряде увеличивается на 1. Если же отбрасываемая цифра меньше 5, то цифра в соседнем старшем разряде не изменяется. Например,  $3,141\ 592 \approx 3,14$ ;  $9,81 \approx 9,8 \approx 10$ ;  $4,186\ 05 \approx 4,19 \approx 4,2$ .

В числе, характеризующем измеряемую величину, при округлении сохраняются все верные цифры и ближайшая к ним сомнительная (некоторые из них могут быть равны нулю). При этом разряд, в котором записана сомнительная цифра, соответствует старшему разряду числа, представляющего удвоенную абсолютную погрешность измерения. Если абсолютная погрешность точно равна половине единицы какого-либо разряда, то цифра в этом разряде является верной, а в соседнем младшем — сомнительной.

Так, в примере:

$$d = 25,408\ 7 = 25\text{мм},$$

в случае, если абсолютная погрешность измерения диаметра  $\Delta d = \pm 0,6\text{мм}$ . При меньшей погрешности  $\Delta d = (0,1-0,5)\text{мм}$ ,  $d = 25,4\text{мм}$ .

### **Графическое оформление результатов измерения**

При обработке и обобщении результатов измерений широко используется графическое изображение изучаемой функциональной зависимости. Графики делают зависимость более наглядной и упрощают подбор аналитической формулы.

Для построения графика может быть использована любая система координат: полярная, косоугольная и т. п., но чаще всего применяется прямоугольная (декартова).

Оси координат выполняются сплошными толстыми линиями, стрелки на их концах обозначать не рекомендуется. На координатных осях наносятся шкалы, на основе которых строится координатная сетка. Поэтому для построения графиков удобно использовать бумагу, разграфленную в клеточку, например, миллиметровую.

Шкалы декартовой системы координат бывают равномерными, на которых откладывается изучаемая величина, либо функциональными, которые являются равномерными только по отношению к некоторой функции интересующей величины. Если на такой шкале откладывать значения исследуемой величины, то функциональная шкала будет неравномерной.

Из функциональных шкал чаще всего применяются логарифмические.

Преимуществом функциональной шкалы является то, что при правильном выборе функции экспериментальный график принимает вид прямой линии, что существенно упрощает обработку опытных данных.

При построении равномерных шкал выполняются требования:

- а) шкала должна охватывать весь интервал значений изучаемой величины;
- б) соответственно выбираются шаг и интервал шкалы, разность значений изучаемой величины и длина отрезка шкалы между соседними деления-



ми. Интервал и шаг выбираются из следующего ряда чисел:  $1 \times 10^n$ ,  $2 \times 10^n$ ,  $(2,5 \times 10^n)$ ,  $(4 \times 10^n)$ ,  $5 \times 10^n$ , где  $n$  — любое целое число (положительное или отрицательное). Числа в скобках следует по возможности не применять. При выполнении лабораторных работ целесообразно принимать интервал, равный 1 см;

- в) при  $n \geq 3$  рекомендуется множитель  $10^n$  выносить к буквенному обозначению величины, откладываемой на этой шкале, или заменить соответствующей кратной или дольной приставкой к единице рассматриваемой величины;
  - г) шкалу следует начинать с нуля или с числа из предпочтительного ряда, несколько меньшего, чем минимальное значение соответствующей величины;
  - д) если обе шкалы начинаются с нуля, то ноль ставится только один раз;
  - е) длина шкалы выбирается такой, чтобы погрешности построения графиков и чтения шкалы не превышали погрешность измерения;
  - ж) как правило, значения величины записываются у каждого штриха, разделяющего интервалы, но в целях повышения наглядности («читаемости») шкалы и сокращения работы допускается записывать значения величины через 2, 5 или 10 интервалов;
- з) записывать на шкале числа из ряда опытных данных не рекомендуется.

С учетом вышесказанного длина шкалы оценивается как

$$l = \frac{X_{\max} - X_{\min}}{\Delta x} - \Delta x_{\text{ш}}, \quad (1.10)$$

где  $X_{\max}$  — максимальное значение величины;

$X_{\min}$  — минимальное значение величины;

$\Delta x$  — погрешность измерения;

$\Delta x_{\text{ш}}$  — погрешность чтения шкалы (возможно принять равной 1 мм).

Например, требуется построить шкалу для подачи насоса, которая в опыте изменялась от 0 до 5,6 л/с. Максимальная погрешность измерения расхода составляла 0,05 л/с. В таком случае

$$l = \frac{5,6 - 0}{0,05} = 112 \text{ мм.}$$

Длину шкалы целесообразно взять равной 120 мм с шагом 0,5 л/с и числом интервалов — 12. При этом 1 мм шкалы соответствует 0,05 л/с, т. е. максимальной погрешности измерения расхода.

Графики удобно строить на специально разграфленной бумаге: миллиметровой, логарифмической или полулогарифмической.

После подготовки шкал и выполнения координатной сетки наносятся опытные точки (линии их построения не показываются). Затем проводится главная линия с наибольшим приближением к точкам. Если вид изучаемой функции неизвестен и количество опытных точек ограничено, то точки соединяют прямыми линиями.

В случае необходимости у каждой точки может быть показана абсолютная погрешность в виде отрезка, параллельного соответствующей шкале. Отрезок имеет длину, соответствующую двум абсолютным погрешностям, и центр, совпадающий с опытной точкой.

Опытные точки, относящиеся к разным условиям эксперимента, наносятся с использованием разных обозначений — треугольник, круг, квадрат и т. д. При наличии нескольких графиков используются разные линии — сплошные, штриховые, штрих пунктирные и т. д. Кривые на графике, как и сам график, следует вычерчивать при помощи чертежных инструментов.

График должен содержать минимум подписей; все пояснения, указания и другие разъяснения должны быть внесены в подрисуючную подпись или текст.

Наименование величин, значения которых откладываются на шкалах координатных осей, должны быть заменены буквенным обозначением. Единицы величин следует указывать только при наличии шкал. Надписи не должны выходить за пределы графика.

## 2 ГИДРОСТАТИКА

### Лабораторное занятие «Измерение давления»

#### Основные сведения

Жидкость, заполняющая рассматриваемый объем, взаимодействует с окружающей средой по ограничивающей его поверхности. Она может представлять собой реально существующую границу между жидкостью и газом или твердым телом, а также поверхность, которая мысленно отделяет рассматриваемый объем от других объемов жидкости.

Это взаимодействие на границе раздела сопровождается изменением расстояния между молекулами и оценивается как распределенная нагрузка, т. е. как напряжение (сила, приходящаяся на единицу площади). Напряжение может быть направлено под любым углом к поверхности. В расчетах оно раскладывается на нормальную  $\sigma$  и касательную  $\tau$  составляющие. Касательные напряжения появляются в результате влияния вязкости жидкости. Поэтому в случаях, когда силы вязкости не проявляются (жидкость покоится или рассматривается как идеальная), касательные напряжения отсутствуют и действуют только нормальные.

В механике растягивающие нормальные напряжения считаются положительными, а сжимающие — отрицательными. В жидкости нормальные напряжения в обычных условиях могут быть только сжимающими, потому что вследствие легкоподвижности даже самые малые растягивающие усилия разрывают жидкость, и в ней образуются полости, заполненные паром, или жидкость распадается на отдельные капли. Следовательно, численные значения нормального напряжения, возникающего в жидкости, всегда будут со знаком «-», что создает определенное неудобство при расчетах. Это послужило одной из причин того, что знаки нормального напряжения в гидравлике заменены противоположными по отношению к принятым в механике, и такие напряжения для отличия названы давлением  $p$ .

Давление — параметр (аналогичный напряжению), характеризующий взаимодействие сред в направлении, перпендикулярном к поверхности их раздела, при этом с ростом давления увеличивается сжатие среды.

При отсутствии сил вязкости нормальное напряжение, а следовательно, и давление в рассматриваемой точке, не зависит от угла наклона поверхности, т. е.

$$p = -y_x = -y_y = -y_z, \quad (2.1)$$

где  $x, y, z$  — оси декартовой системы координат.

При движении реальной жидкости, вязкость создает не только касательные напряжения, но и перераспределяет нормальные, т. е. в этом случае  $y_x \neq y_y \neq y_z$ .

В целях унификации расчетных уравнений и придания им большей наглядности в гидродинамике реальной жидкости под давлением понимается среднеарифметическое по трем взаимоперпендикулярным направлениям сжимающее нормальное напряжение, взятое с обратным знаком, т. е.

$$p = -\frac{y_x + y_y + y_z}{3} \quad (2.2)$$

При таком определении давления его свойства (независимость от угла наклона площадки в данной точке и его сжимающее действие) сохраняются и в движущейся реальной жидкости.

Единица измерения давления в СИ называется Паскаль:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2.$$

Для количественной оценки давления используют понятия:

- абсолютное давление  $p_{аб}$  — показывает превышение рассматриваемого давления над давлением в полном вакууме, т. е., если  $p_{аб} = 0$ , то на границе, разделяющей рассматриваемые объемы, взаимодействие отсутствует;
- избыточное давление  $p_{и}$  (манометрическое  $p_{м}$ ) — показывает превышение данного давления над давлением окружающей среды (обычно атмосферы), т. е.  $p_{и} = 0$ , если рассматриваемое давление равно давлению окружающей среды, например, атмосферному.

В отличие от абсолютного избыточное давление может быть отрицательным, так как в данном случае знак « – » показывает, что измеряемое давление меньше, чем давление в окружающей среде (такое давление называют вакуумметрическим), а приборы для его измерения — вакуумметрами.

Указанные величины связаны соотношением

$$p_{аб} = p_{и} + p_{атм}, \quad (2.3)$$

где  $p_{атм}$  — абсолютное давление атмосферы (окружающей среды) в данный момент времени.

Для измерения давления применяются манометры, вакуумметры и мановакуумметры.

По типу измеряемого давления эти приборы делятся на две группы:

- манометры абсолютного давления («0» шкалы соответствует давлению в полном вакууме).
- приборы избыточного давления: манометры, вакуумметры и мановакуумметры («0» шкалы соответствует атмосферному давлению). Манометры избыточного давления измеряют давление больше атмосферного, вакуумметры — меньше атмосферного, а мановакуумметры используются в случаях, когда измеряемое давление может быть, как больше, так и меньше атмосферного.

Приборы, предназначенные для измерения абсолютного атмосферного давления (окружающей среды), называются барометрами.

По принципу действия приборы для измерения давления могут быть разбиты на следующие виды:

- жидкостные — основаны на законах гидростатики;
- показывающие с упругим чувствительный элемент (деформационные) — основанные на законе Гука;
- грузопоршневые — измеряемое давление уравнивается давлением, создаваемым поршнем с грузами;
- электрические — имеют устройство, преобразующее перемещение чувствительного элемента в электрический сигнал.

По метрологическому назначению:

- технические (рабочие) — имеют класс точности 1;
- лабораторные (контрольные) — класс точности 0,4;
- образцовые — класс точности 0,005–0,25.

Жидкостные приборы делятся на двухтрубные (рисунок 2.1, а, б) и однотрубные (рисунок 2.1, в).

У манометров абсолютного давления (рисунок 2.1, а), в том числе и у барометров, одна из трубок запаяна. Давление над уровнем жидкости у запаянного конца равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. Это давление мало, особенно для ртути, которую в основном используют в таких манометрах. Например, давление насыщенных паров ртути изменяет разность уровней в трубках менее, чем на 0,1 мм, что позволяет пренебрегать этой величиной, так как общая наибольшая погрешность измерения разности уровней — 2 мм (ГОСТ 9933–85).

У манометров избыточного давления и вакуумметров (рисунок 2.1, б, в) одна из трубок соединяется с атмосферой.

Шкала жидкостных приборов отградуирована в единицах длины, поэтому давление определяется по закону гидростатики:

$$p = \gamma h, \quad (2.4)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости в приборе, Н/м<sup>3</sup>;

$h$  — разность отсчетов по уровням жидкости в трубках (так называемая «высота столба жидкости»), м.

$$\text{Для манометра абсолютного давления } h = \nabla_0 - \nabla_p. \quad (2.4, \text{ а})$$

$$\text{Для приборов избыточного давления } h = \nabla_a - \nabla_p, \quad (2.4, \text{ б})$$

где  $\nabla_p$  — отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с измеряемым давлением;

$\nabla_a$  — отсчет по трубке, соединенной с атмосферой;

$\nabla_0$  — отсчет по уровню жидкости в запаянной трубке.

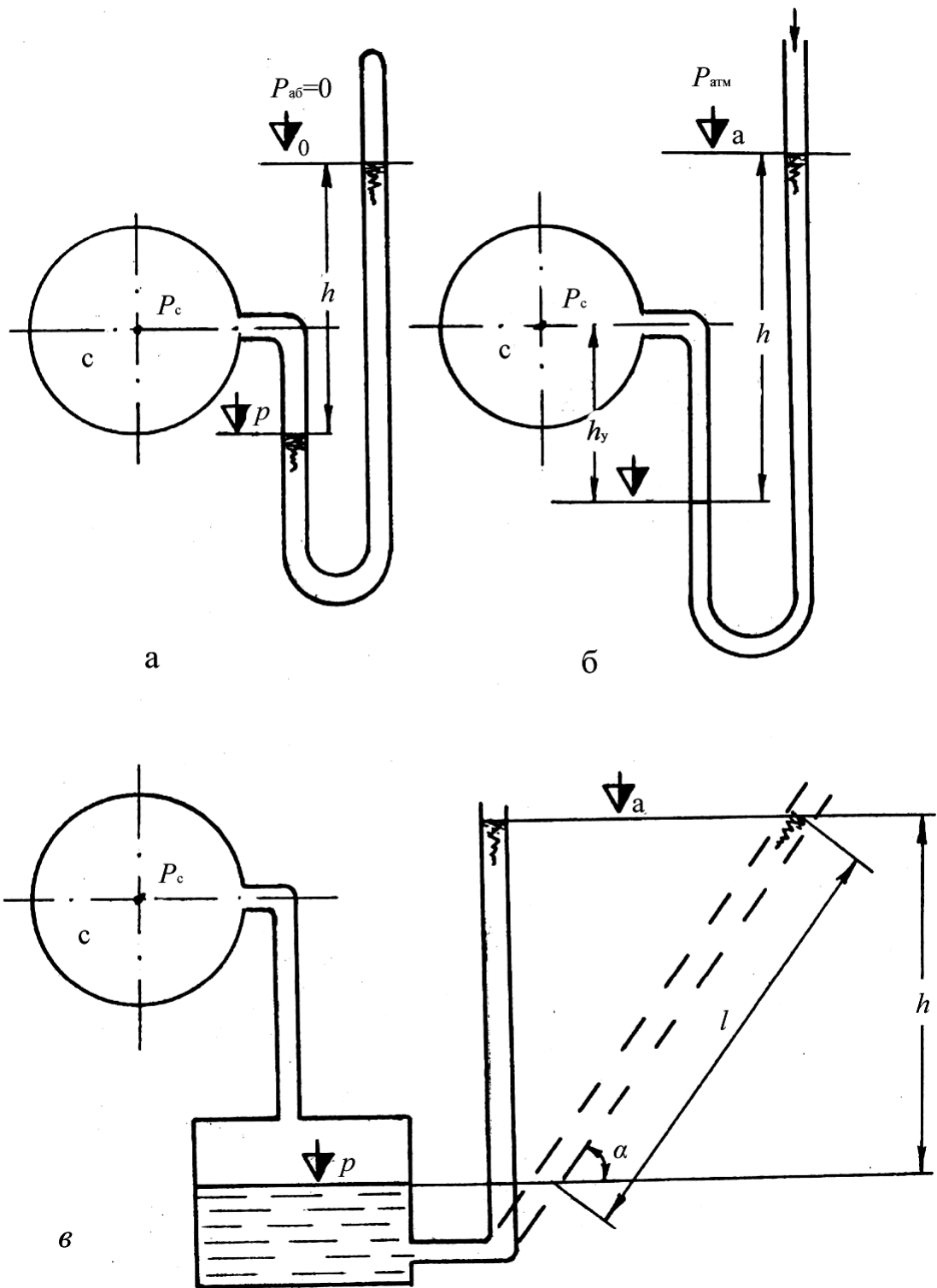


Рисунок 2.1 — Схема жидкостных приборов для измерения давления: *a* — двухтрубный манометр абсолютного давления; *б* — двухтрубный манометр (вакуумметр) избыточного давления; *в* — однотрубный манометр, если вакуумметр, то измеряемое давление подводится к трубке

У однотрубных жидкостных приборов (рисунок 2.1, в) одна из трубок заменена резервуаром, диаметр которого намного превышает диаметр оставшейся трубки. Поэтому уровень жидкости в нем при изменении давления практически не изменяется. Если «0» шкалы перед началом измерений совместить с уровнем жидкости в резервуаре, то можно при измерении давления ограничиться одним отсчетом вместо двух, как это необходимо в случае применения двухтрубных приборов.

Недостатком однотрубных приборов являются значительные размеры, так как для уменьшения систематической ошибки диаметр резервуара должен быть намного больше диаметра трубки. Поэтому они используются, когда диапазон изменения измеряемых давлений невелик.

Конструкция жидкостных манометров и вакуумметров одинакова, необходимо лишь учитывать, что однотрубные приборы для измерений разрежения подключаются трубкой, а резервуар соединяется с атмосферой.

Граничное значение погрешности разности отсчетов  $\Delta h$ , как уже указывалось, может быть принято равным  $\pm 2$  мм, из которых примерно треть возникает в результате округления, а остальное — в основном за счет влияния поверхностного натяжения. Для уменьшения ошибки, вызываемой поверхностным натяжением, диаметр трубок применяется не менее 9 мм, а отсчеты берутся по центру мениска, который образуется на поверхности жидкости. У однотрубных манометров диаметр трубки может быть уменьшен, так как капиллярное поднятие жидкости компенсируется установкой мениска перед измерением на «0» шкалы.

Измерение давления жидкостным манометром относится к косвенному методу измерения, так как прямыми измерениями определяются высотные положения уровней жидкости в трубках манометра, а давление вычисляется по формуле (2.4).

Абсолютная погрешность измерения давления  $\Delta p$  соответственно вычисляется по формуле:



$$\Delta p = \left( \left| \frac{\partial p}{\partial \Gamma} \Delta \Gamma \right| + \left| \frac{\partial p}{\partial h} \Delta h \right| \right) = \Gamma \Delta h . \quad (2.5)$$

Так как удельный вес жидкости в манометре  $\gamma$  определяется по справочным таблицам, которые составлены, как правило, с точностью значительно большей, чем точность определения величины разности отсчетов по уровням жидкости в трубках манометра  $h$ , то погрешностью определения удельного веса  $\Delta\gamma$  обычно пренебрегают, т. е. полагают, что  $\Delta\gamma = 0$ .

Относительная погрешность измерения давления определяется по формуле (2.6), которая в рассматриваемом случае записывается в виде:

$$d_p = \Delta p / p . \quad (2.6)$$

Точность измерения можно увеличить, если трубку прибора вместе со шкалой установить наклонно (пунктир на рисунке 2.1, в). В этом случае разность отсчетов определяет не превышение одного уровня жидкости над другим  $h$ , а длину столбика жидкости в манометре  $l = h / \sin \beta$ .

Поэтому при одном и том же давлении, а, следовательно, и  $h$ , длина  $l$  увеличивается обратно пропорционально синусу угла наклона трубки к горизонту. Соответственно, будет уменьшаться относительная ошибка измерения, так как абсолютная сохраняется.

При  $\sin < 0,2$  мениск растягивается вдоль трубки и точность отсчетов понижается. Поэтому дальнейшее увеличение наклона трубки нецелесообразно.

Преимущество жидкостных приборов для измерения давления:

- а) высокая точность измерения;
- б) простота конструкции.

Недостатки:

- а) малая механическая прочность;
- б) малейшая вибрация резко снижает точность измерения;
- в) косвенный метод измерения давления;
- г) низкий верхний предел измеряемого давления.

Показывающие приборы с упругим чувствительным элементов для измерения давления (рисунок 2.2) имеют чувствительный элемент в виде упругой мембраны (мембранной коробки) или изогнутой трубки.

Шкала показывающих приборов градуируется в МПа или в кПа (ранее кгс/см<sup>2</sup>), т. е. в единицах давления. Для манометров верхний предел избыточного давления изменяется от 0,06 МПа до 1 000 МПа, для вакуумметров нижний предел вакуумметрического давления составляет 0,06 МПа или 0,1 МПа. Мановакуумметры имеют нижний предел избыточного давления 0,1 МПа, а верхний — изменяется от 0,06 до 4 МПа.

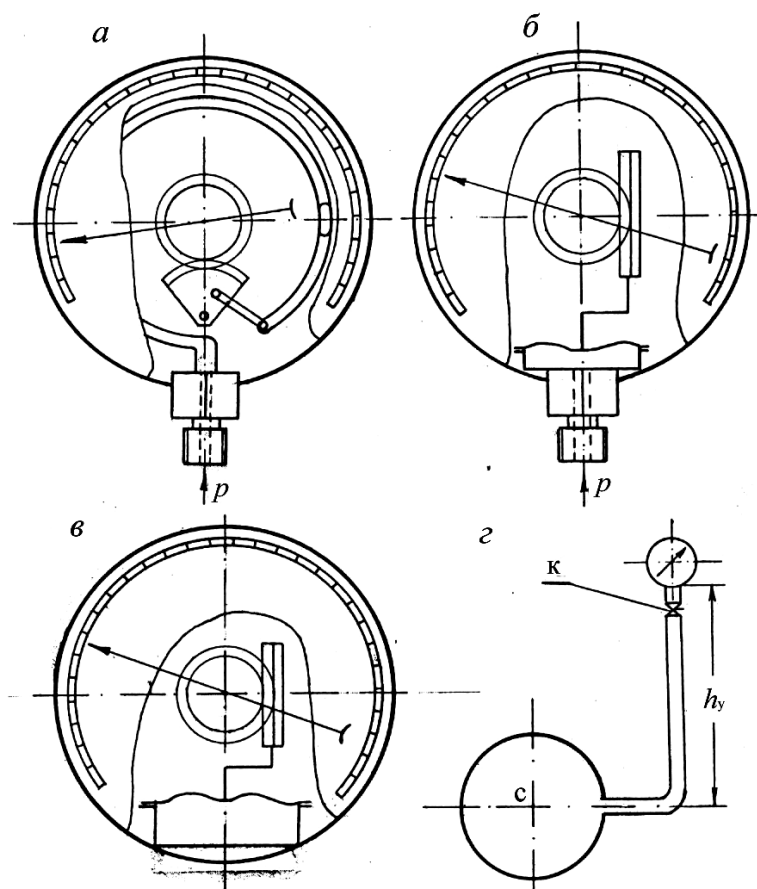


Рисунок 2.2 — Принципиальные схемы показывающих приборов для измерения давления: *а* — пружинный манометр (вакуумметр); *б* — мембранный манометр (вакуумметр); *в* — мембранный барометр; *з* — схема подключения прибора (*к* — трехходовой кран)

По ГОСТ 2405–90 рабочий предел измерений избыточного давления должен быть равен:

- (75 или 100) % от верхнего предела шкалы — при постоянном давлении;
- (66 или 88) % от верхнего предела шкалы при переменном давлении.

Рабочий предел измерений вакуумметрического давления равен верхнему пределу шкалы прибора.

Под постоянным понимается давление, которое изменяется со скоростью не более 1 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду.

Допускается измерять переменное давление, если скорость его изменения не превышает 10 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду.

Запрещается измерять резкоизменяющееся давление. Вибрация и тряска должны отсутствовать (для этих случаев выпускаются приборы в виброустойчивом исполнении).

Для уменьшения колебаний стрелки, вызванных указанными причинами, приборы подключаются при помощи гибких шлангов и оборудуются демпферами, например, в виде диафрагмы с малыми отверстиями, которая устанавливается в трубке для отбора давления, капилляра или воздушного колпака.

На циферблате прибора указываются:

- единица измерения;
- класс точности или максимальная погрешность прибора;
- знак «-» (минус) впереди числа, обозначающего верхний предел вакуумметрического давления;
- наименование среды при специальном исполнении прибора (например, «кислород – маслоопасно»);

Ж — для жидкой среды;

Г — для газообразной среды.

Например, ОБМВ 1-160 ГОСТ 8625–85:

ОБ — образцовый;

МВ — мановакуумметр;

160 — наружный диаметр корпуса прибора в мм.

Преимущества показывающих приборов:

- а) большие пределы измерения давления;

- б) относительно высокая механическая прочность;
- в) удобство прямого измерения.

Недостатки:

- а) сложность изготовления;
- б) меньшая точность;
- в) «старение» упругого элемента, вызывающее необходимость регулярной поверки.

Грузопоршневые манометры обладают высокой точностью, используются как образцовые для поверки технических и лабораторных приборов.

Электрические манометры применяются для дистанционного измерения давления и в системах автоматического регулирования.

При измерении давления жидкости прибором, смещенным на высоту  $h_y$  от точки измерения (рисунок 2.1, б и 2.2, г), показания прибора будут содержать систематическую погрешность. Для учета этой погрешности необходимо помнить, что показывающие приборы измеряют давление в своем штуцере, а жидкостные — на границе нему жидкостью, налитой в манометр, с жидкостью, давление которой измеряется. Абсолютная систематическая погрешность вычисляется по основному закону гидростатики:

$$\Delta p_c = \gamma_{\text{ж}} h_y, \quad (2.7)$$

где  $\gamma_{\text{ж}}$  — удельный вес жидкости, заполняющей соединительную трубку прибора.

Если величина  $h_y$  направлена от точки измерения давления вверх, то она является положительной (рисунок 2.2, г), а если вниз, то — отрицательной (рисунок 2.1, б).

С учетом указанного интересующее давление, например, в центре резервуара (точка  $C$ ), вычисляется по формуле:

$$p_c = p + \Delta p_c. \quad (2.8)$$

Если измеряется давление газа или им заполнена соединительная трубка, то показания прибора, установленного в любом месте, будут практически соответствовать измеряемому, так как удельный вес газа очень мал. Поскольку труб-

ки обычно непрозрачные, то трудно установить среду, которая их заполняет. Поэтому правилами измерений предусматривается обязательное заполнение соединительных трубок жидкостью, давление которой измеряется. Для этого приборы должны быть оборудованы трехходовыми кранами (рисунок 2.2, г), а вакуумметры, кроме этого, еще трубкой, которая подключается к крану и погружается в жидкость, давление которой измеряется.

Перед началом измерения трехходовые краны открываются, и соединительные трубки заполняются жидкостью. После этого кран ставится в положение, соответствующее подключению прибора, и проводятся измерения.

### **Порядок выполнения работы**

1. Ознакомиться с установкой:

- а) записать в таблицу 2.1 сведения о приборах, используемых для измерения давления — тип прибора, вид жидкости в приборе;
- б) изучить порядок снятия отсчетов по приборам и записать в соответствующих местах таблицы 2.1 единицы измеряемых величин, соответствующие шкалам приборов;
- в) установить с помощью поршня наибольшее возможное давление — выводить уровень жидкости за пределы шкалы категорически запрещается.

2. Произвести измерения:

- а) сделать отсчеты и записать их для двух приборов, у которых вид жидкости известен, в таблице 2.1;
- б) полученные результаты предъявить преподавателю и получить разрешение на продолжение работы;
- в) получив разрешение, с помощью поршня уменьшить давление и выполнить работы, указанные в пункте 3, а; общее число измеренных давлений должно соответствовать числу студентов, работающих на данной установке;
- г) измерить с помощью барометра абсолютное атмосферное давление  $p_{\text{атм}}$  и записать в таблице 2.1.

3. Определить для двух приборов, в которых используются известные жидкости:

- а)  $\gamma$  — удельный вес и  $\rho$  — плотность — по справочным материалам, (приложение 1);
- б)  $h$  — разность отсчетов по уровням жидкости в манометрах, с помощью формулы (2.4, б);
- в)  $p_{и}$  — измеряемое избыточное давление — по формуле (2.4);
- г)  $\Delta h$  — максимальную абсолютную погрешность (граничное значение неисключенной погрешности) измерения разности отсчетов;
- д)  $\Delta p$  — максимальную абсолютную погрешность косвенного измерения избыточного давления по формуле (2.5);
- е)  $D_p$  — относительную погрешность измерения в %, используя формулу (2.8);
- ж)  $p_{аб}$  — измеренное абсолютное давление по формуле (2.3).

4. Округлить полученные результаты в соответствии с правилами, изложенными в пункте 2.4, и записать в таблице 2.1.

5. Сделать выводы о точности применяемых приборов.

Таблица 2.1 — Результаты измерения давления

Вид жидкости в манометре	$\nabla_a$	$\nabla_p$	$h$	$\gamma$	$\rho$	$p_{и}$	$\Delta p$	$D_p, \%$	$p_{атм}$	$p_{аб}$
Ртуть									1)	
Вода									2)	

Тип прибора \_\_\_\_\_.

1) отсчет по шкале барометра, с указанием единиц, соответствующих его шкале.

2) абсолютное атмосферное давление с указанием единиц, принятых для предоставления результатов измерения.

## 2.2 Практическое занятие «Эпюры гидростатического давления»

### Основные сведения

Эпюрой гидростатического давления называется график, показывающий величину давления в каждой точке рассматриваемой фигуры.

Давление определяется с помощью основного уравнения гидростатики:

$$p = p_0 + \gamma h, \quad (2.9)$$

где  $p$  — гидростатическое давление в рассматриваемой точке;

$p_0$  — давление на заданной поверхности;

$h$  — глубина погружения рассматриваемой точки от поверхности, на которой давление равно  $p_0$ ;

$\gamma$  — удельный вес жидкости.

При построении эпюры ординаты давления, изображаемые стрелками в стандартном масштабе откладываются по нормали к поверхности со стороны нагрузки (стрелочки должны упереться в рассматриваемую фигуру).

Если фигура плоская, то пересечение эпюры и данной фигуры вертикальной плоскостью будет изображаться отрезками прямой линии. Поэтому для построения соответствующего графика достаточно определить давление в двух точках: на концах отрезка, представляющего сечение рассматриваемой фигуры. Такой график также называют эпюрой давления. При построении эпюры удобнее использовать избыточное давление.

### Пример расчета

Требуется построить эпюру давления воды на боковую стенку открытого резервуара, образованную двумя прямоугольниками длиной  $l = 1$  м, а горизонтальные основания, расположенные перпендикулярно, имеют ширину  $B = 2$  м (рисунок 2.3).

Порядок расчета.

1. Для построения эпюры прежде всего намечаются точки, в которых необходимо вычислить давление.

2. Рассматриваемая поверхность в данном примере представляет собой два прямоугольника, у которых одно основание общее, поэтому достаточно определить давление только в точках 1, 2 и 3.

3. В нашем случае резервуар открытый, следовательно, на свободную поверхность воды действует давление атмосферы, т. е. учитывая, что в расчете будет использоваться избыточное давление  $p_1 = p_{\text{атм}} (\text{изб}) = 0$ .

4. В точках 2 и 3 давление вычисляется по формуле (2.4), соответственно

$$p_2 = p_1 + \gamma h_{1-2} = 0 + l \gamma \sin 60^\circ = 0 + 1 \times 9,81 \times 0,866 = 8,5 \text{ кПа};$$

$$p_3 = p_2 + \gamma h_{2-3} = 8,5 + 9,81 \times 1 = 18,3 \text{ кПа}.$$

5. Выбираются масштабы для ординат давления, а так же геометрический для схемы рассматриваемой фигуры, и строится эпюра. На рисунке 2.3 эпюра показана в виде сечения вертикальной плоскостью.

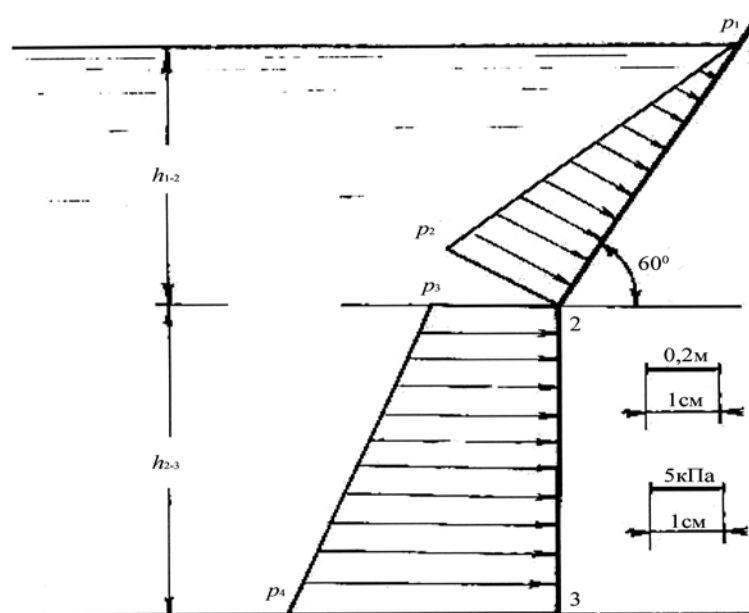


Рисунок 2.3 — Эпюра гидростатического давления



## 2.3 Практическое занятие «Сила давления на плоскую поверхность»

### Основные сведения

Исходные данные:

- а) геометрические размеры, характеризующие форму и высотное положение рассматриваемой фигуры;
- б) удельный вес либо плотность жидкости, оказывающей воздействие на рассматриваемую фигуру и давление в какой-нибудь точке данной жидкости (оно будет одинаково для горизонтальной плоскости, проходящей через эту точку).

### Аналитический метод

1. Сила гидростатического давления, действующего на плоские поверхности, определяется по формуле:

$$F = p_c S, \quad (2.10)$$

где  $S$  — площадь рассматриваемой фигуры;

$p_c$  — гидростатическое давление, действующее в центре тяжести данной плоской фигуры (рисунок 2.4, точка  $C$ ).

2. Давление  $p_c$  находится с помощью основного уравнения гидростатики (2.9):

$$p_c = p_m + \gamma h_c, \quad (2.11)$$

где  $h_c$  — глубина погружения центра тяжести рассматриваемой плоской фигуры от горизонтальной плоскости, на которой  $p_0$  определено граничными условиями. Часто является известным давление на свободной поверхности жидкости, например, в случае, представленном на рисунке 2.4 давление  $p_0 = p_m$  и находится по показанию манометра.

При подстановке в формулу (2.10) численного значения давления  $p_c$  необходимо выбрать вид шкалы давлений (абсолютное или избыточное), которое будет характеризовать его величину. В большинстве практических за-

дач условие равновесия рассматриваемой фигуры определяется разностью гидростатического давления, действующего внутри резервуара, и давления окружающей среды (обычно атмосферного), действующего на данную фигуру снаружи резервуара. Поэтому в таких случаях использование в расчетах избыточного давления позволит значительно сократить расчеты.

3. Когда по условиям задачи требуется определить момент силы гидростатического давления, расчеты упростятся, если вычислять не силу гидростатического давления не по формуле (2.10), а ее составляющие:

$F_{\Pi}$  — силу, которая возникает в результате давления на граничную поверхность жидкости в резервуаре или слоев жидкости, расположенных над верхней точкой рассматриваемой фигуры (точка 1 на рисунке 2.4). Поскольку эта сила создается давлением, которое по закону Паскаля равномерно распределяется на рассматриваемой фигуре, то будем эту силу называть силой Паскаля;

$F_{\text{ж}}$  — силу, создаваемую весом слоя жидкости, расположенного в пределах рассматриваемой фигуры.

$$F_{\Pi} = p_1 S, \quad (2.12)$$

$$F_{\text{ж}} = \gamma h_{1c} S, \quad (2.13)$$

где  $p_1$  — давление в верхней точке рассматриваемой фигуры;

$h_{1c}$  — глубина погружения центра тяжести рассматриваемой фигуры от горизонтальной плоскости, проходящей через верхнюю точку фигуры.

Давление в точке 1, согласно уравнения (2.11), примет вид

$$p_1 = p_{\text{м}} + \gamma h_1. \quad (2.14)$$

Обе составляющие действуют по нормали к поверхности данной фигуры, но приложены в разных точках.

Сила  $F_{\Pi}$  приложена в центре тяжести рассматриваемой фигуры (точка С), а сила  $F_{\text{ж}}$  — в точке Д, которая смещена вниз вдоль фигуры от точки С на величину  $e$ , называемую эксцентриситетом силы:

$$e = \frac{I_c}{y_c S}, \quad (2.15)$$

где  $I_c$  — осевой момент инерции рассматриваемой фигуры относительно горизонтальной оси, которая лежит в плоскости и проходит через ее центр тяжести;

$y_c$  — расстояние вдоль фигуры между горизонтальной плоскостью, проходящей через верхнюю точку фигуры и ее центром тяжести.

### Графический метод

1. Для определения силы гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, графическим методом предварительно необходимо построить эпюру давления, действующего на рассматриваемую фигуру.

Так как давление с увеличением глубины растет по линейному закону, то для построения эпюры достаточно с помощью основного уравнения гидростатики определить давления в самой верхней и нижней точках данной фигуры (точки 1 и 2 на рисунке 2.4).

Основное уравнение гидростатики для определения давления в точке 1 примет вид (2.14), а для вычисления давления в точке 2:

$$p_2 = p_m + \gamma h_2, \quad (2.16)$$

где  $h_2$  — глубина погружения самой нижней точки фигуры от горизонтальной поверхности, на которой давление равно  $p_m$ .

Ординаты давлений  $p_1$  и  $p_2$  в масштабе, выбранном по рекомендации ГОСТа, откладываются в соответствующих точках по нормали к поверхности со стороны нагрузки и соединяются прямой линией.

2. Сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, определяется как объем эпюры давления.

Точка приложения силы гидростатического давления находится на пересечении рассматриваемой фигуры с перпендикуляром, опущенным на нее из центра тяжести эпюры давления.

В случаях, когда эпюра гидростатического давления представляет собой сложную фигуру, то для удобства расчетов ее целесообразно разбить на ряд простых. При этом каждая простая фигура будет соответствовать одной из составляющих силы гидростатического давления.

Например, если считать, что показанная на рисунке 2.4 наклонная поверхность, на которую действует искомая сила, является прямоугольником, то эпюра давления будет представлять собой призму с трапециевидальными основаниями.

Поскольку центр тяжести трапеции находится более сложно, чем треугольника, то в данном случае при определении момента силы давления эпюру целесообразно разбить на параллелепипед, объем которого определяет силу Паскаля  $F_{\text{п}}$  с центром тяжести  $C_1$ , и треугольную призму, объем которой соответствует силе весового давления слоя жидкости  $F_{\text{ж}}$  с центром тяжести  $C_2$ .

Пример вычисления силы гидростатического давления, действующего на плоские фигуры.

1. Требуется определить момент, создаваемый силой гидростатического давления, действующего на наклонную прямоугольную крышку, относительно оси, проходящей по ее нижнему основанию (рисунок 2.5).

Дано: ширина крышки (в направлении, перпендикулярном чертежу)  $A = 0,6$  м; высота крышки (расстояние 1–2)  $B = 1,2$  м; площадь крышки  $S = 0,72\text{ м}^2$ ;  $h_c = 0,52$  м;  $h_2 = 1,04$  м; жидкость — вода (удельный вес  $9810 \text{ Н/м}^3$ ).

Порядок расчета: намечается способ решения, выписываются основные формулы и поясняются обозначения, на расчетной схеме указываются все величины, используемые при расчете.

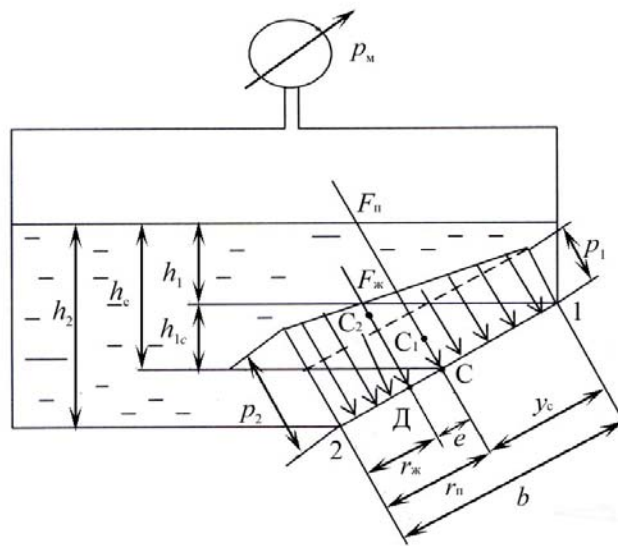


Рисунок 2.4 — Расчетная схема для определения силы гидростатического давления

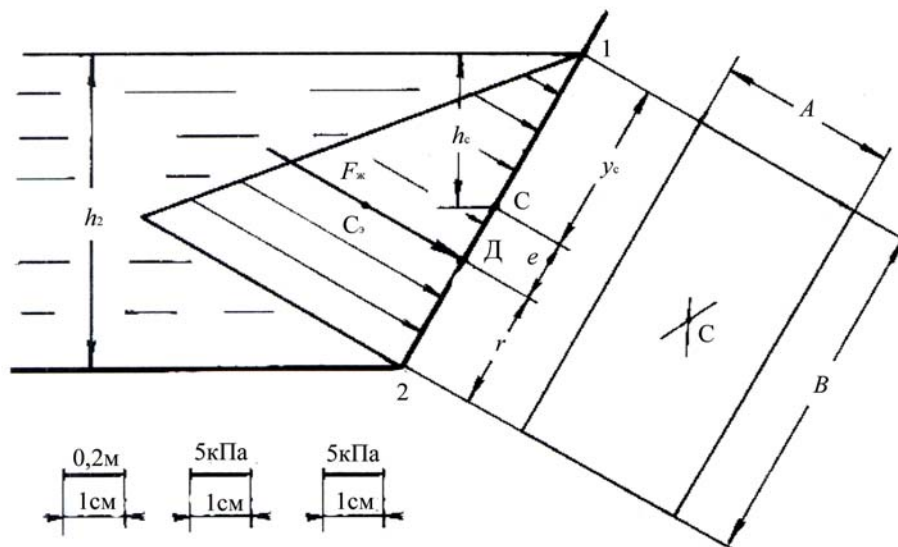


Рисунок 2.5 — К расчету силы давления на плоскую поверхность

### Аналитический метод

1. В данном примере внешнее давление, действующее через жидкость на крышку, является атмосферным. С противоположной стороны на крышку действует также атмосферное давление. Поэтому для расчетов удобно число-

вые величины, характеризующие давление, принимать по шкале избыточного давления, т. е.  $p_{\text{атм(изб)}} = 0$ .

Таким образом, в данном случае из сил, действующих на крышку, будет не скомпенсирована только сила весового давления жидкости, которая находится по формуле (2.13):

$$F_{\text{ж}} = \gamma h_c S = 9,81 \times 0,52 \times 0,72 = 3,67 \text{ кН}$$

2. Для определения момента силы находится точка ее приложения «Д», для чего вычисляется по формуле (2.15) эксцентриситет:

$$e = \frac{I_c}{y_c S} = \frac{A \frac{B^3}{12}}{\frac{B}{2} S} = \frac{B}{6} = \frac{1,2}{6} = 0,2 \text{ м.}$$

3. Соответственно плечо силы давления

$$r = \frac{B}{2} - e = \frac{1,2}{2} - 0,2 = 0,4 \text{ м.}$$

4. Момент силы давления определяется по формуле

$$M = F_{\text{ж}} r = 3,67 \times 0,4 = 1,47 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

### Графический метод

1. Вычисляются с помощью основного уравнения гидростатики давления в самой верхней и нижней точках крышки (в данном примере точки 1 и 2).

Как указывалось выше,  $p_1 = 0$ . Давление в точке 2:

$$p_2 = p_1 + \gamma h_2 = 0 + 9,81 \times 1,04 = 10,2 \text{ кПа.}$$

Выбираются масштабы для давления и геометрический (рисунок 2.5). Соответственно строится эпюра давления. Она в данном примере представляет собой треугольную призму (на рисунке 2.5 видно только одно основание призмы), т. е. достаточно простую фигуру, не требующую дополнительных преобразований.

2. Определяется сила давления, как объем эпюры, в данном случае треугольной призмы:

$$F_{\text{ж}} = V_3 = S_3 A = \frac{1}{2} p_2 BA = \frac{1}{2} 10,2 \times 1,2 \times 0,6 = 3,67 \text{ кН.}$$

где  $S_3$  — площадь треугольного основания призмы.

3. Находится точка приложения силы давления «Д», для чего через центр тяжести эпюры  $C_3$  проводится перпендикуляр до пересечения с крышечкой. Поскольку в данном примере среднее сечение призмы, параллельное основанию, представляет собой треугольник, то расстояние от точки 2 до «Д», будет равно  $B/3$ , т. е. треть плеча силы давления:

$$r = \frac{1}{3} B = \frac{1,2}{3} = 0,4 \text{ м.}$$

Этот же результат может быть получен путем непосредственного измерения указанной величины на чертеже.

4. Определяется момент силы давления:

$$M = F_{\text{ж}} r = 3,67 \times 0,4 = 1,47 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Как и следовало ожидать, результат расчета получается таким же, как при использовании аналитического метода.

## **2.4 Практическое занятие «Сила давления на криволинейную поверхность»**

### **Основные сведения**

Равнодействующая сила давления на криволинейную поверхность в общем случае определяется по формуле:

$$F_{\text{кр}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}, \quad (2.17)$$

где  $F_x$  и  $F_y$  — горизонтальные составляющие, действующие по направлению осей  $X$  и  $Y$ ;

$F_z$  — вертикальная составляющая по направлению оси  $Z$  (рисунок 2.6).

В практике в основном рассматриваются случаи, когда криволинейная поверхность симметрична оси  $Y$ , тогда составляющая  $F_y = 0$  и выражение (2.17) для цилиндрической симметричной поверхности примет вид

$$F_{\text{кр}} = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}. \quad (2.18)$$

Горизонтальная составляющая на криволинейную поверхность определяется по формуле:

$$F_{\Gamma} = F_x = p_c S, \quad (2.19)$$

где  $p_c$  — давление в центре тяжести плоской поверхности (точка  $C$ ), являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость  $ZOY$  и определяется по формуле (2.11);

$S$  — площадь плоской поверхности, являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость  $ZOY$ .

Вертикальная составляющая определяется по формуле

$$F_{\text{в}} = F_z = \gamma W, \quad (2.20)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости (приложение 1);

$W$  — объем тела давления, заключенный между криволинейной поверхностью вертикальными плоскостями, проходящими через начало и окончание криволинейной поверхности и горизонтальной плоскостью, где избыточное давление равно 0 (нулю). В нашем случае сечение объема тела давления заштриховано (рисунок 2.6).

Для определения точки приложения силы  $F_{\text{кр}}$ , действующей на криволинейную поверхность, рассмотрим предварительно направление сил  $F_{\Gamma}$  и  $F_{\text{в}}$ . Горизонтальная составляющая  $F_{\Gamma}$  всегда направлена со стороны действия жидкости через центр тяжести объема тела давления. Вертикальная составляющая  $F_{\text{в}}$  проходит через центр тяжести тела давления. Ее направление (вверх или вниз) определяется взаиморасположением жидкости и криволинейной поверхности. Если жидкость ограничивается поверхностью снизу, то и направлена вниз, а если сверху — вверх или, если объем тела давления за-



полнен жидкостью, сила  $F_B$  направлена вниз, а, если не заполнен жидкостью, то  $F_B$  направлена вверх.

Точка приложения  $F_{кр}$  (точка  $D$ ) определяется геометрическим построением сил  $F_G$  и  $F_B$  в масштабе, и сила  $F_{кр}$  проходит через центр симметрии криволинейной поверхности (точка  $O$ ).

### Пример расчета

Определить силу, действующую на криволинейную поверхность  $MN$ , представляющую собой четвертую часть цилиндра радиусом  $R = 0,5$  м. Сосуд заполнен водой на высоту  $h = 50$  см при длине цилиндра  $l = 3$  м.

Порядок расчета.

1. В нашем случае криволинейная поверхность симметрична оси  $Y$ , тогда сила  $F_y = 0$  и на криволинейную поверхность  $MN$  будут действовать две силы:  $F_G$  — горизонтальная составляющая, и  $F_B$  — вертикальная составляющая.

2. По формуле (2.19) определяем горизонтальную составляющую, предварительно определив по приложению 1 удельный вес воды  $\gamma_v = 9810$  Н/м<sup>3</sup>.

$$F_G = p_c S = \gamma h_c R l = 0,75 \times 9810 \times 0,5 \times 3 = 11036 \text{ Н},$$

где  $h_c$  — глубина погружения центра тяжести (точка  $C$ ) проекции криволинейной поверхности  $MN$  на вертикальную плоскость  $ZOY$ :

$$h_c = h + \frac{R}{2} = 0,5 + \frac{0,5}{2} = 0,75 \text{ м}.$$

$S$  — площадь проекции  $MN$  на вертикальную плоскость  $ZOY$ :

$$S = R l = 0,5 \times 3 = 1,5 \text{ м}.$$

3. По формуле (2.20) определяем вертикальную составляющую:

$$F = \gamma W = 9810 \times 0,91 = 8927 \text{ Н},$$

где  $W$  — объем тела давления (сечение  $NMKA$ ):

$$W = (h + R) l R - \frac{\pi R^2}{4} l = (0,5 + 0,5) \times 3 \times 0,5 - \frac{3,14 \times 0,5^2}{4} \times 3 = 0,91 \text{ м}^3.$$

4. Сила давления на криволинейную поверхность определим по формуле (2.18):

$$F_{кр} = \sqrt{8927^2 + 11036^2} = 14166 = 14,2 \text{ кН.}$$

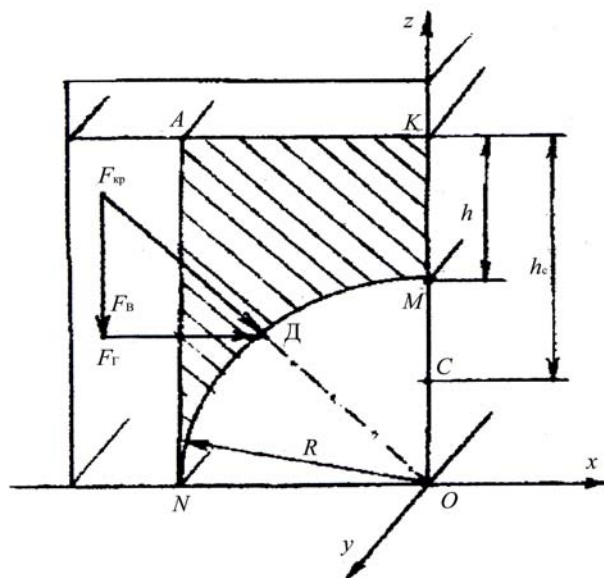


Рисунок 2.6 — Сила давления на криволинейную поверхность

## 2.5 Практическое занятие «Расчет устройств, основанных на законах гидростатики»

### Основные сведения

С помощью законов гидростатики рассчитываются, например, гидропрессы и гидромultiпликаторы в случаях, когда их рабочие органы находятся в состоянии предельного равновесия.

Гидропресс (рисунок 2.7) предназначен для увеличения сил, действующих на обрабатываемый объект. Гидропресс состоит из двух сообщающихся цилиндров, поршни которых имеют разную площадь.

При воздействии силы  $F_1$  на поршень узкого цилиндра, имеющего площадь  $S_1$ , под поршнем создается давление  $p = F_1/S_1$ . Это давление по закону Паскаля передается жидкостью во все точки одинаково. Следовательно, будет также действовать и на поршень широкого цилиндра, создавая рабочее усилие,  $F_2 = pS_2$ . Таким образом, рабочее усилие, создаваемое гидропрессом, определяется формулой:

$$F_2 = \frac{S_2}{S_1} F_1. \quad (2.21)$$

Отсюда следует, что усилие с помощью гидропресса увеличивается во столько раз, во сколько площадь поршня широкого цилиндра превышает площадь узкого.

Гидромультпликатор (рисунок 2.8) предназначен для увеличения давления. Он состоит из двух цилиндров разного размера, поршни которых, имеющие площадь  $S_1$  и  $S_2$  соединены друг с другом штоком.

В состоянии предельного равновесия поршни неподвижны, поэтому силы, создаваемые давлениями в обоих цилиндрах, будут равны, т. е.  $F_1 = F_2$  или  $p_1 S_1 = p_2 S_2$ , откуда

$$p_2 = \frac{S_2}{S_1} p_1. \quad (2.22)$$

Таким образом, мультпликатор увеличивают давление в столько раз, во сколько площадь большего поршня превышает площадь малого.

При выводе соотношений (2.21) и (2.22) не учитывались силы трения. В случае необходимости оценки их влияния на условия равновесия следует иметь в виду, что силы трения уменьшают усилие рассматриваемых устройств.

В гидропрессах и гидромультпликаторах, кроме поршней, широко применяются плунжеры. В таких случаях в формулы (2.21) и (2.22) подставляются вместо площадей поршней соответствующие площади плунжеров.

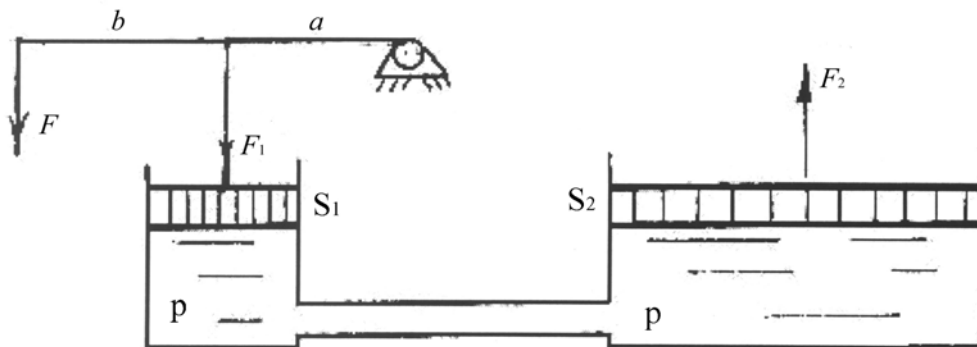


Рисунок 2.7 — Принципиальная схема гидравлического пресса:  $F_1$  — сила, с которой оказывается воздействие на поршень малого цилиндра;  $F_2$  — сила, с которой поршень большого цилиндра оказывается воздействие на обрабатываемый предмет (рабочее усилие)

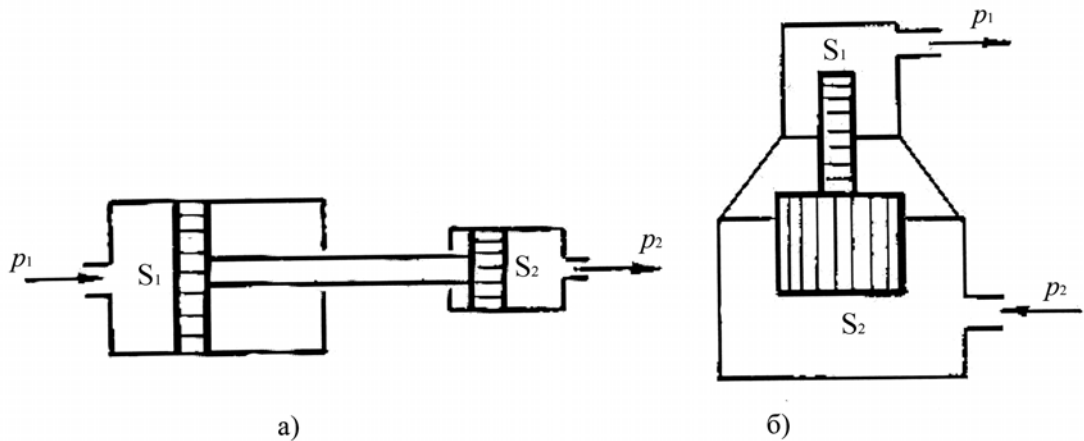


Рисунок 2.8 — Принципиальная схема гидромultiпликатора:  
 а) — поршневого типа; б) — плунжерного типа;  $p_1$  — давление, создаваемое, например, насосом;  $p_2$  — рабочее давление, создаваемое мультипликатором

### Примеры расчетов

а) Поршень диаметром  $D = 400$  мм и другой поршень диаметром  $d = 100$  мм (рисунок 2.8, а) связаны между собой штоком.

Определить давление  $p_2$ , если перед поршнем большего диаметра поддерживается давление  $p_1 = 10$  кПа, при этом сила на преодоление трения в поршнях  $F_{тр} = 200$  Н.

Порядок расчета.

1. Определяем силу, действующую на поршень диаметром  $D$ :

$$F_2 = p_1 S_2 = 10000 \times 0,1256 = 1256 \text{ Н},$$

где  $S_1$  — площадь поршня диаметром  $D$ :

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,4^2}{4} = 0,1256 \text{ м}^2.$$

2. Находим силу, действующую на жидкость под малым поршнем:

$$F_2 = F_1 - F_{тр} = 1256 - 200 = 1056 \text{ Н}.$$

3. Величина давления под малым поршнем согласно формуле (2.21):

$$p_2 = \frac{F_2}{S_2} = \frac{1056}{0,00785} = 134522 = 135 \text{ кПа},$$

где  $S_2$  — площадь поршня диаметром  $d$ .

$$S_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2.$$

б) Гидравлический пресс, состоящий из двух цилиндров с большим и малым поршнями  $D = 200$  мм и  $d = 20$  мм служит для создания больших усилий при прессовании.

Определить силу  $F_2$ , развиваемую прессом (рисунок 2.7), если к рычагу размерами  $a = 0,04$  м и  $b = 0,3$  м приложить усилие  $F = 200$  Н. Весом поршней и трением в них пренебречь.

Порядок расчета.

1. Определяем силу  $F_1$ , передаваемую малому поршню посредством рычага, из уравнения моментов сил относительно точки вращения рычага:

$$F(a + b) = F_1 a,$$

откуда

$$F_1 = \frac{F(a + b)}{a} = \frac{200 \times (0,3 + 0,04)}{0,04} = 1700 \text{ Н}.$$

2. Величина давления, которое возникает под малым поршнем:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{1700 \times 4}{3,14 \times 0,02^2} = 5414013 = 5,4 \text{ МПа}.$$

3. Вычисляем силу, развиваемую гидравлическим прессом:

$$F_2 = p_2 \frac{\pi D^2}{4} = 5,4 \times 10^6 \times \frac{3,14 \times 0,2^2}{4} = 169560 = 170 \text{ кН}.$$

## 2.6 Практическое занятие «Относительный покой жидкости»

### Основные сведения

а) Вращение цилиндра с жидкостью вокруг вертикальной оси.

Рассмотрим равномерное вращение цилиндрического сосуда с жидкостью вокруг вертикальной оси  $Z$  с постоянной угловой скоростью  $\omega$  (рисунок 2.9).

В данном случае на любую единицу массы  $m$ , расположенную в жидкости, будут действовать две силы:

– сила тяжести —  $F_T = mg$ ;

– центробежная сила инерции —  $F_a = m\omega^2 r$ .

Тогда давление в любой точке сосуда с жидкостью можно определить с помощью уравнения:

$$p = p_0 + \gamma(z_0 + z) + \frac{\rho\omega^2 r^2}{2}, \quad (2.23)$$

где  $p_0$  — избыточное давление на свободной поверхности;

$\gamma$  — удельный вес жидкости;

$\rho$  — плотность жидкости.

Свободная поверхность жидкости представляет собой параболу, а в пространстве — параболоид вращения, который определяется уравнением:

$$h = \frac{\omega^2 R^2}{2g}, \quad (2.24)$$

где  $R$  — радиус цилиндра;

$\omega$  — угловая скорость.

Угловая скорость определяется по уравнению:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (2.25)$$

где  $n$  — частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .

б) Прямолинейное движение сосуда с жидкостью.

Рассмотрим равноускоренное прямолинейное движение сосуда с жидкостью относительно горизонтальной оси  $X$  (рисунок 2.10). В этом случае сосуд с жидкостью находится в неравномерном или непрямолинейном движении, то на любую частицу жидкости действуют две силы:

– сила тяжести —  $F_T = mg$ ;

– сила инерции —  $F_a = ma$ .

Под действием сил свободная поверхность займет положение в соответствии с рисунком 2.10, а ее расположение может быть определено углом наклона  $\alpha$ , который определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g}. \quad (2.26)$$

### Примеры расчетов

а) Открытый вертикальный цилиндрический сосуд радиусом  $R = 0,4$  м и высотой  $H = 1,2$  м наполнен одой в состоянии покоя до уровня  $H_0 = 0,8$  м, равномерно вращается относительно вертикальной оси.

При какой частоте вращения жидкость начнет выливаться из сосуда?

Порядок расчета.

1. Используя закон сохранения массы, приравниваем объемы жидкости до вращения и при вращении:

$$\rho R^2 H_0 = \rho R^2 H - \frac{1}{2} \rho R^2 h. \quad (2.27)$$

Объем параболоида вращения:

$$V_{\text{п.в}} = \frac{1}{2} \rho R^2 h.$$

2. Из уравнения (2.24) определяем угловую скорость  $\omega$ :

$$\omega = \sqrt{\frac{2gh}{R^2}} = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 0,8}{0,4^2}} = 9,9 \text{ с}^{-1}.$$

3. Определяем высоту параболоида вращения  $h$  из уравнения (2.27):

$$h = 2(H - H_0) = 2(1,2 - 0,8) = 0,8 \text{ м}.$$

4. Вычисляем частоту вращения цилиндра по формуле (2.25):

$$n = \frac{30w}{p} = \frac{30 \times 9,9}{3,14} = 95_{\text{мин}}^{-1}.$$

б) Резервуар заполненный жидкостью на  $\frac{2}{3}H$  в состоянии покоя движется по горизонтальной плоскости.

Определить ускорение  $a$ , при котором жидкость начнет выливаться из резервуара размерами  $H = 3$  м,  $l = 6$  м (рисунок 2.10).

Порядок расчета.

1. Используя геометрические размеры сосуда, определяем  $\text{tg}\alpha$ , при котором жидкость начнет выливаться из резервуара:

$$\text{tg}\alpha = \frac{\frac{1}{3}H}{\frac{l}{2}} = \frac{3 \frac{1}{3}}{\frac{6}{2}} = \frac{1}{3} = 0,33.$$

2. По формуле (2.26) определяем величину ускорения:

$$A = g\text{tg}\alpha = 9,81 \times 0,33 = 3,24 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$



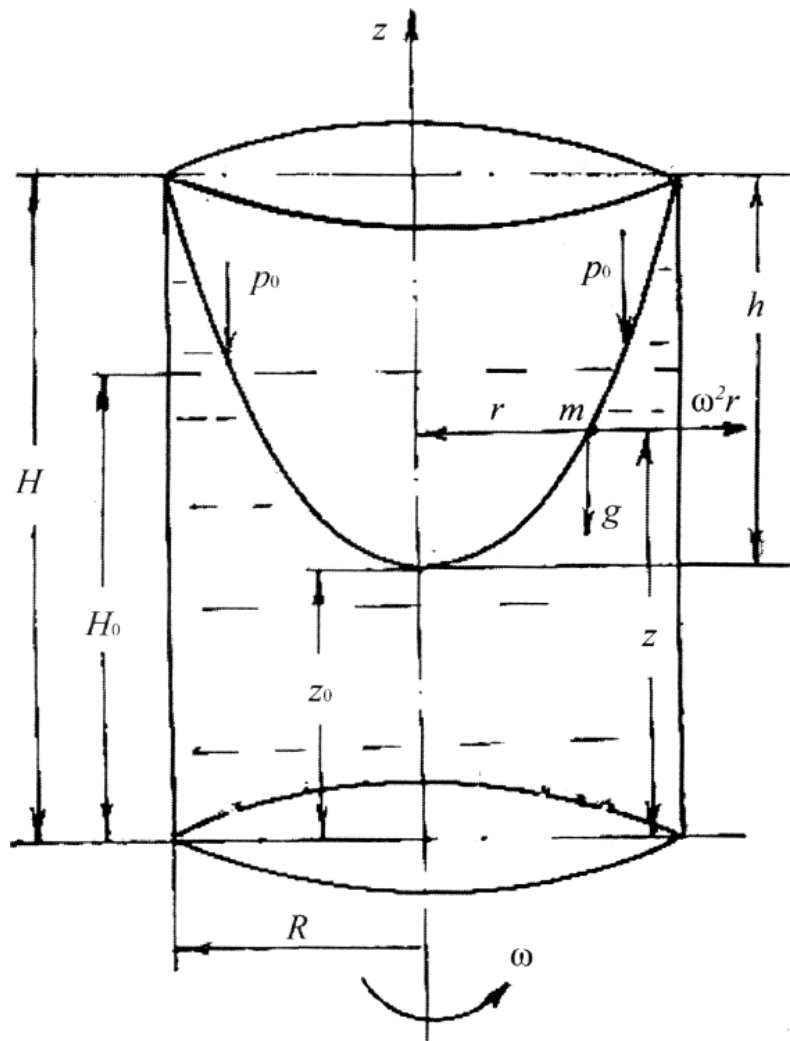


Рисунок 2.9 — Вращение сосуда с жидкостью вокруг вертикальной оси

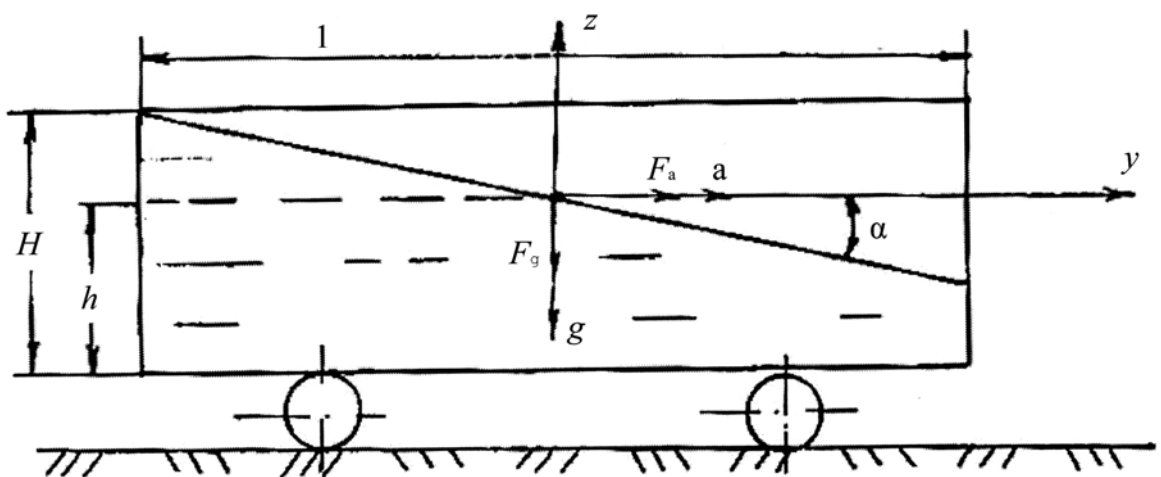


Рисунок 2.10 — Неравномерное движение сосуда с жидкостью

## 3 ГИДРОДИНАМИКА

### 3.1 Лабораторное занятие «Измерение расхода жидкости»

#### Основные сведения

Расходом называется объем жидкости, проходящий в единицу времени через данное поперечное сечение потока. Отсюда следует, что размерность расхода представляет собой отношение объема ко времени.

Объемный метод измерения расхода состоит в том, что измеряются объем жидкости  $V$  и время  $t$ , в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение.

Расход вычисляется по формуле:

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (3.1)$$

Для измерения объема жидкости  $V$  используется мерный сосуд, объем которого известен, или для механического счетчика объем жидкости прошедший за один оборот стрелки.

При измерении расхода объемным способом секундомер включается в момент прохождения стрелки счетчика, или указателя наполнения мерного сосуда через деление шкалы, принятое за начальное, и выключается в момент окончания отсчета намеченного объема воды.

Объемный метод измерения расхода точный, но применим для измерения относительно небольших расходов.

Объемный метод измерения расхода жидкости — косвенный, поэтому погрешность измерения расхода будет определяться погрешностями прямых измерений объема и времени.

Абсолютная погрешность измерения объема  $\Delta V$  крыльчатым счетчиком (например, типа УВК–40) при доверительной вероятности 0,95 может быть принята  $\pm 1$  л.

Измерение объема мерным сосудом может быть отнесено к косвенным

методам измерения, так как непосредственно определяется положение уровня жидкости в сосуде. Соответственно, абсолютная погрешность измерения объема оценивается как объем верхнего слоя жидкости глубиной  $\Delta h$  в момент выключения секундомера.

$h$  — абсолютная погрешность измерения положения уровня жидкости в мерном сосуде. Она при беспокойном уровне может достигать  $\pm 1$  см.

Абсолютная погрешность измерения времени определяется неточностью включения и выключения секундомера и округлением при отсчете. Для секундомеров, имеющих цену наименьшего деления 0,2 с, абсолютная погрешность измерения времени  $t$  для доверительной вероятности 0,95 может быть принята равной 0,4 с.

Весовой метод измерения расхода заключается в том, что измеряются масса жидкости  $m$  (взвешиванием) и время  $t$ , в течение которого она проходит через поперечное сечение потока (так же, как и в объемном методе).

Расход вычисляется по формуле:

$$Q = \frac{m}{ct}. \quad (3.2)$$

Весовой метод измерения расхода также является косвенным. В данном случае погрешность измерения расхода определяется погрешностями измерения массы, плотности и времени. Плотность определяется по справочным данным, которые получены с высокой точностью, поэтому погрешностью определения плотности в данной работе можно пренебречь.

Абсолютная погрешность измерения массы  $m$  при доверительной вероятности 0,95 приближенно принимается равной цене наименьшего деления шкалы весов.

Абсолютная погрешность измерения времени  $t$  такая же, как и при объемной методе получения расхода.

Весовой метод измерения расхода является одним из наиболее точных, но применим для малых расходов.

Дросселирующие расходомеры: труба Вентури, диафрагменный (шайба) и сопло получили широкое применение для измерения расхода жидкости и газа в трубопроводах. Их принципиальные схемы показаны на рисунке 3.1.

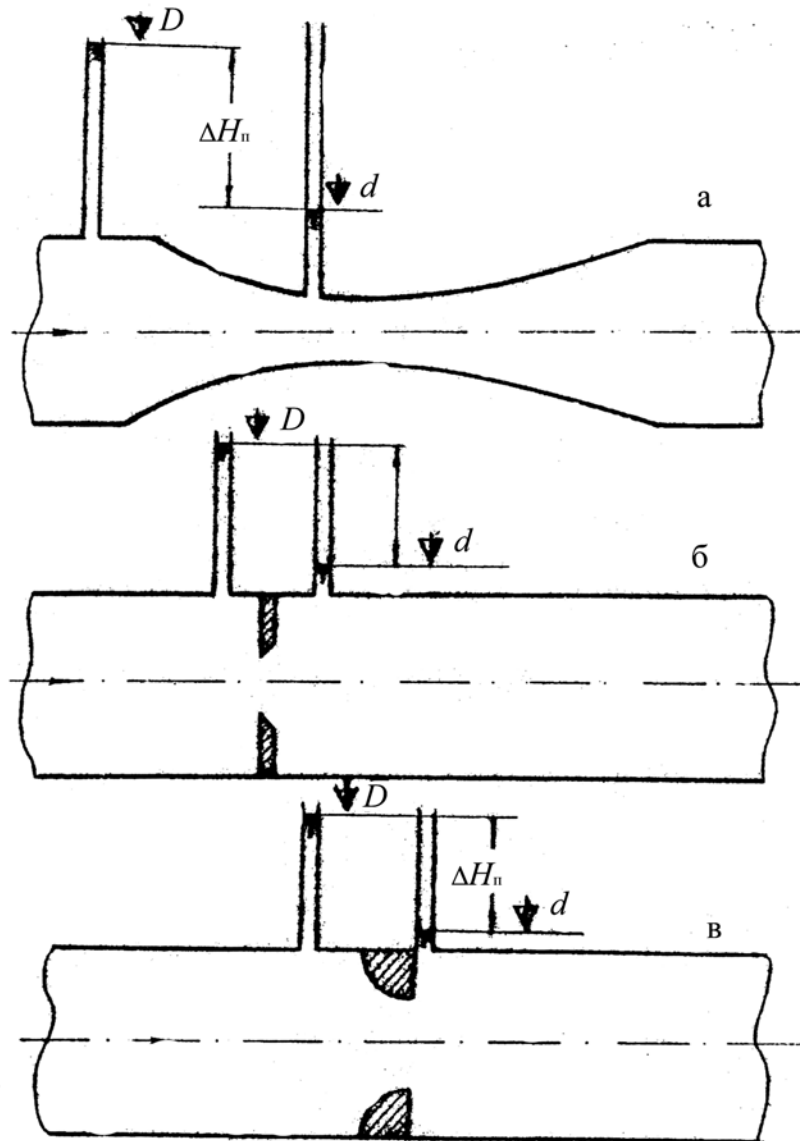


Рисунок 3.1 — Дросселирующие расходомеры:  
*a* — труба Вентури; *б* — диафрагменный; *в* — сопло

Для определения расхода с помощью дросселирующих расходомеров по показаниям пьезометров находится перепад удельной потенциальной энергии  $\Delta H_{\text{п}}$  (потенциального напора), который возникает в приборе при сужении поперечного сечения. Расход  $Q$  определяется по тарировочному графику:

$$\Delta H_{\text{п}} = f(Q). \quad (3.3)$$

Точность измерения дросселирующими расходомерами зависит от точности тарировки. Во всяком случае, класс точности дросселирующих приборов может быть достигнут не ниже 5.

Расходомер Вентури (рисунок 3.1, а) является лучшим в гидравлическом отношении — он оказывает наименьшее сопротивление потоку жидкости. Недостатком данного прибора являются сложность изготовления и большие размеры.

Диафрагменный расходомер (рисунок 3.1, б) оказывает наибольшее сопротивление потоку жидкости, но он наиболее простой в изготовлении и занимает мало места. Эти преимущества во многих практических случаях являются решающими, поэтому диафрагменные расходомеры получили широкое применение.

Расходомер «сопло» (рисунок 3.1, в) по своим параметрам занимает промежуточное положение в сравнении с рассмотренными выше.

Мерные водосливы (рисунок 3.2) позволяют измерять расходы жидкости большие, чем вышерассмотренные методы. Поэтому водосливы нашли широкое применение для измерения расхода воды, например, в мелиоративных каналах. Простая методика измерения способствовала распространению мерных водосливов и в лабораторной практике.

Мерный водослив представляет собой тонкую стенку, через которую переливается жидкость (рисунок 3.2). Верхняя кромка водослива называется гребнем. Форма сливного отверстия в мерном водосливе бывает треугольная, прямоугольная или трапецеидальная. Треугольная применяется для измерения малых расходов и обычно используется в лабораторных условиях. Для измерения расхода воды в каналах чаще используется трапецеидальная — такая форма лучше соответствует поперечному профилю канала.

При определении расхода измеряется напор (превышение уровня свободной поверхности) над гребнем водослива  $H$ . Вблизи от водослива поверхность жидкости искривляется, поэтому напор измеряется на расстоянии  $(3-4)H$  от водослива.

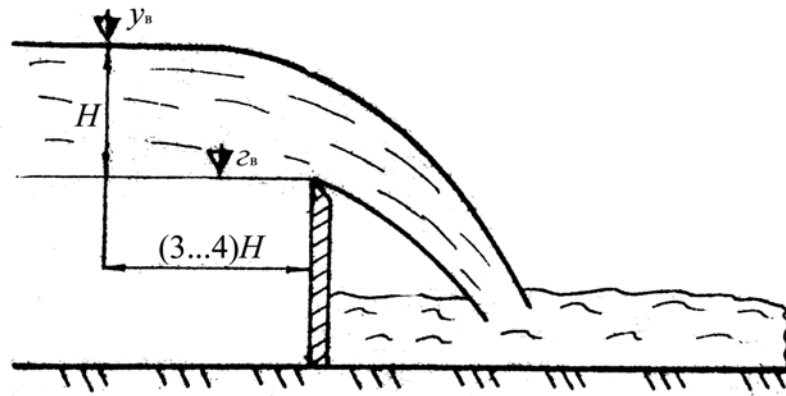


Рисунок 3.2 — Мерный водослив

Расход вычисляется по формуле:

$$Q = mS\sqrt{2gH}, \quad (3.4)$$

где  $S$  — площадь сливного отверстия, соответствующая напору  $H$ ;

$m$  — коэффициент расхода водослива.

Для водосливов, имеющих стандартные размеры, значение коэффициента расхода приводится в справочниках. Нестандартные водосливы требуют тарировки, результаты которой представляются в виде графика  $Q = f(H)$ .

Класс точности водослива зависит от точности его изготовления, либо от точности тарировки. Как и в случае дросселирующих расходомеров, он может быть обеспечен не ниже 5.

При пользовании мерным водосливом следует учитывать, что формула (3.4) справедлива для условий, когда уровень воды с низовой стороны не поднимается выше гребня водослива.

### Порядок выполнения работы

1. Выполнить пункт 1 для указанных преподавателем способов измерения расхода.
2. Предъявить подготовленные материалы преподавателю и получить разрешение на запуск установки.
3. Выполнить пункт 2 для соответствующих способов измерения.

4. Не изменяя режима работы установки, предъявить полученные результаты преподавателю и получить разрешение на продолжение работы.
5. Выполнить оставшиеся пункты работы.
6. Оценить точность и удобство принятых способов измерения.

### Объемный способ

1. Ознакомиться с установкой для измерения расхода жидкости объемным способом и записать в таблице 3.1:

- а)  $V$  — объем мерного сосуда или (по указанию преподавателя) объем, который будет отсчитываться по механическому счетчику. В данной работе этот объем принимается 10–50 л;
- б)  $t_g$  — цену минимального деления шкалы секундомера;
- в)  $V_g$  — цену минимального деления шкалы счетчика (если объем определяется по счетчику).

2. Запустить установку и, убедившись, что режим установился (показания пьезометров не меняются), измерить и записать в таблицу 3.1  $t$  — время наполнения мерного сосуда (время прохождения намеченного объема воды через счетчик).

3. Определить и записать в таблицу 3.1:

- а)  $Q$  — расход воды по формуле (3.1);
- б)  $\Delta t$  — абсолютную погрешность измерения времени;
- в)  $\Delta h$  — абсолютную погрешность измерения высоты наполнения мерного сосуда (при измерении с помощью расходомера этот пункт не выполняется);
- г)  $\Delta V$  — абсолютную погрешность измерения объема;
- д)  $\Delta Q$  — абсолютную погрешность измерения расхода по формуле:

$$\Delta Q = \pm \left[ \left( \frac{V}{t^2} \Delta t \right) + \left( \frac{1}{t} \Delta V \right) \right]; \quad (3.5)$$

- е)  $D_Q$  — относительную погрешность измерения расхода по формуле (2.6).

### Весовой способ

1. Ознакомиться с установкой и записать в таблицу 3.2:

- а)  $m_{\text{сосуда}}$  — массу мерного сосуда;
- б)  $m_g$  — цену минимального деления шкалы весов;
- в)  $t_g$  — цену минимального деления циферблата секундомера.

2. Измерить и записать в таблицу 3.2:

- а)  $t$  — время наполнения мерного сосуда;
- б)  $m_{\text{брутто}}$  — массу сосуда и заполняющей его жидкости.

3. Определить и записать в таблицу 3.2:

- а)  $\rho$  — плотность воды (по справочнику);
- б)  $Q$  — расход воды по формуле (3.2);
- в)  $\Delta t$  — абсолютную погрешность измерения времени;
- г)  $\Delta m$  — абсолютную погрешность измерения массы;
- д)  $\Delta Q$  — абсолютную погрешность измерения расхода по формуле:

$$\Delta Q = \pm \left[ \left( \frac{G}{t^2} \Delta t \right) + \left( \frac{1}{t} \Delta G \right) \right]; \quad (3.6)$$

- е)  $d_Q$  — относительную ошибку измерения расхода по формуле (2.6).

### Измерение расхода с помощью дросселирующего расходомера

1. Ознакомиться с установкой и записать в таблицу 3.2:

- а) название расходомера;
- б) индексы пьезометров, установленных в широком и узком сечениях;
- в)  $H_{\text{п.д}}$  — цену наименьшего деления шкалы пьезометров расходомера.

2. Взять отсчеты по пьезометрам расходомера  $H_{\text{п}}$  и записать их в таблицу 3.3.

3. Определить и записать в таблицу 3.3:

- а)  $\Delta H_{\text{п}}$  — разность показаний пьезометров расходомера;
- б)  $Q$  — расход воды по тарировочному графику, зависимость (3.3);
- в)  $\Delta H$  — абсолютную погрешность разности отсчетов по пьезометрам;



г)  $\Delta Q$  — абсолютную погрешность измерения расхода по тарифовочному графику;

д)  $d_Q$  — относительную погрешность измерения расхода по формуле (2.6).

### Измерение расхода с помощью мерного водослива

1. Ознакомиться с установкой и записать в таблицу 3.4:

а) название используемого мерного водослива;

б)  $\nabla_{гв}$  — отметку гребня водослива;

в)  $\nabla_{увд}$  — цену минимального деления шкалы прибора, которым измеряется отметка уровня воды перед водосливом.

2. Измерить отметку уровня воды перед водосливом  $\nabla_{ув}$  и записать отчет в таблицу 3.4.

3. Определить и записать в таблицу 3.4:

а)  $H$  — напор над гребнем водослива (разность отметок уровня воды и гребня водослива);

б)  $Q$  — расход воды по тарифовочному графику зависимость (3.3);

в)  $\Delta H$  — абсолютную погрешность измерения напора;

г)  $\Delta Q$  — абсолютную погрешность измерения расхода по тарифовочному графику;

д)  $d_Q$  — относительную погрешность измерения расхода по формуле (2.6).

Таблица 3.1 — Результаты измерений расхода объемным методом

$V$	$t$	$Q$	$\Delta Q$	$\delta_Q, \%$	$t_g$	$V_g$	$\Delta t$	$\Delta h$	$\Delta V$

Таблица 3.2 — Результаты измерений расхода весовым методом

$m_{брутто}$	$m_{сосуда}$	$m$	$t$	$\rho$	$Q$	$\Delta Q$	$\delta_Q, \%$	$m_g$	$t_g$	$\Delta t$	$\Delta m$

Таблица 3.3 — Результаты измерений расхода дросселирующим расходомером

$H_{n1}$	$H_{n2}$	$\Delta H_n$	$Q$	$\Delta Q$	$d_Q, \%$	$H_{п.д}$	$\Delta H$

Таблица 3.4 — Результаты измерений расхода дросселирующим расходомером

$\nabla_{\text{ГВ}}$	$\nabla_{\text{УВ}}$	$H$	$Q$	$\Delta Q$	$\delta_Q, \%$	$\nabla_{\text{УВД}}$	$\Delta H$

### 3.2 Лабораторное занятие «Исследование режимов движения жидкости»

#### Основные сведения

Английский ученый О.Рейнольдс в 1883 году окончательно установил, что режим (характер) движения жидкости может быть принципиально различным.

Основой лабораторной установки Рейнольдса (рисунок 3.3) является стеклянная трубка, в которую из бака поступает жидкость. В ее поток через тоненькую трубку подается краситель. Для исключения влияния архимедовой силы краситель имеет тот же объемный вес, что и жидкость, протекающая через стеклянную трубку.

Наблюдая за перемещением красителя, можно судить о режиме движения жидкости. В результате таких наблюдений было установлено, что при малых скоростях потока краситель движется параллельно стенкам трубки, не смешиваясь с окружающей жидкостью. Хорошо видна прямая окрашенная струйка жидкости (рисунок 3.3, б, позиция 1). Это позволяет сделать вывод, что в данных условиях частицы жидкости движутся по прямолинейным траекториям, создавая как бы отдельные слои или трубки жидкости. Такой режим называется **ламинарным**.

Если постепенно увеличивать скорость потока жидкости в стеклянной трубке, то можно заметить, что, начиная с некоторой скорости, подкрашенная струйка жидкости примет волнообразное очертание, а затем в струйке появятся разрывы и она потеряет четкую форму (рисунок 3.3, б, позиция 2). Этот режим называется **переходным** или **неустойчивым**.

При дальнейшем увеличении скорости, начиная с некоторого момента, краситель быстро перемешивается, равномерно окрашивая весь поток жидкости. Это говорит о том, что в данном случае частицы жидкости помимо основного направления вдоль трубы двигаются еще хаотично во всех направлениях. При этом местная мгновенная скорость в потоке непрерывно изменяется по величине и направлению, то есть наблюдается пульсация скорости (рисунок 3.3, б, позиция 3). Такой режим называется **турбулентным**.

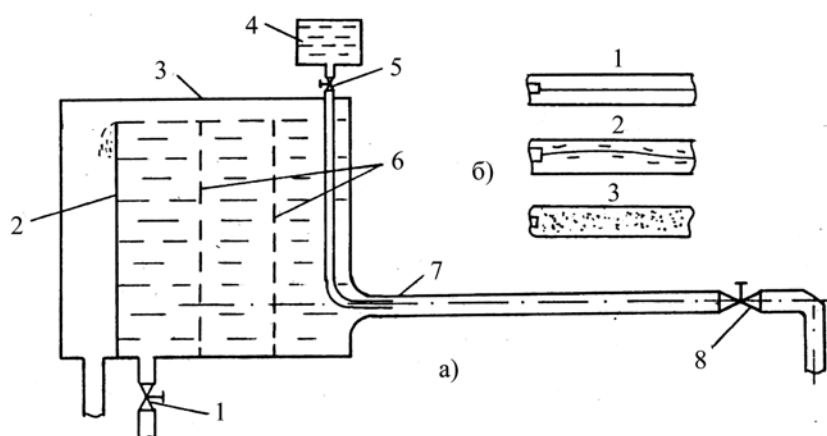


Рисунок 3.3

а) Схема установки: 1 — вентиль подвода воды от сети; 2 — водослив для поддержания постоянного уровня воды в баке; 3 — напорный бак; 4 — сосуд с окрашенной жидкостью; 5 — вентиль подачи окрашенной жидкости; 6 — успокоительные решетки; 7 — стеклянная трубка; 8 — вентиль регулирования расхода воды в стеклянной трубке.

б) Наблюдаемый вид окрашенной жидкости: 1 — ламинарный режим; 2 — переходный режим; 3 — турбулентный режим

Следовательно, турбулентное движение, в отличие от ламинарного, является по своей природе движением неустановившимся, даже в том случае, если происходит при неизменяющемся во времени напоре. Движение частиц при турбулентном режиме напоминает тепловое движение молекул газа. В результате перемешивания частиц жидкости при турбулентном режиме существенно увеличивается гидравлическое сопротивление, улучшаются условия теплоотдачи. Поэтому правильное определение режима движения жидкости имеет большое значение при решении инженерных задач.

Судить о режиме движения жидкости в трубах на основании лабораторных исследований, в виду их трудоемкости, в большинстве случаев нецелесообразно, поэтому вид режима определяют с помощью критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (3.7)$$

где  $v$  — средняя скорость, которая определяется из уравнения

$$Q = vS, \quad (3.8)$$

где  $d$  — диаметр трубопровода;

$\nu$  — кинематический коэффициент вязкости;

$S$  — площадь поперечного сечения потока жидкости.

По своей физической природе критерий Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции к силам вязкости (его можно также рассматривать как отношение кинетической энергии потока жидкости к работе сил сопротивления).

При малых числах  $Re$  характер движения определяется силами вязкости, которые препятствуют возникновению и развитию пульсаций. В результате в потоке поддерживается ламинарный режим.

При больших числах  $Re$  возрастают пульсации скоростей и связанные с ними инерционные силы настолько, что вязкость больше не может служить препятствием хаотичному движению частиц жидкости, то есть в потоке будет иметь место турбулентный режим.

В трубах круглого сечения, в среднем при  $Re < 2\,300$  (нижнее критическое число) имеет место устойчивый ламинарный режим движения, а при  $Re > 4\,000$  (верхнее критическое число) устойчивый турбулентный режим.

Если  $2\,300 < Re < 4\,000$ , то наблюдается неустойчивый (переходный) режим. При этом в потоке возникают пульсации, которые постепенно затухают, то есть на отдельных участках потока ламинарный и турбулентный режим сменяют друг друга.

По формуле (3.7) соотношение сил инерции и вязкости определяется приближенно, так как не все факторы, оказывающие влияние на режим движения, при этом учитываются.

Поэтому приводимые в литературе величины критических чисел справедливы только для средних условий, обычно встречающихся в практике.

Например, в потоках с повышенной шероховатостью стенок, либо имеющих резкие изменения формы поперечного сечения, турбулизация наступает при меньших значениях  $Re$ . Наоборот, отсутствие внешних вибраций, плавное сужение потока способствует сохранению ламинарного режима при больших числах  $Re$  (в лабораторных исследованиях удавалось получить ламинарный режим при  $Re = 150\ 000$ , однако при этом малейшее возмущение переводит режим в турбулентный).

В природе и технике имеет место в основном турбулентный режим движения жидкостей.

Ламинарный режим наблюдается при движении жидкостей повышенной вязкости (нефти, битума, мазута, смазочных масел и др.), а также при движении жидкостей в трубах малого диаметра (капиллярах, порах грунта).

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомится с лабораторной установкой и записать над таблицей 3.5:  $d$  — диаметр стеклянной трубки,  $\rho$  — плотность воды,  $m_t$  — массу мерного сосуда.

2. Подготовить установку к работе: подать воду из сети и включить подсветку.

3. Установить ламинарный режим:

- а) пустить подкрашенную жидкость;
- б) установить в стеклянной трубке малый расход воды;
- в) убедиться, что струйка подкрашенной жидкости прямая и в целях экономии выключить подачу окрашенной жидкости;
- г) зарисовать наблюдавшийся вид струйки;
- д) записать температуру воды  $t$ , °C;
- е) измерить  $m_{бр}$  — общую массу жидкости и сосуда, а также время его наполнения  $t$ .

4. Установить переходный режим, провести аналогичные наблюдения, измерения и записи.

5. Установить турбулентный режим, произвести аналогичные наблюдения, измерения и записи.

6. Определить и записать в таблицу 3.5:

- а) расход воды по формуле (3.2);
- б) среднюю скорость потока  $v$  по формуле (3.8);
- в) определить кинематический коэффициент вязкости по приложению 4;
- г) вычислить значения критерия Рейнольдса ( $Re$ ) по формуле (3.7);
- д) определить режим движения по критерию  $Re$ .

Таблица 3.5 — Таблица результатов измерений и расчетов  $d =$  ,  $\rho =$  ,  $m_T =$

№ п/п	$m_{бр}$	$m_n$	$t$	$Q$	$t, ^\circ C$	$v$	$v$	$Re$	Зарисовать вид окрашенной жидкости	Набл. режим движения	Режим движения жидкости по $Re$
1											
2											
3											

### 3.2 Лабораторное занятие «Опытная иллюстраций уравнения Бернулли»

#### Основные сведения

Каждая движущаяся частица жидкости обладает механической (потенциальной и кинетической) энергией. Поскольку количество этой энергии зависит от величины самой частицы, то при гидравлических расчетах в целях удобства сопоставления результатов принято рассматривать механическую энергию частицы жидкости единичного веса, то есть энергию, приходящуюся на единицу силы тяжести, действующей на жидкость. Эту энергию называют удельной энергией, либо полным гидродинамическим напором  $H$ . Гидродинамический напор определяется как отношение механической энергии данной частицы к ее весу и, следовательно, размерность напора может быть представлена в единицах длины, например, в СИ:  $Дж/Н = Н \cdot м/Н = м$ .

Поэтому с точки зрения геометрических представлений полный гидродинамический напор  $H$  представляет собой высоту, на которую может быть

поднята частица жидкости. На графиках  $H$  принято показывать в виде вертикального отрезка соответствующей длины.

Соотношение различных видов удельной механической энергии в среднем для частиц, проходящих путь между двумя поперечными сечениями слабodeформированного установившегося потока реальной жидкости (капельной), в гидравлике представляется уравнением Бернулли, которое выражает закон сохранения энергии, в уравнении индекс обозначает номер поперечного сечения потока, к которому относится рассматриваемая величина.

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (3.9)$$

или

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}, \quad (3.9, a)$$

где  $p$  — давление в центре тяжести соответствующего сечения;

$\gamma$  — объемный вес жидкости;

$v$  — средняя скорость потока в соответствующем поперечном сечении;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$\alpha$  — коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), зависящий от формы эпюры скоростей потока. Кинетическая энергия всего потока жидкости в данном сечении, подсчитанная по значению средней скорости, оказывается меньше фактической, поэтому вводится поправочный коэффициент  $\alpha$ . В равномерном потоке жидкости, двигающейся по круглым трубам, при ламинарном режиме —  $\alpha = 2$ , а при турбулентном можно принимать в среднем  $\alpha = 1,1$ .

Остальные обозначения величин, составляющих уравнение Бернулли, их физический и геометрический смысл, способ графического изображения показаны в таблице 3.6, а также на рисунке 3.4 и 3.5.

На графиках характерные напоры в каждом поперечном сечении показываются напорной  $H = f_1(L)$ , пьезометрической  $H_{\text{п}} = f_2(L)$  и геодезической  $z = f_3(L)$  линиями. Для их построения по оси абсцисс откладывается расстоя-

ние  $L$  данного сечения от начального вдоль оси потока, а по оси ординат — соответствующие напоры (рисунок 3.5).

Изменение напора вдоль потока характеризуется уклоном:

а) гидравлический уклон (уклон трения):

$$i = -\frac{\partial H}{\partial L}; \quad i_{\text{ср}} = \frac{H_1 - H_2}{L_2 - L_1} = \frac{h_{1-2}}{l_{1-2}}; \quad (3.10)$$

б) пьезометрический уклон:

$$i_{\text{п}} = -\frac{\partial H_{\text{п}}}{\partial L}; \quad i_{\text{пср}} = \frac{H_{\text{п1}} - H_{\text{п2}}}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta H_{\text{п}}}{l_{1-2}}; \quad (3.11)$$



Таблица 3.6 — Основные составляющие уравнения Бернулли

Обозначение	Физический смысл	Название, принятое в гидравлике	Геометрический смысл	Графическое изображение
$z$	Положения	Геометрический	Геометрическая	Между плоскостью сравнения и центром тяжести сечения
$p/\gamma$	Давления	Пьезометрический	Пьезометрическая	Между центром тяжести сечения и пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезометре)
$H_{II} = z + \frac{p}{\gamma}$	Потенциальная	Потенциальный	Потенциальная	Между плоскостью сравнения и пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезометре)
$H_v = \frac{\alpha v^2}{2g}$	Кинетическая	Скоростной (динамический)	Скоростная (динамическая)	Между пьезометрической и напорной линиями (проведенный вверх от уровня жидкости в пьезометре)
$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v}{2g}$	Полная механическая	Полный гидродинамический	Полная гидродинамическая	Между плоскостью сравнения и напорной линией (верхним концом отрезка, представляющего сумму потенциального и скоростного напора)
$h$	Потери удельной механической энергии, равные удельной работе сил сопротивления на данном участке потока	Потери напора на данном участке потока	—	Равный разности полных напоров в соответствующих сечениях

Удельная (приходящаяся на единицу веса жидкости)

Напор

Высота

Вертикальный отрезок

в) геометрический уклон (уклон геометрической оси потока)

$$i_r = -\frac{\partial z}{\partial L} = \sin \vartheta; \quad i_{\text{гср}} = \frac{z_1 - z_2}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta z}{l_{1-2}}, \quad (3.12)$$

где  $\vartheta$  — угол оси потока к горизонту;

$l$  — расстояние вдоль оси потока между соответствующими сечениями.

Взаимный переход потенциальной и кинетической энергии, который описывается уравнением Бернулли, проявляется в потоке, имеющем разные площади поперечных сечений.

Наиболее удобной установкой, позволяющей изучить распределение видов энергии в потоке жидкости, является расходомер Вентури (рисунок 3.4), относящийся к типу дросселирующих расходомеров.

В данном приборе границы потока изменяются плавно (угол конусности меньше  $10^\circ$ ), поэтому уравнение Бернулли может быть применено к любым поперечным сечениям расходомера. Кроме того, этот прибор одновременно может быть использован по прямому назначению, то есть для измерения расхода.

В семи поперечных сечениях прибора подключены пьезометры, которые объединены на общем щите и снабжены шкалой, имеющей общее начало отсчета – нулевую линию, то есть плоскость сравнения. Отсчет по такой шкале, соответствующей уровню жидкости в пьезометре, дает непосредственно потенциальный напор  $H_{\text{п}} = z + p/\gamma$ , (таблица 3.6 и рисунок 3.4).

Пьезометры, подключенные к начальному большому сечению (сечение 1) и к наиболее узкому сечению (сечение 4) используются также для измерения расхода. Эти пьезометры снабжены дополнительными стеклянными трубками, отсчеты по которым обозначены соответственно  $\nabla_1$  и  $\nabla_2$ . Для удобства измерений дополнительные трубки установлены на краю щита отдельно от других пьезометров.

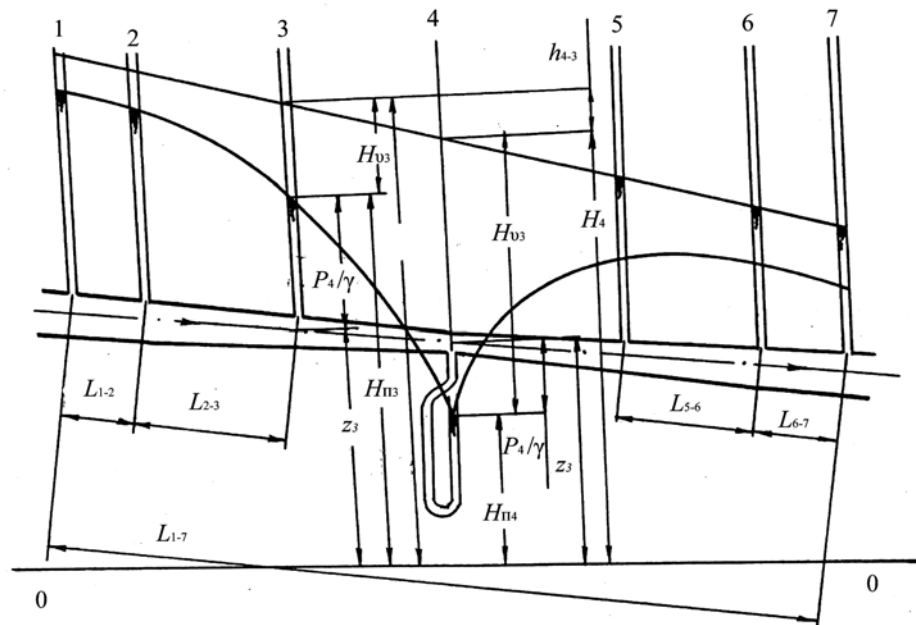


Рисунок 3.4 — Схема установки

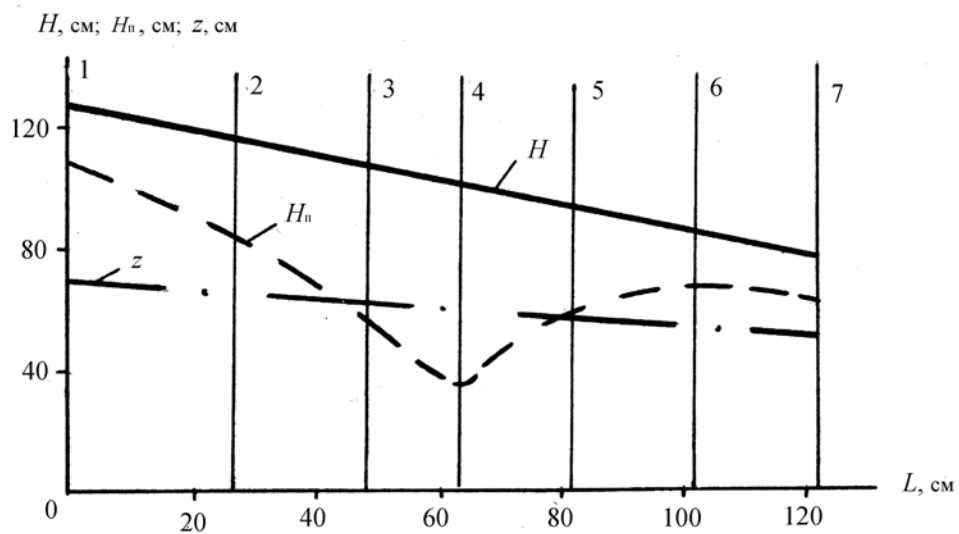


Рисунок 3.5 — Графическое изображение уравнения Бернулли:  
 $H$  — напорная линия;  $H_{п}$  — пьезометрическая линия;  $z$  — геодезическая линия

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой (для иллюстрации уравнения Бернулли используется расходомер Вентури):
  - а) записать площади  $S$  используемых в работе поперечных сечений;
  - б) измерить и записать расстояние  $L$  каждого сечения от начального (сечение 1);

- в) измерить геометрический напор  $z$  для начального и конечного сечений (при измерении учесть, что плоскость сравнения проходит через нулевую линию шкалы пьезометров);
- г) изучить порядок снятия отсчетов по пьезометрам и записать в таблицы 3.7 и 3.9 соответствующие их шкале единицы измерения.

2. Запустить установку, вывести ее на рабочий режим и, убедившись, что он установился (уровень воды в напорном баке и пьезометрах не меняется), записать в таблицы 3.7 и 3.9 отсчеты по пьезометрам:

- а) показывающим удельную потенциальную энергию (потенциальный напор  $H_{\Pi} = z + p/\gamma$ ) в сечениях 1–7;
- б) измеряющим расход воды —  $\nabla_1, \nabla_2$ .

3. Определить и записать в таблицы 3.7, 3.8, 3.9:

- а) разность показаний пьезометров расходомера  $\Delta H_{\Pi}$
- б) расход воды  $Q$  (по тарировочному графику);
- в) средние по сечению скорости  $v$  потока из уравнения неразрывности  $Q = vS$ ;
- г) скоростные напоры  $H_v = \alpha v^2/2g$ , коэффициент кинетической энергии  $\alpha$  взять с учетом режима движения жидкости;
- д) полные напоры:

$$H = H_{\Pi} + H_x = z + p/\gamma + \alpha v^2/2g;$$

- е) потери напора  $h$ , т. е. разность полных напоров  $\Delta H$  для участков 1–4 и 4–7 по уравнению Бернулли (3.9, а).

4. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, в одинаковом масштабе напорную  $H = f_1(L)$ , пьезометрическую  $H_{\Pi} = f_2(L)$  и геодезическую  $z = f_3(L)$  линии. Геодезическая линия строится по двум известным точкам (см. п. 1, в), поскольку ось потока на данной лабораторной установке представляет собой прямую линию (рисунок 3.5).

5. Определить и записать в таблицы 3.7, 3.8 и 3.9:

- а) значение  $z$  для всех остальных сечений — с помощью геодезической линии;
- б) пьезометрический напор  $p/\gamma$  из формулы  $H_{\Pi} = z + p/\gamma$ ;

- в) длину участков 1–4 и 4–7, а также разность геометрических и потенциальных напоров  $\Delta H_{\text{п}}$  для этих участков согласно формулам (3.11) и (3.12);
- г) геометрический, пьезометрический и гидравлический уклоны для участков 1–4 и 4–7, используя формулы (3.12), (3.11), (3.10).

6. На графике для двух сечений (одно из них взять, где скоростной напор большой), показать все составляющие уравнения Бернулли, т. е.  $z$ ,  $p/\gamma$ ,  $H_{\text{п}}$ ,  $H_{\text{в}}$ ,  $H$  и  $h$ .

Таблица 3.7 — Напоры

Сечения	$S$	$L$	$z$	$H_{\text{п}}$	$v$	$H_{\text{в}}$	$H$	$p/\gamma$
1		0						
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Таблица 3.8 — Уклоны

Участок	$l$	$\Delta z$	$i_{\text{г ср}}$	$\Delta H_{\text{п}}$	$i_{\text{п.ср}}$	$h$	$i_{\text{ср}}$
1–4							
4–7							

Таблица 3.9 — Расход

$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\Delta H_{\text{п}}$	$Q$

### 3.3 Лабораторное занятие «Определение коэффициентов, характеризующих гидравлическое трение»

#### Основные сведения

При движении жидкости возникают силы гидравлического сопротивления (трения), тормозящие движение. Различают вязкостные и инерционные сопротивления.

Вязкостные сопротивления возникают вследствие наличия у жидкости свойства сопротивляться при движении касательным усилиям, т. е. силам вязкости. Они проявляют свое действие главным образом в ламинарном потоке.

При турбулентном режиме движения, кроме вязкостных, возникают инерционные сопротивления, вызываемые образованием вихрей и перемешиванием масс жидкости, с увеличением числа Рейнольдса влияние инерционных сопротивлений возрастает и при развитом турбулентном режиме движения они становятся преобладающими.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть механической энергии жидкости (необратимо превращается в тепловую энергию). Теряемая при этом удельная механическая энергия называется потерей напора.

Потери напора на участке равномерного потока называются потерями напора по длине  $h$ . Опытное определение этих потерь производится на установке, схематично показанной на рисунке 3.6.

Из уравнения Бернулли следует

$$h = H_1 - H_2, \quad (3.13)$$

где  $H$  — полный напор в соответствующем сечении.

В равномерном потоке скоростные напоры  $H_v$  во всех сечениях одинаковы, поэтому

$$h = H_{п1} - H_{п2}, \quad (3.14)$$

где  $H_{п}$  — потенциальный напор в соответствующем сечении.

Важнейшей формулой для вычисления потерь напора по длине является формула Дарси–Вейсбаха:

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.15)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;

$l$  — длина участка;

$d$  — диаметр трубы;

$v$  — средняя скорость потока;

$\frac{v^2}{2g}$  — скоростной напор.

В формуле (3.15) коэффициент кинетической энергии  $\alpha$  входит в величину коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ .

Коэффициент  $\lambda$  зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Рейнольдса), относительной шероховатости  $\bar{\Delta}$ , а также от формы выступов шероховатости. При расчетах величина  $\lambda$  определяется по графикам или соответствующим им таблицам и формулам.

Для труб круглого сечения относительная шероховатость:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}, \quad (3.16)$$

где  $\Delta$  — характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость).

Вместо относительной шероховатости часто применяется обратная ей величина — относительная гладкость  $d/\Delta$ .

Для потоков некруглого сечения в формулах (3.15 и 3.16) и в формуле критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}, \quad (3.17)$$

вместо значения диаметра  $d$  применяется величина  $4R$ , где  $R$  — гидравлический радиус.

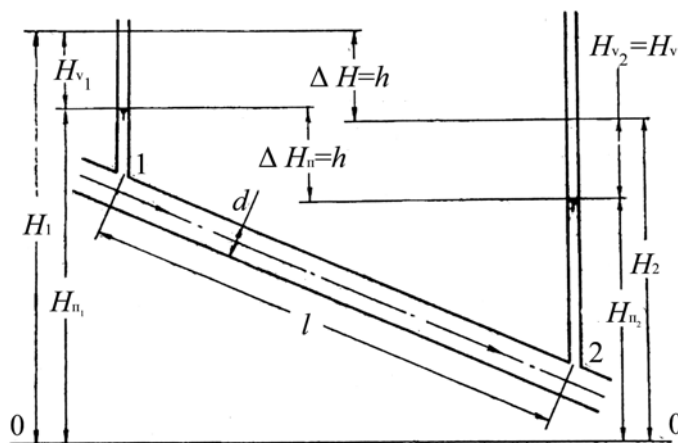


Рисунок 3.6 — Схема лабораторной установки для исследования потерь напора по длине

У большинства технических труб выступы шероховатости неодинаковы по высоте и по форме, размещены неравномерно, такая шероховатость называется разнoзернистой, неоднородной, естественной. Для деревянных и

стеклянных труб характерна плавная, волнообразная форма выступов — волнистая шероховатость.

В целях обеспечения возможности инженерных расчетов труб, выпускаемых промышленностью (с естественной шероховатостью), были проведены исследования потерь напора по длине Кольбруком в 1938 году и Г.А. Муриным в 1948 году (рисунок 3.7). При развитом турбулентном движении коэффициенты  $\lambda$  совпадали. Абсолютная шероховатость, найденная из рассмотренного условия по формуле  $\Delta = \bar{\Delta} d$ , называется эквивалентной шероховатостью. Она обычно приводится в справочниках (приложение 7).

Поскольку результаты исследований Кольбрука и Мурина практически совпадают, то достаточно рассмотреть график Мурина (приложение 8).

I. Зона ламинарного режима движения, (на графике Г.А. Мурина не показана);  $0 < Re < 2\ 300$ . Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент  $\lambda$  не зависит от шероховатости стенок и определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64 / Re. \quad (3.18)$$

II. Зона переходного режима движения (на графике Г.А. Мурина не показана);  $2\ 300 < Re < 4\ 000$ .

Выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости.

В данной зоне при одном и том же числе  $Re$  в условиях эксплуатации технических труб режим движения жидкости переходит от ламинарного к турбулентному и обратно без видимых изменений условий эксплуатации. Зависимость коэффициента  $\lambda$  от числа  $Re$  и шероховатости стенок становится неопределенной; расход, скорость и другие параметры потока меняются во времени. Поэтому поток при таком режиме движения является неустановившимся и мало пригодным для использования в технике, особенно в системах управления и автоматики.

Для установившегося турбулентного режима движения существуют еще три зоны сопротивления.



III. Зона гладкостенного сопротивления (гидравлически гладких труб)  
 $4\,000 < Re < 10/\bar{\Delta}$ .

Режим движения в середине потока турбулентный, но выступы шероховатости еще покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости у стенок и инерционными сопротивлениями в ядре потока. Коэффициент  $\lambda$  зависит только от величины критерия  $Re$ . Потери напора пропорциональны  $v^{1,75}$ .

IV. Зона неразвитого турбулентного режима движения, или доквадратичного сопротивления (в технических трубах при неравномерной шероховатости) потери напора пропорциональны  $v^m$ , где  $1,75 < m < 2$ ,  $10/\bar{\Delta} < Re < 500/\bar{\Delta}$ .

Толщина ламинарного слоя становится меньше выступов шероховатости, поэтому за ними образуются местные вихри. Это существенно увеличивает роль инерционных сопротивлений. Коэффициент  $\lambda$  в этой зоне зависит не только от числа  $Re$ , но и от шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения, или квадратичного сопротивления (потери напора пропорциональны  $v^2$ )  $Re > 500/\bar{\Delta}$ .

Ламинарный пристенный слой практически исчезает, вихри заполняют все впадины между выступами. Сопротивление движению определяется в основном инерционными силами. Коэффициент  $\lambda$  зависит только от шероховатости.

Для вычисления коэффициента  $\lambda$  предложен целый ряд формул, многие из которых имеют сложную структуру. Их применимость ограничена соответствующим диапазоном чисел  $Re$ .

Например, для режимов, имеющих место в трубопроводах систем водоснабжения, СНиП 2.04.02.84 рекомендуется формула, которая для неновых стальных и чугунных труб без внутреннего защитного покрытия или с битумным защитным покрытием может быть приведена к виду

$$\lambda = A \left( \frac{1 + c/x}{d} \right)^M, \quad (3.19)$$

где  $v$  — средняя скорость движения воды, м/с;

$d$  — диаметр трубы, м;

$A, c, m$  — величины, определяемые в зависимости от скорости  $v$  из таблицы 3.10. В этой таблице величина  $c$  дана для воды при температуре  $10\text{ }^\circ\text{C}$ . ( $\nu = 1,3 \times 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ).

Таблица 3.10

$v, \text{ м/с}$	$A$	$c$	$m$
$< 1,2$	0,017 9	0,867	0,3
$> 1,2$	0,021	0	0,3

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой:

- а) определить и записать сведения об установке;
- б) показать на схеме принятую на данной установке для рабочего участка трубопровода плоскость сравнения, его длину  $l$ , направление движения жидкости;
- в) изучить порядок снятия отсчетов и место их записи в таблице.

2. Запустить установку, вывести ее на рабочий режим и, убедившись, что он установился (показания пьезометров не меняются, уровень воды в напорном баке поддерживается постоянным), измерить и записать в таблицу 3.11:

- а) показания пьезометров в начальном и конечном сечениях (потенциальный напор  $H_{\text{п}} = z + p/\gamma$ );
- б) показания пьезометров  $\nabla_1$  и  $\nabla_2$  расходомера;
- в) температуру воды  $t, \text{ }^\circ\text{C}$ .

3. Определить и записать в таблицу 3.11:

- а) расход воды  $Q$  (по тарифовочному графику);
- б) потери напора на исследуемом участке по формуле (3.14);
- в) среднюю скорость  $v$  с помощью уравнения неразрывности  $Q = vS$ ;
- г) скоростной напор  $v^2/2g$ ;
- д) опытную величину коэффициента гидравлического трения  $\lambda_{\text{оп}}$  с помощью формулы Дарси–Вейсбаха (3.15);

- е) значение критерия Рейнольдса по формуле (3.7), где коэффициент кинематической вязкости  $\nu$  определить по приложению 4 в соответствии с замеренной температурой воды  $t$ , °C;
- ж) относительную гладкость  $d/\Delta_{\text{спр}}$  (величину абсолютной эквивалентной шероховатости  $\Delta_{\text{спр}}$  взять по справочным данным (приложение 7));
- з) справочное значение коэффициента гидравлического трения  $\lambda_{\text{спр}}$ , (с помощью графика Мурина и формулы СНиП 2.04.02.84) (приложение 8);
- и) на графике Мурина нанести точку, координаты которой найдены из опыта  $Re$  и  $\lambda_{\text{оп}}$ , определить для данных опыта относительную гладкость  $(d/\Delta)_{\text{оп}}$  и вычислить соответствующую абсолютную эквивалентную шероховатость  $\Delta_{\text{оп}}$ ;
- к) найденную из опыта абсолютную эквивалентную шероховатость  $\Delta_{\text{оп}}$  сравнить со справочными данными (приложение 7) и установить соответствующий характер граничной поверхности изучаемой трубы;
- л) модуль расхода  $K$  — по формуле:

$$Q = K \sqrt{i}, \quad (3.20)$$

м) модуль расхода  $K$  — по справочным данным (приложение 9).

4. Показать на схеме для начального и конечного сечений составляющие уравнения Бернулли.

Сведения об установке, результаты измерений и расчетов

Трубопровод: цвет \_\_\_\_\_, материал \_\_\_\_\_,  $\Delta_{\text{спр}} =$  \_\_\_\_\_,  $l =$  \_\_\_\_\_,  $d =$  \_\_\_\_\_,  $S =$  \_\_\_\_\_,  $R =$  \_\_\_\_\_,  $d/\Delta_{\text{спр}} =$  \_\_\_\_\_, расходомер \_\_\_\_\_, характер граничной поверхности \_\_\_\_\_.

Таблица 3.11

$H_{\text{п1}}$	$H_{\text{п2}}$	$h$	$\frac{x^2}{2g}$	$\lambda_{\text{оп}}$	$\lambda_{\text{спр}}$ по графику	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)_{\text{оп}}$	$\Delta_{\text{оп}}$
$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\Delta H_{\text{п}}$	$Q$	$\nu$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\nu$	$Re$
$K$ (3.20)	$K_{\text{спр}}$	$A$	$c$	$M$	$\lambda_{\text{спр}}$ по СНиП		

### 3.4 Лабораторное занятие «Местные сопротивления»

#### Основные сведения

Местные сопротивления — относительно короткие участки русла, в которых происходит значительное изменение эпюры скоростей потока и ее последующее восстановление до формы, соответствующей равномерному движению (расширяющиеся и сужающиеся участки трубопровода — диффузоры и конфузоры, повороты в виде колен и отводов, диафрагмы, задвижки, краны, вентили, дроссельные заслонки, клапаны и т. п.).

На этих участках русла увеличиваются градиенты местных скоростей, образуются вихревые зоны, увеличивается интенсивность перемешивания масс жидкости. В результате возрастают вязкостные и инерционные силы сопротивления, препятствующие движению жидкости.

Силы вязкости (трения) оказывают стабилизирующее действие на поток и тем самым приводят к восстановлению нарушенной в местном сопротивлении эпюры скоростей до состояния, соответствующего равномерному движению. Все эти процессы увеличивают долю механической энергии потока, переходящей в теплоту. Эту часть принято называть местной потерей энергии. Дополнительная доля потерь механической энергии потока, возникающей в местном сопротивлении, отнесенная к единице веса жидкости, называется местной потерей напора.

Местная потеря напора  $h_m$  определяется как разность между полной потерей напора в местном сопротивлении  $h$  и потерей напора по длине  $h_d$ , которая получается здесь при равномерном движении жидкости:

$$h_m = h - h_d. \quad (3.21)$$

Таким образом, принято рассматривать местные потери напора как дополнительные к потерям по длине.

При графическом построении местная потеря напора показывается в характерном сечении местного сопротивления (сечение  $X$  на рисунке 3.7) вертикальным отрезком соответствующей длины.

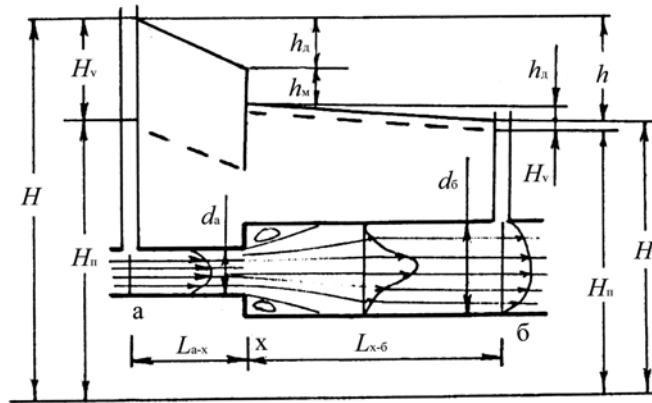


Рисунок 3.7 — Графическое изображение местной потери напора

Местная потеря напора вычисляется по формуле:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (3.22)$$

где  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь напора);

$v$  — средняя скорость потока, которая обычно берется в сечении после сопротивления.

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяются на основании опытных данных с помощью формул (3.21) и (3.22).

Полная потеря напора  $H$  находится из уравнения Бернулли:

$$H_a = H_б + h, \quad (3.23)$$

где  $H_a, H_б$  — полные напоры в начальном и конечном сечениях данного сопротивления.

Потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, можно определить по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (3.24)$$

В данном случае коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  находится по справочным данным (например, по графику Г.А. Мурина), а значения остальных параметров — по данным эксперимента.

Более точно потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, находятся с помощью опыта. Для этого на участке трубопровода с равномерным движением, т. е. не имеющем местного сопротивления, определяется гидравлический уклон:

$$i = \frac{h_p}{l_p}, \quad (3.25)$$

где  $h_p = \Delta H_n$  — потеря напора по длине, определяемая по показаниям пьезометров участка установки без местного сопротивления, имеющего диаметр и шероховатость стенок, как и во входящей в местное сопротивление части русла (рисунок 3.7);

$l_p$  — длина соответствующего участка равномерного потока.

Затем вычисляются потери напора по длине на участке трубопровода, входящей в местное сопротивление:

$$h_d = il, \quad (3.26)$$

где  $l$  — длина участка трубопровода постоянного диаметра, входящего в местное сопротивление.

### Порядок выполнения работы

1. В начале занятий ознакомиться с лабораторной установкой:

- а) начертить, соблюдая основные пропорции, принципиальную схему сопротивления (пьезометры для наглядности разместить на вертикалях, проходящих через соответствующее сечение, рисунок 3.7);
- б) показать на схеме диаметры  $d_a$ ,  $d_b$  используемых участков трубопровода, расстояния  $l$  от характерного или среднего сечения местного сопротивле-

- ния (сечения  $X$ ) до ближайших сечений с пьезометрами, а по варианту Б — также длину и диаметр участков с равномерным потоком, имеющих такие же диаметры, что и в сечениях местного сопротивления;
- в) показать на схеме плоскость сравнения (она проходит через нулевую линию шкалы пьезометров) и направление движения жидкости;
  - г) записать в таблицы номера начального и конечного сечений заданного сопротивления, диаметры этих сечений и их расстояние от характерного сечения  $X$ , номера пьезометров расходомера; по варианту Б записать также номера сечений и длину участков с равномерным потоком;
  - д) уточнить порядок взятия отсчетов по пьезометрам, место их записи в таблицах и доложить об этом преподавателю; предъявить также составленную схему сопротивления по заданному варианту и получить разрешение на запуск установки.

2. Запустить установку, вывести ее на рабочий режим, и, убедившись, что он установился (уровень воды в баке и показания пьезометров остаются постоянными), измерить и записать в таблицы 3.12, 3.13 и 3.15:

- а) показания пьезометров (потенциальные напоры  $H_{\text{п}} = z + p/\gamma$ ) в начальном и конечном сечениях заданного местного сопротивления; по варианту Б — также показания пьезометров в начальном и конечном сечениях используемых участков с равномерным потоком;
- б) показания пьезометров расходомера;
- в) температуру воды  $t$ , °С.

3. Для определения полной потери напора в местном сопротивлении найти и записать в таблицы 3.12, 3.13, 3.14 и 3.15:

- а) разность показаний пьезометров расходомера  $\Delta H_{\text{п}}$ ;
- б) расход воды  $Q$  (по тарировочному графику);
- в) среднюю скорость  $v$  в начальном и конечном сечениях местного сопротивления с помощью уравнения неразрывности:

$$Q = vS,$$

где  $S$  — площадь поперечного сечения потока;

г) число Рейнольдса для обоих сечений:

$$Re = v d/\nu,$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;

д) скоростные напоры  $H_v = \alpha v^2/2g$ , где коэффициент кинетической энергии  $\alpha$  взять по справочным данным в зависимости от режима движения жидкости, т. е. от  $Re$ ;

е) полные напоры в сечениях  $H = H_{\Pi} + H_v = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$ ;

ж) полную потерю  $h$  в заданном местном сопротивлении из уравнения Бернулли (3.23).

4. Для определения потерь напора по длине в местном сопротивлении найти и записать в таблицы 3.14 и 3.15:

Вариант А:

- а) скоростной напор  $v^2/2g$ , вычисленный по средней скорости;
- б) число Рейнольдса из таблицы 3.12;
- в) абсолютную эквивалентную шероховатость  $\Delta$  по приложению 4;
- г) относительную гладкость  $d/\Delta$  или соответствующую ей относительную шероховатость  $\bar{\Delta} = \Delta/d$ ;
- д) коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  с помощью графика Г.А. Мурина (приложение 8);
- е) потери напора по длине  $h_d$  на участках русла, входящих в местное сопротивление, по формуле Дарси–Вейсбаха (3.24) и сумму этих потерь  $\Sigma h_d$ .

Вариант Б:

- а) потери напора  $h_p$  на участках равномерного потока согласно пояснению к формуле (3.25);
- б) гидравлический уклон на участках равномерного потока по формуле (3.25);
- в) потери напора по длине  $h_d$  на участках русла, входящих в местное сопротивление, по формуле (3.26) и сумму этих потерь.

5. Определить и записать в таблицу 3.12 для заданного местного сопротивления:



- а) местную потерю напора  $h_m = h - h_d$ ;
- б) скоростной напор  $v^2/2g$ , вычисленный по средней скорости в конечном сечении местного сопротивления;
- в) опытное значение коэффициента местного сопротивления с помощью формулы (3.22);
- г) справочное значение коэффициента местного сопротивления по приложению 10.

Таблица 3.12

Сопротивление (цвет, вид, вариант)	Сечение	$d$	$S$	$H_{\text{п}}$	$v$	$t$	$v$	Re	$H_v$	$H$	$h$	$h_m$	$\frac{x^2}{2g}$	$\zeta$	
														оп	спр

Таблица 3.13

Расходомер _____ (название)			
$\nabla_1$	$\nabla_2$	$\Delta H_{\text{п}}$	$Q$

Таблица 3.14 (вариант А)

Участок местного сопротивления	$d$	$l$	$\frac{x^2}{2g}$	Re	$\Delta$	$\bar{\Delta}, \frac{d}{\Delta}$	$\lambda$	$h_d$	$\Sigma h_d$
– x									
x –									

Таблица 3.15 (вариант Б)

Участок равномерного потока	$d$	$l_p$	Сечение	$H_{\text{п}}$	$h_p$	$i$	Участок местного сопротивления	$d$	$l$	$h_d$	$\Sigma h_d$
							– x				
							x –				

### 3.5 Практическое занятие «Расчет короткого трубопровода»

#### Основные сведения

Коротким называется трубопровод, при расчете которого учитываются особенности местных потерь напора в каждом конкретном сопротивлении, а уравнение Бернулли применяется в канонической форме. Это целесообразно делать в случаях, когда доля местных потерь напора велика. Поэтому практически трубопровод считается коротким, если в нем местные потери напора превышают 10 % от потерь напора по длине.

Имеются три основных типа задач при гидравлическом расчете коротких трубопроводов.

1. Определение напора (давления) в начале потока и (или) в других его сечениях при заданном расходе и известных геометрических размерах установки.
2. Определение расхода при заданных геометрических размерах установки и известном действующем напоре.
3. Определение длины или диаметра трубопровода при заданных значениях расхода, напора и геометрической схемы установки.

В некоторых случаях, например, для определения давления, может возникнуть также вопрос о распределении напоров вдоль потока. Наиболее наглядно такое распределение, представляется в графической форме. Графики, показывающие величину полного  $H$ , потенциального  $H_{\text{п}} = z + p/\gamma$  и геометрического  $z$  напора в каждом сечении потока, соответственно называется напорной  $H = f_1(L)$ , пьезометрической  $H_{\text{п}} = f_2(L)$  и геометрической  $z = f_3(L)$  линиями.

#### Основные расчетные зависимости и параметры

1. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\sigma_1 x_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\sigma_2 x_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (3.27)$$

или в сокращенной форме

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}, \quad (3.27, a)$$

где  $z_1, z_2$  — геометрические напоры, соответственно в сечениях 1 и 2. Геометрический напор отсчитывается расстоянием по вертикали от плоскости сравнения до центра тяжести рассматриваемого сечения;

$\frac{p_1}{\gamma}, \frac{p_2}{\gamma}$  — пьезометрические напоры в соответствующих сечениях;

$z + \frac{p}{\gamma} = H_{\Pi}$  — потенциальный напор в рассматриваемом сечении;

$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H_{\Pi} + H_v$  — полный напор в данном сечении;

$h_{1-2}$  — потери напора на участке потока между сечениями 1 и 2;

$p$  — давление в центре тяжести рассматриваемого сечения;

$v$  — средняя скорость потока в соответствующем сечении;

$\alpha$  — коэффициент кинетической энергии (Кореолиса), зависит от формы эпюры скоростей. Для круглых труб при ламинарном режиме  $\alpha = 2$ , при турбулентном —  $\alpha = 1,1$ .

2. Уравнение неразрывности (постоянства расхода) для жидкостей и газов, сжимаемостью которых в данном процессе можно пренебречь:

$$Q = vS = \text{const}, \text{ (вдоль потока)} \quad (3.28)$$

где  $Q$  — расход потока жидкости;

$S$  — площадь поперечного сечения потока.

3. Формулы для определения потерь напора и давления:

а) по длине потока:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.29)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;

$l$  — длина участка русла, на котором определяются потери напора;

$d$  — диаметр трубопровода; если русло некруглое, то вместо  $d$  принимают величину, равную четырем гидравлическим радиусам, то есть  $d = 4R$ .

б) в местных сопротивлениях:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (3.30)$$

где  $\zeta$  — коэффициент гидравлического сопротивления.

4. Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (3.31)$$

где  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости.

5. Относительная гладкость:

$$\frac{d}{\Delta}, \quad (3.32)$$

где  $\Delta$  — абсолютная эквивалентная шероховатость.

### Пример расчета

Для схемы трубопровода, представленной на рисунке 3.8, определить расход воды, построить напорную и пьезометрическую линии. Уровень воды в баке поддерживается постоянным, ее температура 20 °С.

Даны все геометрические размеры системы:  $l = 1,2$  м,  $d = 36$  мм,  $S = 10,2$  см<sup>2</sup>,  $B = 3,1$  м. Трубы стальные после нескольких лет эксплуатации. Угол поворота крана 10,4°.

Порядок расчета.

1. Составляется расчетная схема (модель) (рисунок 3.8) и определяются гидравлические параметры, характеризующие материал труб и жидкость.

В рассматриваемом примере абсолютная (эквивалентная) шероховатость стальных труб после нескольких лет эксплуатации  $\Delta = 0,19$  мм, удель-

ный вес воды  $\gamma = 9,81 \text{ кН/м}^3$  (приложение 1), кинематический коэффициент вязкости воды при температуре  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$  (приложение 4).

2. На схеме намечаются расчетные сечения: на границах потока и вблизи от местных сопротивлений (в рассматриваемом случае сечения 1–5). Через центр тяжести наиболее низкорасположенного сечения, из намеченных, проводится плоскость сравнения 0–0.

Это делает значение  $z$  положительным или равным 0. На схеме указываются соответствующие величины  $z$ .

3. Составляется уравнение Бернулли (3.27) для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае для сечений 1 и 5).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\sigma_1 x_1^2}{2g} = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\sigma_5 x_5^2}{2g} + h_{1-5},$$

$$H_d = \left( z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\sigma_1 x_1^2}{2g} \right) - \left( z_5 + \frac{p_5}{\gamma} \right) \text{ — называют действующим напором.}$$

Здесь  $z_1 = B = 3,1 \text{ м}$ ,  $p_1 = p_{\text{атм(изб)}} = 0$ , так как площадь поверхности воды в баке намного превышает площадь поперечного сечения трубопровода, то из уравнения неразрывности  $p_1$  принято избыточное, то и  $p_5$  необходимо принимать, также избыточное.

Давление в струе жидкости равно давлению в окружающей среде, соответственно в нашем примере  $p_5 = p_{\text{атм(изб)}} = 0$ . Подставляя эти данные в выражения для действующего напора, получим

$$H_d = (3,1 + 0 + 0) - (0 + 0) = 3,1 \text{ м.}$$

Общие потери напора в системе равны сумме потерь напора на каждом участке

$$h_{1-5} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5},$$

где  $h_{1-2}$  — местные потери напора на входе в трубу;

$h_{2-3}$  — потери напора по длине  $l/2$  на участке между баком и краном;

$h_{3-4}$  — местные потери напора в кране;

$h_{4-5}$  — потери напора по длине  $l/2$  на участке за краном.

Соответственно преобразуем исходные уравнения:

$$H_d = \frac{\zeta_5 x_5^2}{2g} + \zeta_{1-2} \frac{x_2^2}{2g} + \lambda_{2-3} \frac{l}{d} \times \frac{x_3^2}{2g} + \zeta_{3-4} \frac{x_4^2}{2g} + \lambda_{4-5} \frac{l}{d} \times \frac{x_5^2}{2g},$$

где  $\zeta_{1-2}$  — коэффициент местного сопротивления участка 1–2 (вход в трубу);

$\lambda_{2-3}$  — коэффициент гидравлического трения трубопровода на участке 2–3;

$\zeta_{3-4}$  — коэффициент местного сопротивления участка 3–4 (кран);

$\lambda_{4-5}$  — коэффициент гидравлического трения трубопровода на участке 4–5.

Умножаются обе части уравнения на  $2g$  и в общем случае выносятся за скобки  $x_5^2$ , а отношение скоростей изменяется с помощью уравнения неразрывности отношением площадей.

В данном примере трубопровод на обоих участках одинаковый, поэтому и скорости во всех сечениях трубопровода будут также одинаковы. Одинаковы будут коэффициенты гидравлического трения и соответственно потери напора на участках 2–3 и 4–5, поэтому в дальнейшем соответствующие величины будем записывать без индексов.

Таким образом, расчетное уравнение примет вид

$$2gH_d = x^2 \left( \zeta + \zeta_{1-2} + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{3-4} \right).$$

В данном уравнении неизвестными величинами являются скорость, а также все зависящие от нее коэффициенты:  $\alpha$ ,  $\zeta$ ,  $\lambda$ . Зависимость данных коэффициентов от скорости сложная, поэтому рассматриваемое уравнение решается подбором:

- а) намечается предварительно режим движения — в рассматриваемом случае движение характеризуется достаточно большим действующим напором и маловязкой жидкостью. Это позволяет предположить развитый турбулентный режим движения;
- б) определяются в первом приближении все коэффициенты; для принятого режима  $\alpha = 1,1$ ;  $\zeta_{1-2} = 0,5$ ,  $\zeta_{3-4} = 0,35$  (приложение 10),  $\lambda = 0,031$  (по графи-

ку Мурина для участка линии, у которой  $\frac{d}{\Delta} = \frac{35\text{мм}}{0,19\text{мм}} = 189$ , расположенного в зоне развитого движения, зона V (приложение 8).

в) в расчетное уравнение подставляются найденные коэффициенты, а также остальные известные величины и определяется скорость в первом приближении:

$$x = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 3,1}{1,1 + 0,5 + 2 \times 0,031 \frac{1,2}{0,036} + 0,35}} = 3,89 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

г) по найденной скорости вычисляется число Рейнольдса, уточняется режим движения, и определяются коэффициенты во втором приближении для всех участков трубопровода:

$$\text{Re} = \frac{xd}{\nu} = \frac{389 \times 3,6}{0,01} = 1,4 \times 10^5.$$

Соответственно из графика Мурина следует, что  $\lambda = 0,031$ . То есть в данном примере величина коэффициента  $\lambda$  осталась без изменения. Это показывает, что режим движения выбран правильно и все остальные коэффициенты также не изменяются. Следовательно, дальнейших уточнений не требуется.

4. Определяется с помощью уравнения неразрывности (3.28) расход воды:

$$Q = xS = 389 \times 10,2 = 3970 = 3,97 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

5. Вычисляются с помощью уравнения неразрывности средние скорости в остальных сечениях и скоростные напоры: соответственно по средней скорости и фактический.

В данном примере, как уже отмечалось, скорости во всех сечениях одинаковы  $v = 389 \text{ см/с}$ .

$$\frac{x^2}{2g} = \frac{389^2}{2 \times 980} = 77,2 \text{ см},$$

$$\frac{\sigma x^2}{2g} = 1,1 \times 77,2 = 84,9 \text{ см}.$$

6. Находятся потери напора на каждом участке трубопровода:

$$h_{1-2} = \xi_{1-2} \frac{x^2}{2g} = 0,5 \times 77,2 = 38,6 \text{ см},$$

$$h_{2-3} = \lambda \frac{l}{d} \frac{x}{2g} = 0,031 \times \frac{120}{3,6} \times 77,2 = 79,8 \text{ см},$$

$$h_{3-4} = \xi_{3-4} \frac{x}{2g} = 0,35 \times 77,2 = 27,0 \text{ см},$$

$$h_{4-5} = h_{2-3} = 79,8 \text{ см}.$$

7. Определяются с помощью уравнения Бернулли (таблица 3.16) полные напоры во всех расчетных сечениях, начиная с последнего:

$$H_5 = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha_5 x_5^2}{2g} = 0 + 0 + 84,9 \text{ см},$$

$$H_4 = H_5 + h_{4-5} = 84,9 + 79,8 = 164,7 \text{ см},$$

$$H_3 = H_4 + h_{3-4} = 164,7 + 27,0 = 191,7 \text{ см},$$

$$H_2 = H_3 + h_{2-3} = 191,7 + 79,8 = 271,5 \text{ см},$$

$$H_1 = H_2 + h_{1-2} = 271,5 + 38,6 = 310,1 \text{ см}.$$

В то же время

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 x_1^2}{2g} = 310 + 0 = 310 \text{ см}.$$

Ошибка определения  $H_1$  равна 0,1 см, то есть меньше 1 %, что вполне допустимо в инженерных расчетах.

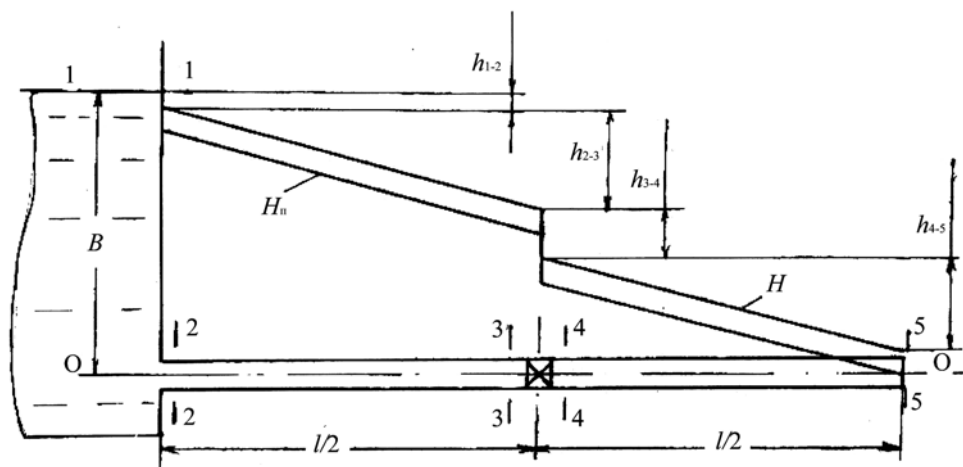


Рисунок 3.8 — Короткий трубопровод



8. Вычисляются потенциальные напоры: в начальном и конечном сечениях по формуле:

$$H_{\text{п}} = z + \frac{p}{\Gamma},$$

а в остальных — по соотношению

$$H_{\text{п}} = H - \frac{\alpha x^2}{2g},$$

например,

$$H_{\text{п5}} = H_4 - \frac{\alpha_4 x_4^2}{2g},$$

$$H_{\text{п4}} = H_4 - \frac{\alpha x_4^2}{2g} = 164,7 - 84,9 = 79,8 \text{ см.}$$

Результаты определения потенциальных напоров в остальных сечениях приведены в таблице 3.16.

9. Находятся пьезометрические напоры в промежуточных сечениях по формуле:

$$\frac{p}{\Gamma} = H_{\text{п}} - z,$$

например,

$$\frac{p_4}{\Gamma} = H_{\text{п4}} - z_4 = 79,8 - 0 = 79,8 \text{ см.}$$

Остальные значения приведены в итоговой таблице 3.16.

Таблица 3.16 — Результаты определения напоров в трубопроводе

Сечение	$z$ , см	$p/\gamma$ , см	$H_{\text{п}}$ , см	$\frac{\alpha x^2}{2g}$ , см	$H$ , см	$L^*$ , см	$h$ , см
1	310	0	310	0	310	—	38,6
2	0	186,6	186,6	84,9	271,5	0	79,8
3	0	106,8	106,8	84,9	191,7	1,2	27,0
4	0	79,8	79,8	164,9	164,7	1,2	79,8
5	0	0	0	84,9	84,9	2,4	

$L^*$  — расстояние до рассматриваемого сечения от начала трубопровода.

10. По данным таблицы 3.16 строятся напорная, пьезометрическая и геометрическая линии (рисунок 3.8). При этом шаг шкалы может быть при-

нят таким, чтобы 1 см длины шкалы составлял  $(1, 2 \text{ или } 5)10^n$  величины, откладываемой на соответствующей оси ( $n$  — любое целое число).

### **3.6 Практическое занятие** **«Расчет разомкнутой водопроводной сети** **сельскохозяйственного водоснабжения»**

#### **Основные сведения**

Сельскохозяйственные водопроводы в настоящее время обычно имеет разветвленную тупиковую сеть наружных трубопроводов. Кольцевые сети пока еще применяются реже.

Местные потери напора в водопроводах малы (не превышают 10 % от потерь напора по длине), поэтому их гидравлический расчет ведется по правилам длинных трубопроводов.

Расчет основан на применении уравнения Бернулли:

$$H_n = H_k + h_{n-k}, \quad (3.33)$$

где  $H_n$  — действующий напор в начале рассматриваемого участка трубопровода;

$H_k$  — действующий напор в конце данного участка трубопровода;

$h_{n-k}$  — общие потери напора (по длине и местные) на данном участке Н–К.

При расчете длинных трубопроводов, предназначенных для водоснабжения, потенциальный напор  $H_n = z + p/\gamma$  определяется из зависимости, вытекающей из схемы (рисунок 3.9):

$$H_n = \nabla + H_{св}, \quad (3.34)$$

где  $\nabla$  — геодезическая отметка местности в рассматриваемом узле, представляющая собой высоту местности над плоскостью сравнения 0–0 (рисунок 3.9). Если за плоскость сравнения принимается средний уровень Балтийского моря, то отметки называются абсолютными; если другой уровень, то отметки называются условными;

$H_{св}$  — действующий свободный напор в данном узле (удельная энергия давления  $p/\gamma$ , отсчитываемая от поверхности земли (рисунок 3.9).

Скоростной напор при расчетах не учитывается вследствие его малости по сравнению с потенциальным, поэтому действующий напор  $H$  в каждом узле выражается соотношением (рисунок 3.9):

$$H = \nabla + H_{св}, \quad (3.35)$$

Такой метод определения напоров для уравнения Бернулли позволяет исключить из расчетов глубину укладки трубопровода под землей. Эта глубина в природных условиях Беларуси может изменяться в широких пределах.

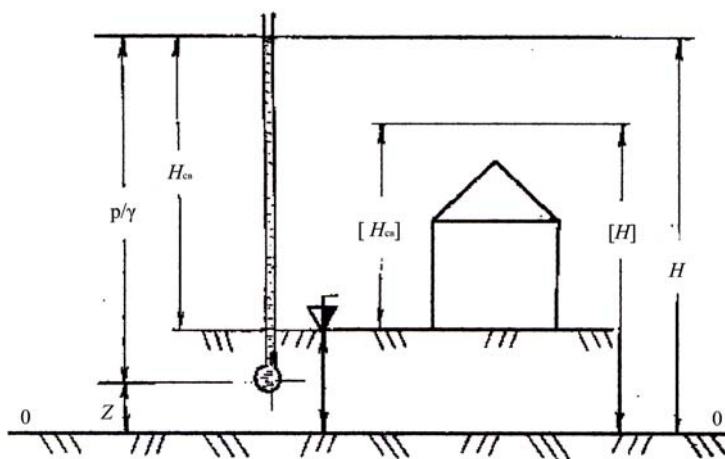


Рисунок 3.9 — Напоры

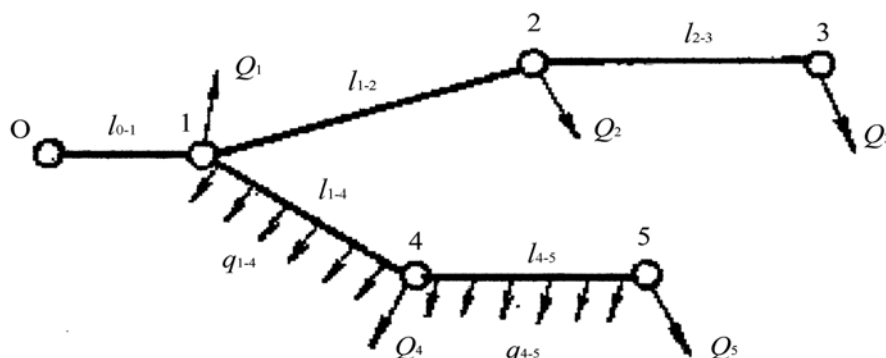


Рисунок 3.10 — Схема водопроводной сети

Потери напора  $h$  при расчете длинных трубопроводов вычисляются по формуле:

$$h = j_{\beta} \frac{Q^2}{K^2} l, \quad (3.36)$$

где  $Q$  — расчетный расход на рассматриваемом участке трубопровода;

$K$  — модуль расхода (в справочниках обычно приводится  $K^2$  или удельное сопротивление  $A = 1/K^2$ );

$l$  — длина рассматриваемого участка трубопровода;

$\beta$  — коэффициент, учитывающий отличие скорости в трубопроводе от той, для которой составлены таблицы  $K^2$  или  $A$ ;

$j$  — коэффициент, учитывающий местные потери напора. По СНиП 2.04.02–84  $j = 1,1-1,2$ .

Напор в трубопроводах, который создается башней или насосом, должен быть таким, чтобы все технические устройства водопотребителей (автпоилки, водоразборные колонки, вентили и т. п.) работали нормально, т. е. обеспечивали подачу нужного расхода воды.

Наименьший напор, при котором обеспечивается нормальная работа технических устройств водопотребителей, называется необходимым напором  $[H]$ .

В справочниках приводится необходимый свободный напор  $[H_{св}]$ , который представляет собой удельную энергию давления  $p/\gamma$ , отсчитываемую от поверхности земли, необходимую для нормальной работы, соответствующих технических устройств водопотребителей. Необходимый свободный напор учитывает высоту расположения устройств над поверхностью земли, а также потерю напора в них и во внутренних трубопроводах.

Необходимый напор определяется по формуле (3.34), принимающей вид:

$$[H] = \nabla + [H_{св}]. \quad (3.37)$$

Из выше сказанного следует, что для нормальной работы технических устройств водопотребителей необходимо, чтобы во всех узлах сети выполнялось условие:

$$H \geq [H]. \quad (3.38)$$

Наиболее экономичным является решение, когда напор, создаваемый водонапорной башней или насосами и уменьшающийся из-за гидравлических сопротивлений по мере продвижения по трубам, будет обеспечивать равенство действующего и необходимого напоров по крайней мере в одном узле. Этот узел называется диктующей точкой. Таким образом, для диктующей точки выполняется условие:

$$H = [H], \quad (3.39)$$

а в других узлах сети действующий напор больше необходимого, т.е.

$$H \geq [H]. \quad (3.40)$$

Участок водопроводной сети от начала (от водонапорной башни) до диктующей точки называется главным направлением. Участки сети, отходящие от главного направления, называются отводами.

Исходными данными при расчете наружных трубопроводов систем водоснабжения (в том числе и сельскохозяйственных) являются следующие.

1. Схема сети (рисунок 3.10).
2. Путьевые  $Q_{п}$  и узловые  $Q$  расходы, которые определяются в зависимости от количества и вида потребителей. Путьевой расход характеризует отбор воды из многих сечений (точек) участка трубопровода, а узловой — только из одного сечения (точки).

В некоторых случаях вместо путьевого известной величиной является удельный расход  $q$ , который представляет собой расход, идущий потребителю с одного погонного метра трубопровода.

Удельный и путьевой расход на участке длиной  $l$  связаны между собой соотношением:

$$Q = ql. \quad (3.41)$$

3. Высотное положение  $\nabla$  узловых точек и длина трубопроводов между ними, которые находятся в соответствии с планом местности и схемой сети.

4. Необходимый свободный напор  $[H_{св}]$ , который как указывалось выше, определяется видом технических устройств водопотребителей и их высотным положением относительно поверхности земли.

В результате расчета водопроводной сети определяются диаметры трубопроводов, действующие напоры во всех узлах, высота водонапорной башни или напор насоса.

### Расчет главного направления

1. Определяются расчетные расходы на участках сети (рисунок 3.11) по формуле:

$$Q_p = Q_T + 0,5Q_{п}, \quad (3.42)$$

где  $Q_T$  — транзитный расход (проходит полностью до конца рассматриваемого участка трубопровода);

$Q_{п}$  — путевой расход на данном участке, вычисляемый по формуле (3.41);

0,5 — коэффициент, который приближенно отражает долю, путевого расхода, участвующего в создании потерь напора при вычислениях их по формуле (3.36).

Удобно вычислить сначала отдельно путевые, затем транзитные расходы, после чего легко определяются и расчетные расходы:

а) путевой расход на участке 1–4:  $Q_{п,1-4} = q_{1-4}l_{1-4}$ ;

на участке 4–5:  $Q_{п,4-5} = q_{4-5}l_{4-5}$ ;

б) транзитный расход на участке 0–1:

$$Q_{T,0-1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{п,1-4} + Q_{п,4-5};$$

на участке 1–2:  $Q_{T,1-2} = Q_2 + Q_3$ ;

на участке 2–3:  $Q_{T,2-3} = Q_3$ ;

на участке 1–4:  $Q_{T,1-4} = Q_4 + Q_5 + Q_{п,4-5}$ ;

на участке 4–5:  $Q_{T,4-5} = Q_5$ ;

в) расчетный расход на участке 0–1:  $Q_{p,0-1} = Q_{т,0-1}$ ;

на участке 1–2:  $Q_{p,1-2} = Q_{т,1-2}$ ;

на участке 2–3:  $Q_{p,2-3} = Q_{т,2-3}$ ;

на участке 1–4:  $Q_{p,3-4} = Q_{т,3-4} + 0,5Q_{п,3-4}$ ;

на участке 4–5:  $Q_{p,4-5} = Q_{т,4-5} + 0,5Q_{п,4-5}$ ;

2. Выбирается материал трубопроводов: в сельскохозяйственных водопроводных сетях чаще всего применяются асбестоцементные трубы, реже пластмассовые, чугунные или стальные.

По таблицам или графикам (рисунок 3.11), так называемых, экономических скоростей определяются экономически выгодные диаметры трубопроводов на участках сети в зависимости от расчетного расхода  $Q$ . Если известны только экономические скорости, то экономически наивыгоднейший диаметр труб определяется из уравнения неразрывности (3.28). Для выбранного материала трубопроводов принимается диаметр ближайший больший из имеющихся (приложение 9).

При экономических скоростях обеспечивается минимум общих затрат, на строительство напорно-регулирующих сооружений, водоводов и последующую их эксплуатацию.

3. Вычисляются потери напора по формуле (3.36) для каждого участка сети. Для чего при использовании формулы (3.36) в зависимости от выбранного материала и стандартного диаметра  $d$  труб находится квадрат модуля расхода  $K^2$  по приложению 9 или удельное сопротивление  $A$ . По уравнению неразрывности вычисляется средняя скорость движения воды на каждом участке сети и по приложению 11 определяется коэффициент  $\beta$ .

4. По формуле (3.37) находятся необходимые напоры в каждом узле.

5. Определяется напор в начале сети  $H_0$ , создающий в остальных узлах сети напор по условию (3.39).

Имеются разные методы определения  $H_0$ , из которых рассмотрим два.

1. Предполагается по очереди, что каждый из узлов сети условно является диктующей точкой, и с помощью уравнения Бернулли (3.33) определяется напор в начале сети, обеспечивающий нормальную работу потребителей в соответствующем узле, т. е. условие (3.40).

Применительно к схеме сети на рисунке 3.10 для направления 0–1, т. е. от начала сети до узла 1:

$$H_{0 \rightarrow 1} = [H]_1 + h_{0-1},$$

где  $H_{0-1}$  — действующий напор в начале сети (узел 0), при котором в узле 1 выполняется условие (3.40).

Для направления 0→2:  $H_{0 \rightarrow 2} = [H]_2 + h_{0-1} + h_{1-2}$ ;

$$0 \rightarrow 3: H_{0 \rightarrow 3} = [H]_3 + h_{0-1} + h_{1-2} + h_{2-3};$$

$$0 \rightarrow 4: H_{0 \rightarrow 4} = [H]_4 + h_{0-1} + h_{1-4};$$

$$0 \rightarrow 5: H_{0 \rightarrow 5} = [H]_5 + h_{0-1} + h_{1-4} + h_{4-5}.$$

Наибольшее из полученных пяти значений  $H_0$  будет искомым; конечный узел соответствующего направлению — диктующая точка; направление до нее от начала — главное.

Предположим, что в рассматриваемом примере напор  $H_{0 \rightarrow 2}$  наибольший. Следовательно, это напор будет обеспечивать выполнение условия (3.39) в узле 2 (диктующая точка) и условие (3.40) в остальных узлах сети; главное направление: 0–1–2 и два отвода: 1–4–5, а также 2–3.

2. В конечных узлах цепи принимается в соответствии с условием (3.39) напор, равный необходимому. Затем с помощью уравнения Бернулли (3.33) по очереди определяются действующие напоры в соседних узлах сети и сравниваются с необходимыми в тех же узлах, т. е. проверяется выполнение условия (3.39). Если это условие выполняется, то оставляется для дальнейшего расчета вычисленный действующий напор; в противном случае этот напор заменяется необходимым. Далее с помощью уравнения Бернулли (3.33) определяется действующий напор в очередном соседнем узле и т. д.



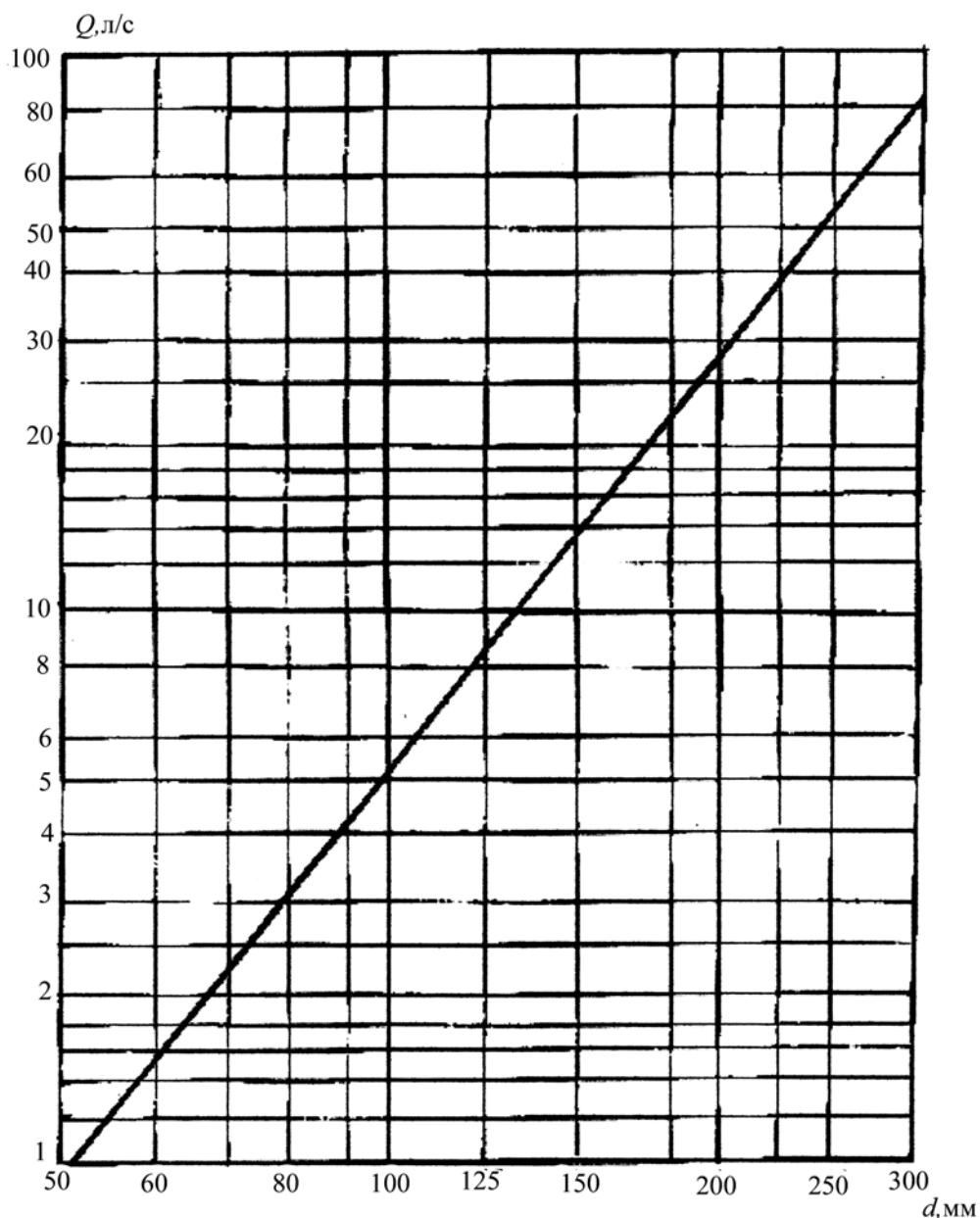


Рисунок 3.11 — График для ориентировочного определения экономически наиболее выгодного диаметра труб в сети, построенный согласно рекомендациям проф. В.Г.Лобачева при расчете на случай максимального хозяйственного водозабора

В точке разветвления сети сравниваются действующие напоры, вычисленные с разных направлений, и ее необходимый напор. В качестве действующего в точке разветвления принимается для последующего расчета напор, наибольший из указанных. Дальнейший расчет ведется аналогичным образом.

В результате находится напор в начале сети  $H_0$ , который обеспечивает выполнение условия (3.39) во всех узлах. Узел, в котором выполняется условие (3.39), является диктующей точкой, а участок сети от начала до диктующей точки — главное направление.

Применительно к схеме на рисунке 3.10 расчет, например, начнем с конечного узла 3.

Принимается  $H_3 = [H]$ , тогда согласно уравнению (3.33)

$$H_{2 \rightarrow 3} = [H]_3 + h_{2-3}.$$

Допустим, условие (3.39) не выполняется, таким образом  $H_{2 \rightarrow 3} < [H]_2$ , следовательно, для дальнейшего расчета принимается  $H_2 = [H]_2$  и составляется уравнение (3.33) для соседнего участка:

$$H_{1 \rightarrow 2} = [H]_2 + h_{1-2}.$$

Поскольку узел 1 является точкой разветвления направлений 1–2–3 и 1–4–5, то переходим к расчету напоров в узлах направления 1–4–5.

Принимаем  $H_5 = [H]_5$ , тогда  $H_{4 \rightarrow 5} < [H]_5 + h_{4-5}$ .

Предположим, что выполняется условие (3.40), т. е.  $H_{4 \rightarrow 5} > [H]_4$ , тогда

$$H_{1 \rightarrow 5} = H_{4 \rightarrow 5} + h_{1-4}.$$

Вспомним, что второй индекс «5» в обозначении напора  $H$  есть номер узла, в котором выполняется условие (3.38) на рассматриваемом направлении (1→5) сети. Допустим, что в точке разветвления 1  $H_{1 \rightarrow 2} > H_{1 \rightarrow 5} > [H]_1$ , следовательно, для дальнейшего расчета принимается наибольшая из этих трех величин, т. е.  $H_{1 \rightarrow 2}$ .

Для оставшегося в данной задаче начального участка 0–1:

$$H_{0 \rightarrow 2} = H_{1 \rightarrow 4} + h_{0-1}.$$

Напор  $H_{0 \rightarrow 2}$  обеспечивает выполнение условия (3.40) для всех узлов сети, а для узла 2 — условие (3.39). Следовательно, узел 2 является диктующей точкой, направление 0–1–2 — главное, а 1–4–5 и 2–3 — отводы.

Преимуществом второго метода является меньший объем вычислений, но требуется более глубокое представление о физических процессах, связанных с движением воды в трубопроводах.

5. Определяется расчетная высота водонапорной башни  $H_6$  (от поверхности земли до дна бака) из зависимости (3.34), принимающей вид

$$H_0 = \nabla_0 + H_6, \quad (3.43)$$

где  $H_0$  — действующий напор в начале сети (в месте установки башни).

6. Находятся действующие напоры в узлах главного направления. Для этого решается система уравнений Бернулли (3.33), записанных для всех участков главного направления. Известными величинами являются потери на участках и напор в начале сети.

В процессе расчетов проверяется выполнение условия (3.39) в диктующей точке и условия (3.40) в остальных узлах главного направления. Невыполнение этих условий свидетельствует об ошибке в расчетах. По найденным величинам строятся графики  $H = f_1(L)$ ,  $[H] = f_2(L)$ ,  $\nabla = f_3(L)$  для главного направления.

### Расчет отвода

Действующие напоры в узлах главного направления создают в узлах отводов избыток напора над необходимым. Поэтому в случаях, когда запас напора достаточно большой (допускаемые потери напора в отводе по крайней мере в 2–2,5 раза превышают потери, соответствующие экономичным скоростям) и отсутствуют ограничения, накладываемые, например, противопожарными требованиями, в отводах можно применить трубы меньших диаметров по сравнению с принятыми для экономических скоростей.

1. Определяются наибольшие допустимые потери напора в отводе — расчетный напор отвода  $h_p$  — из зависимости (3.33), принимающей вид

$$H_n = [H]_k + h_p, \quad (3.44)$$

где  $H_n$  — напор в начале отвода (действующий напор главного направления в точке ответвления);

$H_k$  — необходимый напор в конечном узле отвода.

2. Находится наибольший допустимый гидравлический уклон на участках отвода по формуле:

$$[i] = \frac{h_p}{\Sigma l}, \quad (3.45)$$

где  $\Sigma l$  — общая длина трубопроводов в отводе.

3. С помощью формулы (3.36) вычисляется наименьшее допустимое значение квадрата модуля расхода  $[K^2]$  (наибольшее значение удельного сопротивления  $[A]$ ) для каждого участка отвода. В данном расчете принимают  $\beta=1$ ,  $h/l = [i]$ .

4. По таблицам в зависимости от выбранного материала труб и величины  $K^2$  (приложение 9) или  $[A]$  определяется ближайшее значение  $K^2$  или  $A$  и соответствующий им стандартный диаметр  $d$ , но не больше величины  $d$  и  $K^2$  принятых ранее для экономических скоростей.

5. Для участков отвода, на которых изменились диаметры трубопроводов и соответственно  $K^2$  или  $A$ , определяются скорости движения воды с помощью формулы (3.28), коэффициенты  $\beta$  из приложения 11 вычисляются по потери напора по формуле (3.36).

6. Находятся действующие напоры в узлах отвода. Для этого решается система уравнений Бернулли (3.33), записанных для всех участков рассматриваемого отвода. Известными величинами являются потери напора на участках и напор в начале отвода  $H_{п.}$ . В процессе расчетов проверяется выполнение условия (3.39) в узлах отвода.

7. Если условие (3.39) не выполняется в каком-либо узле, то на участках перед ним диаметры трубопроводов увеличиваются до ближайшего значения, как указано в пункте 4. После этого повторяются расчеты, предусмотренные в пунктах 5, 6.

8. По найденным значениям строятся соответствующие графики для отводов.

## Пример расчета

Исходные данные и содержание задания.

Таблица 3.17 — Исходные данные

Узел	Отметка узла $\nabla$ , м	Необходимый свободный напор $[H_{св}]$ , м	Расход $Q$ , л/с	Участок	Длина участка $l$ , м	Удельный расход $q$ , (л/с)/м
0	64	—	—			
1	62	12	2,6	0-1	165	—
2	63	14	3,2	1-2	390	—
3	63	12	2,9	1-3	360	0,01

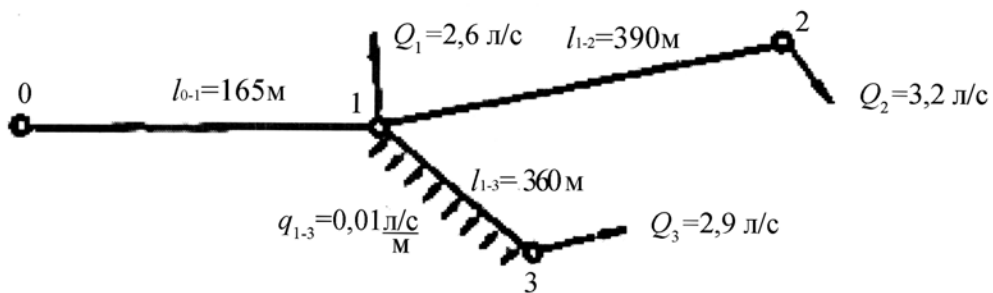


Рисунок 3.12 — Расчетная схема водопроводной сети

Требуется:

1. Подобрать диаметры трубопроводов.
2. Определить действующие напоры  $H$  и расчетную высоту водопроводной башни  $H_B$ .
3. Построить для водонапорной сети на бумаге с координатной сеткой график (линии) напоров: пьезометрического (действующего и необходимого) и геодезического (рисунок 3.12).

Расчет главного направления.

1. Определяем по формуле (3.42) расчетные расходы на участках сети.

Для удобства расчетов сначала вычислим путевые, транзитные расходы:

- а) путевой расход на участке 1–3:

$$Q_{п,1-3} = q_{1-3} l_{1-3} = 0,01 \times 360 = 3,6 \frac{\text{л}}{\text{с}};$$

- б) транзитный расход:

– на участке 0–1

$$Q_{T,0-1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{П,1-3} = 2,6 + 3,2 + 2,9 + 3,6 = 12,3 \frac{\text{л}}{\text{с}};$$

– на участке 1–2

$$Q_{T,1-2} = Q_2 = 3,2 \frac{\text{л}}{\text{с}};$$

– на участке 1–3

$$Q_{T,1-3} = Q_3 = 2,9 \frac{\text{л}}{\text{с}};$$

в) расчетные расходы:

– на участке 0–1

$$Q_{P,0-1} = Q_{T,0-1} = 12,3 \frac{\text{л}}{\text{с}};$$

– на участке 1–2

$$Q_{P,1-2} = Q_{T,1-2} = 3,2 \frac{\text{л}}{\text{с}};$$

– на участке 1–3

$$Q_{P,1-3} = Q_{T,1-3} + 0,5Q_{П,1-3} = 2,9 + 0,5 \times 3,6 = 4,7 \frac{\text{л}}{\text{с}}.$$

2. Выбираем в целях экономии металла асбестоцементные трубы, ГОСТ 539–73 (приложение 9). С помощью графика (рисунок 3.11) экономических скоростей определяем экономически выгодные диаметры трубопроводов на участках сети в зависимости от расчетного расхода. Принимаем ближайшее значение диаметра  $d$  для выбранного материала (приложение 9).

Определяем потери напора для каждого участка сети по формуле (3.36), предварительно определив по приложению 11 коэффициент  $\beta$ . Результаты расчета приведены в таблице 3.18.

Таблица 3.18 — Результаты расчета

Участок	$Q$ , л/с	$d_0$ , мм	$d_y$ , мм	$v$ , см/с	$S$ , см <sup>2</sup>	$\beta$	$l$ , м	$h$ , м	$K^2$ , (л/с) <sup>2</sup>
0–1	12,3	141	150	80	156	1,03	165	0,9	31680
1–2	3,2	75	75	73	44	1,06	390	3,9	1204
1–3	4,7	100	100	60	78,5	1,08	360	1,8	5358

3. По формуле (3.37) находим необходимые напоры в каждом узле:

$$[H]_1 = \nabla_1 + [H_{св}]_1 = 62 + 12 = 74\text{м};$$

$$[H]_2 = 63 + 14 = 77\text{м};$$

$$[H]_B = 65 + 10 = 75 \text{ м.}$$

4. Определяем с помощью уравнения Бернулли (3.33) напор в начале сети, обеспечивающий работу потребителей, т. е. условие (3.39), обозначающее  $H = [H]$ , поочередно в каждом узле:

– для направления  $0 \rightarrow 1$ :

$$H_{0 \rightarrow 1} = [H]_1 + h_{0-1} = 74 + 0,9 = 74,9 \text{ м;}$$

– для направления  $0 \rightarrow 2$ :

$$H_{0 \rightarrow 2} = [H]_2 + h_{0-1} + h_{1-2} = 77 + 0,9 + 3,9 = 81,8 \text{ м;}$$

– для направления  $0 \rightarrow 3$ :

$$H_{0 \rightarrow 3} = [H]_3 + h_{0-1} + h_{1-2} + h_{2-3} = 77 + 0,9 + 1,8 = 79,7 \text{ м.}$$

Наибольшим из полученных значений, т. е. искомый напор в начале сети,  $H_0 = H_{0 \rightarrow 2} = 81,8$  м. Следовательно, диктующая точка — узел 2; главное направление:  $0-1-2$ ; отвод  $1-3$ .

5. Определяем расчетную высоту водонапорной башни  $H_B$  из зависимости (3.42):

$$H_B = H_0 - \nabla_0 = 81,8 - 64 = 17,8 \text{ м.}$$

6. Находим действующие напоры в узлах главного направления. Для этого решаем систему уравнений Бернулли (3.33), записанных для всех участков главного направления  $0-1-2$ . В процессе расчетов проверяем выполнение условия (3.38) в диктующей точке и условия (3.39) в остальных узлах главного направления:

$$H_0 = H_1 + h_{0-1};$$

$$H_1 = H_2 + h_{1-2},$$

откуда

$$H_1 = H_0 - h_{0-1} = 81,8 - 0,9 = 80,9 \text{ м,}$$

то есть больше

$$[H]_1 = 74 \text{ м;}$$

$$H_2 = H_1 - h_{1-2} = 80,9 - 3,9 = 77 \text{ м,}$$

то есть

$$[H]_2 = 77 \text{ м.}$$

### Расчет отводов

Выше было установлено, что в данном примере имеется отвод, состоящий из одного участка 1–3.

Определяем для него наибольшие допустимые потери напора (расчетный напор отвода), используя зависимость (3.43):

$$h_p = H_n - [H]_к = H_1 - [H]_3 = 80,9 - 75 = 5,9 \text{ м.}$$

Данная величина почти в четыре раза превышает потери напора в трубопроводе, имеющем диаметр соответствующий экономической скорости (100мм). Поэтому целесообразно проверить возможность применения трубопровода, имеющего меньший диаметр.

1. Для этого по формуле (3.44) находится наибольший допустимый средний уклон в отводе:

$$[i] = \frac{h_p}{\sum l} = \frac{5,9}{360} = 0,0164.$$

2. С помощью формулы (3.35) вычисляем наименьшее допустимое значение квадрата модуля расхода  $[K^2]$  для участка отвода, приняв  $\beta = 1$ ;  $(h/l) = [i]$ .

$$\text{отвод 1-3} \quad [K^2]_{1-3} = 1,1 \frac{Q_{1-3}^2}{[i]_{1-3}} = 1,1 \frac{4,7^2}{0,0164} = 1482 (\text{л/с})^2$$

3. В зависимости от выбранного материала труб и величины  $[K^2]$  находим, приложение 9, ближайшее значение квадрата модуля расхода  $K^2$  и соответствующий ему диаметр  $d$ , но не больше величины  $K^2$  и  $d$  для экономических скоростей.

В нашем случае отвод состоит из одного участка, поэтому принимаем  $d = 75 \text{ мм}$ ;  $K^2 = 1204 (\text{л/с})^2 < 1482 (\text{л/с})^2$ .



4. Для участка отвода 1–3, на котором изменился диаметр трубопровода, определяем скорость движения воды с помощью формулы (3.28), коэффициент  $\beta$  принимаем по приложению 11 и вычисляем потери напора по формуле (3.35):

$$x_{1-3} = \frac{Q_{1-3}}{S_{1-3}} = \frac{4,7}{0,44} = 10,7 \text{ дм/с};$$

$$h_{1-3} = 1,1 \times 0,985 \frac{4,7^2}{1204} \times 360 = 7,16 \text{ м.}$$

5. Находим действующий напор в узле по уравнению Бернулли (3.33). Известными величинами являются потери напора на участке и напор в начале отвода  $H_n$ . В процессе расчетов проверяем выполнение условия (3.39) в узле отвода:

$$H_3 = H_1 - h_{1-3} = 80,9 - 7,16 = 73,74 < 75 \text{ м.}$$

Из расчетов видно, что для  $d = 75$  мм условие  $H \geq [H]$  не выполняется. Следовательно, уменьшить диаметр трубы в отводе в данном случае нельзя и его следует оставить равным 100 мм.

Из приложения 9 видим, что ближайший меньший диаметр для асбестоцементных труб равен 75 мм. Следовательно, уменьшить диаметр труб в отводе в данном случае нельзя и его следует оставить равным 100 мм. Соответственно остаются без изменения и потери напора в отводе  $h_{1-3} = 1,8$  м.

Вычисляются действующие напоры в узлах отвода. В данном примере имеется только один участка отвода 1–3. В узле 1 напор определяется главным направлением, т. е.  $H_1 = 80,9$  м.

В узле 3 напор находится с помощью уравнения Бернулли, примененного для сечений 1 и 3,  $H_1 = H_3 + h_{1-3}$ . Отсюда

$$H_3 = H_1 - h_{1-3} = 80,9 \text{ м} - 1,8 \text{ м} = 79,1 \text{ м.}$$

$$[H]_3 = 75 \text{ м.}$$

Результаты расчетов целесообразно оформить в виде таблицы 3.19.

Таблица 3.19 — Результаты расчетов

Направление	Участок	$l$	Расходы			$d$	$h$	Узел	$\nabla$	$[H_{св}]$	$[H]$	$H$	$l$
			$Q_T$	$Q_P$	$Q_D$								
		м	л/с	л/с	л/с	мм	м	№	м	м	м	м	м
гл.н.	0-1	165	12,3	—	12,3	141	0,2	0	64	—	—	81,8	0
	1-2	390	3,2	—	3,2	75	3,9	1	62	12	74	80,9	165
								2	63	14	77	77	555
отв.	1-3	325	2,9	3,6	4,7	100	1,8	1	62	12	74	80,9	165
								3	65	10	75	79,1	525

Расчетная высота башни  $H_B = 17,8\text{м}$

По данным таблицы 3.19 строятся: напорная линия  $H = f_1(L)$ , линия необходимых напоров  $[H] = f_2(L)$ , и геодезическая линия  $\Delta = f_3(L)$ , ( $L$  — расстояние от водонапорной башни рассматриваемого узла сети (рисунок 3.13)).

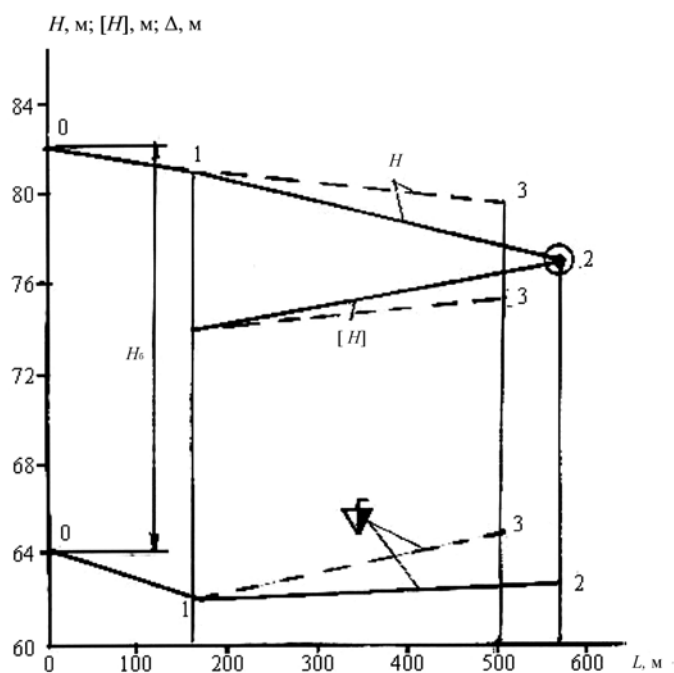


Рисунок 3.13 — График напоров:

$H$  — действующий;  $[H]$  — необходимый;  $\Delta$  — геодезический; ----- — главное направление; - - - — отвод 1-3;  $H_B$  — высота башни; O — диктующая точка (узел 2)

### 3.7 Практическое занятие «Гидравлический удар»

#### Основные сведения

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, при котором происходит периодическое изменение давления в трубопроводе, возникающее вследствие изменения скорости движения жидкости.

Например, при закрытии задвижки в конце трубопровода примыкающие частицы жидкости затормаживаются, и в этой зоне повышается давление. Затем тормозятся соседние частицы жидкости. В результате зона повышенного давления быстро расширяется, занимая весь трубопровод. При этом создается неравновесное состояние, так как давление, возникшее в трубопроводе, превышает давление, создаваемое напорным резервуаром. Поэтому жидкость начнет вытекать из трубопровода, и давление в нем понизится. Из-за инерции жидкости давление станет меньше, чем давление в напорном баке, поэтому жидкость будет вновь вытекать в трубопровод и тормозиться у задвижки. То есть весь процесс повторяется. Таким образом, при гидравлическом ударе через трубопровод проходят волны повышенного давления.

Поверхность, разделяемая движущуюся и заторможенную жидкость, называется фронтом волны гидравлического удара. Для определения изменения давления в трубопроводе при гидравлическом ударе используются формулы Н.Е.Жуковского:

$$p = -\rho c \Delta v \quad , \quad (3.46)$$

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж} d}{E_{д}}}} \quad , \quad (3.47)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости;

$c$  — скорость распространения фронта волны гидравлического удара;

$\Delta v$  — изменение скорости, в результате которой возникает гидравлический удар;

$c_0 = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}$  — скорость распространения звука в безграничном объеме

данной жидкости;

$E_{\text{ж}}$  — модуль упругости жидкости;

$E$  — модуль упругости материала трубопровода;

$d$  — диаметр трубопровода;

$\delta$  — толщина стенок трубопровода.

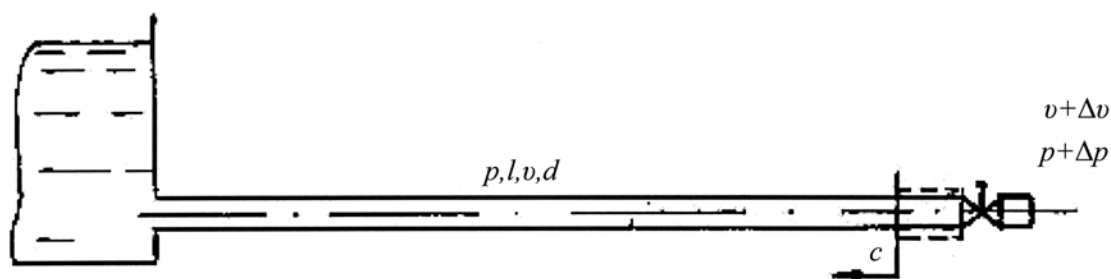


Рисунок 3.14 — Схема гидравлического удара

Эти формулы справедливы для прямого удара, то есть такого, когда возникает при очень быстром закрытии задвижки. Практически считается, что данное условие выполняется, если

$$t_3 \leq T = \frac{2l}{c}, \quad (3.48)$$

где  $t_3$  — время закрытия задвижки;

$T$  — время возвращения к задвижке фронта волны гидравлического удара (при этом давление у задвижки понижается);

$l$  — длина трубопровода.

Если время закрытия больше и условие (3.48) не выполняется, то удар называется непрямым. При непрямом ударе повышение давления может быть значительно меньше, чем при прямом. Изменение давления при непрямом ударе приближенно определяется по формуле:

$$\Delta p = c \Delta x \frac{T}{t_3} = -\frac{2 \Delta x c l}{t_3}. \quad (3.49)$$

### Пример расчета

Исходные данные: длина трубопровода  $l = 25$  м, диаметр  $d = 150$  мм, площадь поперечного сечения  $S = 1,76$  дм<sup>2</sup>, толщина стенок  $\delta = 12$  мм, материал — чугун, время закрытия задвижки (крана), установленной в конце трубопровода  $t_3 = 0,02$  с, расход воды в трубопроводе при открытой задвижке  $Q = 30$  л/с.

Требуется определить повышение давления в трубопроводе при полном закрытии задвижки.

Порядок расчета:

а) вычисляется скорость распространения фронта ударной волны по формуле (3.47), для чего предварительно находятся по приложению 2 модуль упругости чугуна  $E = 98100$  МПа и модуль упругости воды  $E_{\text{ж}} = 2030$  МПа, а по приложению 1 — плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

$$c = \frac{\sqrt{\frac{2030 \times 10^6}{1000}}}{\sqrt{1 + \frac{2030 \times 10^6}{98100 \times 10^6} \times \frac{150}{12}}} = 1270 \text{ м/с.}$$

б) определяется вид гидравлического удара, для чего сравнивается время, необходимое фронту волны для добегания до напорного резервуара и возвращения обратно со временем закрытия задвижки.

Из зависимости (3.48) следует, что

$$T = \frac{2 \times 25}{1270} = 0,0394 \geq 0,02, \text{ с.}$$

Следовательно, удар прямой, поэтому для расчета ударного давления используем зависимость (3.46).

в) находим изменение скорости, в результате которой возникает гидравлический удар, а затем по формуле (3.46) — ударное давление.

Скорость движения воды в трубопроводе до закрытия задвижки вычисляется с помощью уравнения неразрывности (3.28):

$$x = \frac{Q}{S} = \frac{30}{1,76} = 17 = 1,7 \text{ м/с.}$$

При полном закрытии задвижки конечная скорость будет равна нулю, и, соответственно, изменение средней скорости движения жидкости в трубопроводе  $\Delta v = -1,7$  м/с.

Тогда

$$\Delta p = -1000 \times 1270 \times (-1,7) = 2,16 \times 10^6 = 2,16 \text{ МПа.}$$

### **3.8 Лабораторное занятие «Истечение жидкости через отверстия и насадки»**

#### **Основные сведения**

#### **Истечение через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре**

Жидкость вытекает из отверстия в пространство, заполненное газом или капельной жидкостью, в виде струи (струя — поток жидкости, у которого отсутствуют твердые границы).

Характерной особенностью потока жидкости при истечении из отверстия является то, что на относительно коротком начальном участке струи длиной  $(0,5-1) d$  ( $d$  — диаметр отверстия), происходит значительное изменение местных скоростей потока по направлению и величине. У входа в отверстие (рисунок 3.15) местные скорости направлены навстречу друг другу, а в конечном сечении рассматриваемого участка (сеч.2–2, рисунок 3.16) векторы местных скоростей становятся практически параллельными. Это сечение называется **сжатым**, так как оно имеет наименьшую площадь в сравнении с другими поперечными сечениями начального участка струи жидкости.

Сжатое сечение является первым практически плоским сечением струи. Кроме того, начиная с этого сечения, струя становится слабodeформированной, и для нее оказывается применимо уравнение Бернулли.

Уменьшение площади сечения струи на начальном участке происходит вследствие кривизны, которую приобретают траектории частиц жидкости

под влиянием инерции. Особенно большую кривизну приобретают траектории частиц, движущихся непосредственно по стенке. Эти частицы, выйдя из отверстия, образуют границу струи.

Площадь сжатого сечения  $S_c$  выражается через площадь отверстия  $S$  и коэффициент сжатия  $\varepsilon$ :

$$S_c = \varepsilon S. \quad (3.50)$$

Наименьшее значение коэффициент  $\varepsilon$  имеет при так называемом совершенном сжатии, которое получается, когда отверстие расположено достаточно далеко (свыше  $3d$ ) от дна и боковых стенок резервуара.

Отверстие называется малым, если в сжатом сечении местные скорости практически равны. Принято считать, что указанное условие выполняется, если действующий напор  $H$  превышает не менее чем в 10 раз наибольший вертикальный размер отверстия. Таким образом, круглое отверстие, имеющее диаметр  $d$ , является малым, если  $H \geq 10d$ .

Действующий напор определяется по формуле:

$$H = \Delta z + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{b_1 x_1^2}{2g}, \quad (3.51)$$

где  $\Delta z$  — превышение поверхности жидкости в резервуаре над центром тяжести сжатого сечения;

$p_1$  — давление на поверхности жидкости в резервуаре;

$p_2$  — давление в сжатом сечении струи жидкости (в практических расчетах оно принимается равным давлению в окружающей струю среде);

$\gamma$  — объемный вес жидкости;

$b_1 x_1^2 / 2g$  — скоростной напор в сечении на поверхности жидкости внутри резервуара; если площадь сечения резервуара много больше площади отверстия, то этот скоростной напор практически равен 0.

Из формулы (3.51) видно, что действующий напор  $H$  представляет собой избыток полного напора в сечении 1–1, которое совпадает со свободной поверхностью жидкости в резервуаре, над потенциальным напором в сжатом сечении.

Стенка называется тонкой, если параметры, характеризующие истечение, не зависят от ее толщины. Такой вид истечения в обычных условиях обеспечивается, если стенка имеет толщину меньше диаметра отверстия, а вход в него выполнен в виде острой кромки, которой касается поток жидкости, вытекающей из отверстия.

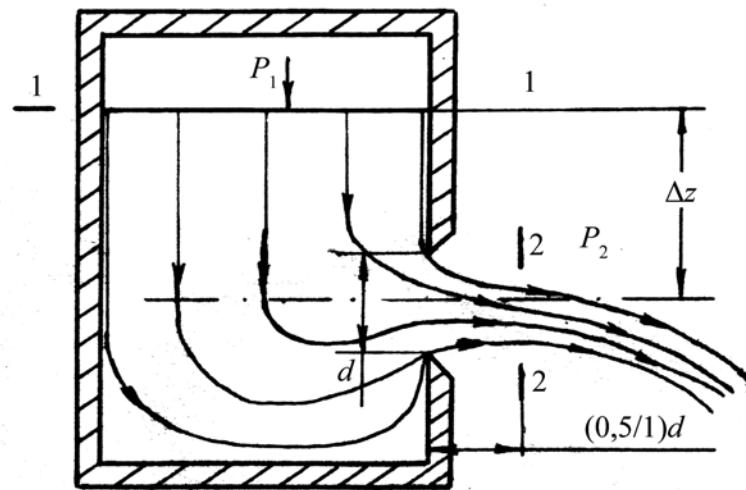


Рисунок 3.15 — Схема истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

Расход жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре  $H$  вычисляется по формуле:

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}, \quad (3.52)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;

$\mu$  — коэффициент расхода.

$$\mu = \varepsilon \varphi, \quad (3.53)$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент сжатия — см. формулу (3.50);

$\varphi$  — коэффициент скорости, учитывающий влияние гидравлических сопротивлений на скорость истечения.



$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad (3.54)$$

где  $\alpha$  — коэффициент кинетической энергии (при истечении через отверстие  $\alpha \approx 1$ );

$\zeta$  — коэффициент гидравлического сопротивления.

Коэффициент скорости  $\varphi$  показывает долю, которую составляет скорость жидкости в сжатом сечении  $v_c$  от скорости движения идеальной жидкости  $v_n$  в тех же условиях, т. е.

$$v_c = \varphi v_n = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.55)$$

Формула (3.52) получена с помощью уравнения Бернулли, примененного для сечений 1–1 и 2–2 (рисунок 3.15) с учетом соотношений (3.50), (3.51), (3.53), (3.54).

Значения коэффициентов  $\mu$ ,  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\zeta$  для круглого отверстия при турбулентном режиме приведены в приложении 12.

### **Истечение через насадки при постоянном напоре**

Насадком называется короткий отрезок трубы длиной  $l = (3-4)d$ , соединенный с отверстием.

Расход при истечении через насадки вычисляется по формуле (3.52), которая выводится, как и в случае истечения через малое отверстие, путем применения уравнения Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 (рисунок 3.16). Соотношения между коэффициентами, характеризующими истечение, такие же, как и для малых отверстий — см. формулы (3.50), (3.53), (3.54).

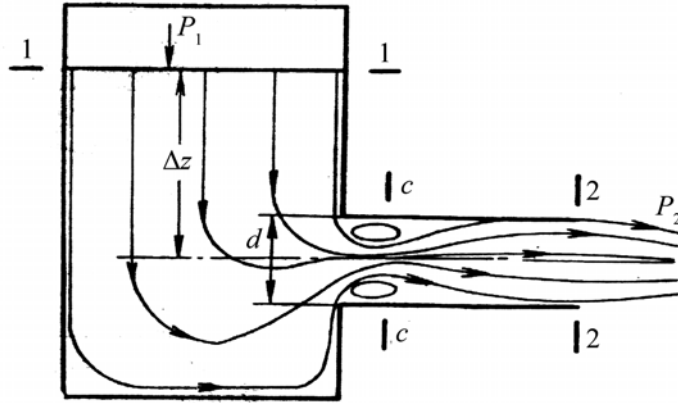


Рисунок 3.16 — Схема истечения жидкости через наружный цилиндрический насадок

Величина коэффициентов, характеризующих истечение через насадки, зависит от типа насадка и режима движения жидкости.

Средние значения этих коэффициентов при турбулентном режиме истечения приведены в приложении 12, где они даны для насадков, имеющих оптимальные соотношения размеров и отнесены к сечению на выходе.

При обтекании острой входной кромки насадка при турбулентном режиме частицы жидкости, двигавшиеся непосредственно у стенок резервуара, так же, как и при истечении из отверстия, в результате инерции отрываются у входной кромки от стенок насадка. Но в отличие от отверстия боковые стенки насадка оказывают воздействие на поток жидкости при истечении таким образом, что поток заполняет сечение насадка полностью и на выходе из него векторы местных скоростей становятся практически параллельными (рисунок 3.16). Это означает, что сжатое сечение струи жидкости совпадает с началом струи, площадь его равна площади выходного отверстия насадка, а коэффициент сжатия  $\varepsilon = 1$ . Исключение составляют конические сходящиеся насадки с большой конусностью, для которых коэффициент сжатия несколько меньше единицы. Например, при угле конусности  $13^\circ$   $\varepsilon = 0,98$ .

В начале насадка, в месте отрыва потока от стенок, образуется вихревая зона, которая увеличивает гидравлическое сопротивление. Чем относительно больше объем этой зоны, тем больше коэффициент гидравлического сопротивления насадка. Округление входных кромок насадка уменьшает размеры вихре-

вой зоны, и соответственно, уменьшает сопротивление движению, тем самым увеличивает пропускную способность. Поэтому наибольшее значение коэффициента расхода  $\mu$  имеет коноидальный насадок, у которого вихревая зона отсутствует. Однако практическое применение коноидальных насадков ограничено ввиду сложности изготовления.

В пределах вихревой зоны у цилиндрических и конических расходящихся насадков площадь сечения потока меньше площади потока на выходе из насадка, поэтому в соответствии с уравнением Бернулли давление в вихревой зоне будет меньше давления среды, в которую происходит истечение. Для насадка Вентури наибольшее понижение давления наблюдается в сечении С–С (рисунок 3.16), где оно уменьшается на величину  $(0,75-0,8)\gamma H$ .

Если давление в вихревой зоне насадка понизится до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре, то поток оторвется от стенок насадка (так называемый второй режим истечения).

Наибольший коэффициент расхода  $\mu$  имеют насадки при оптимальном соотношении размеров  $l = (3-4)d$ . Например, при меньшей длине цилиндрического насадка поток не всегда будет устойчиво заполнять все сечения насадка; при большей длине возрастает доля потерь напора по длине. В обоих случаях коэффициенты  $\mu$ ,  $\varphi$  уменьшатся.

Насадки, имеющие длину свыше оптимальной, рассчитываются как короткие трубопроводы.

При течении жидкости через весьма малые отверстия и капилляры в результате уменьшения действующего проходного сечения со временем снижается расход вплоть до полного его прекращения, физико-химическое явление зарастивания канала слоем неподвижной жидкости называется **облитерацией** канала. По этой причине диаметр отверстия жиклеров и дросселей не должен быть меньше 0,2–0,4 мм.

Цилиндрические насадки применяются для увеличения пропускной способности отверстия. Конические расходящиеся — для уменьшения кинетической энергии потока на выходе (отсасывающие трубы гидротурбин). Конические схо-

дящиеся, и в особенности коноидальные насадки, применяются в устройствах для получения компактной струи жидкости, имеющей большую кинетическую энергию: сопла активных турбин, дождевальных аппаратов, гидромониторов и т. п.

### Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре

При опорожнении резервуара уменьшается действующий напор и, следовательно, расход вытекающей жидкости.

Расчетное время вытекания жидкости из открытого резервуара ( $p_1=p_2$ , т. е.  $H = \Delta z$ ), имеющего постоянную площадь  $S_p$ , горизонтального сечения, определяется по формуле:

$$t = V / Q_{\text{cp}}, \quad (3.56)$$

где  $V$  — объем вытекшей жидкости;

$Q_{\text{cp}}$  — средний расход жидкости за время истечения.

$$Q_{\text{cp}} = (Q_1 + Q_2) / 2, \quad (3.57)$$

где  $Q_1, Q_2$  — расходы в начале и конце опорожнения данного объема.

Очевидно, что

$$Q_1 + Q_2 = mS\sqrt{2g}(\sqrt{H_1} + \sqrt{H_2}), \quad (3.58)$$

где  $H_1, H_2$  — действующие напоры в начале и конце опорожнения.

Определение времени опорожнения резервуара на величину  $H_1 - H_2$  для рассмотренных условий можно производить также по развернутой формуле:

$$t = \frac{2S_p}{mS\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \quad (3.59)$$

Закономерности истечения жидкости при переменном напоре используются при расчете времени опорожнения (наполнения) резервуаров, в том числе дозирующих устройств систем автоматического регулирования.

## Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой:

- а) измерить и записать в таблицу 3.20 размеры отверстий на выходе из устройств для истечения;
- б) изучить порядок снятия отсчетов, место их записи в таблицах, доложить об этом преподавателю и получить разрешение на запуск установки.

2. Установить в рабочее положение заданное устройство для истечения, запустить установку, вывести ее на рабочий режим и, убедившись, что он установлен (уровень воды в баке поддерживается постоянным), измерить и записать в таблицу 3.20:

- а) величины, необходимые для измерения расхода жидкости объемным методом:  $S_{м.б}$  — площадь дна мерного бака,  $h$  — наполнение мерного бака,  $t$  — время наполнения мерного бака;
- б) диаметр  $d_c$  сжатого сечения струи жидкости, вытекающей из круглого отверстия.

3. Определить и записать в таблицу 3.20:

- а) действующий напор  $H$ ;
- б) расход жидкости;
- в) опытное значение коэффициента расхода  $\mu$  по формуле (3.52);
- г) опытное значение коэффициента сжатия  $\varepsilon$  по формуле (3.50), для насадков принять  $\varepsilon = 1$ ;
- д) опытное значение коэффициента скорости  $\varphi$  по формуле (3.53);
- е) коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta$ , используя формулу (3.54);
- ж) справочные значения коэффициентов  $\mu$ ,  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ .

4. Определить и записать в таблицу 3.20:

- а) величину опорожняемого объема  $V$ ;
- б) средний расход за время опорожнения  $Q_{ср}$  по формулам (3.57) и (3.58); значение коэффициента  $\mu$  — и площадь устройства для истечения  $S$  взять по данным эксперимента из таблицы 3.20;
- в) расчетное время опорожнения данного объема по формуле (3.56).

5. Начертить в крупном масштабе, соблюдая основные пропорции, схемы истечения через исследованные насадки и отверстие, показать их основные размеры и линии тока.

Таблица 3.20 —  $S_{м.б} =$  ,  $\gamma =$  ,  $\Delta z =$  ,  $H =$  ,  $d_c =$  ,  $S_c =$

Устройство для истечения	$d$	$S$	$h$	$V$	$t$	$Q$	$\mu$		$\varepsilon$		$\varphi$		$\zeta$	
							оп	спр	оп	спр	оп	спр	оп	спр
Малое круглое отверстие														
Внешний цилиндрический насадок														
Конический сходящийся насадок														
Конический расходящийся насадок														
Конический насадок														

## 4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

### 4.1 Лабораторное занятие «Конструкция и параметры динамических насосов»

#### Центробежные насосы

Центробежные насосы по классификации относятся к лопастным динамическим насосам.

У динамических насосов рабочая камера, в которой происходят преобразование энергии в гидравлическую, постоянно свободно соединяется со входом из насоса. Поэтому, если наливать жидкость в верхний патрубок неработающего, отдельно стоящего насоса, то она практически беспрепятственно будет вытекать из нижнего.

Лопастные насосы воздействуют на жидкость при помощи лопастей, которыми снабжены рабочие органы насоса.

Название центробежный указывает направление, по которому перемещается жидкость в рабочем органе насоса: по радиусу от оси насоса («бежит от центра»).

#### Консольные насосы, тип К или КМ, ГОСТ 22247–76

Маркировка, область применения.

В настоящее время используется маркировка в соответствии с ГОСТ 22247–76. Она состоит из букв и цифр, например КМ 20/30–УЗ, где обозначено:

К — консольный, рабочее колесо закреплено на конце вала вне зоны, защемленной подшипниками, т. е. на консоли;

М — моноблочный. Если исполнение обычное, то буква М отсутствует;

20 — подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;

30 — напор, м;

У — для районов с умеренным климатом;

З — для работы в закрытых помещениях без регулируемых климатических условий.

Насосы по требованию заказчика могут выполняться с уменьшенным диаметром рабочего колеса. В этом случае после числа, указывающего напор насоса, ставятся буквы *a* или *b*.

Консольные насосы типа К или КМ нашли самое широкое применение в сельском хозяйстве, в промышленности, на транспорте, в городском хозяйстве для небольших стационарных и передвижных установок. Они применяются в системах водоснабжения, а также в качестве циркуляционных установок в системах центрального отопления жилых районов, мастерских, животноводческих ферм и других объектов.

Консольные насосы предназначены для перекачивания питьевой и промышленно-хозяйственной воды с содержанием примесей не более 0,05 % по массе, размеры загрязняющих частиц не должны превышать 0,2 мм. Температура воды должна быть в пределах от 4 до 85 °С. Насосы могут применяться для перекачки и других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности. По специальному заказу изготавливаются насосы для перекачки жидкости, имеющей температуру до 105 °С. Не допускается перекачивать жидкость, содержащую волокнистые материалы.

Консольные насосы в сравнении с другими имеют меньшую стоимость при достаточно высокой надежности.

### **Основные элементы конструкции консольных насосов**

Основным рабочим органом консольного насоса (рисунок 4.1) является рабочее колесо З, закрепленное на валу шпонкой и гайкой. Рабочее колесо выполнено из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопасти, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Передний диск в центре имеет входное отверстие, задний диск у больших насосов — разгрузочные отверстия для выравнивания давления, действующего на диски.



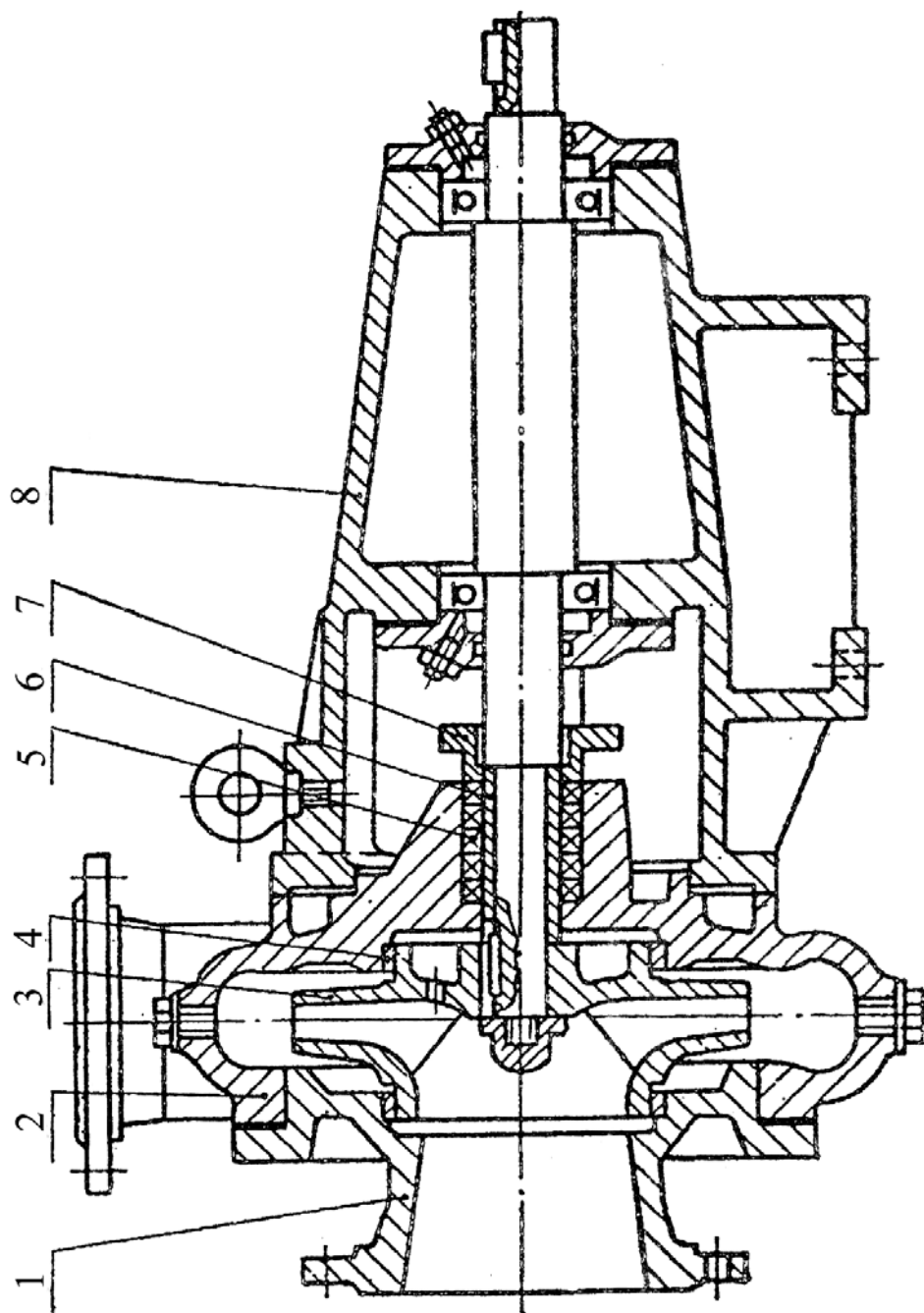


Рисунок 4.1 — Насос типа К:

1 — крышка с подводным пагубком; 2 — корпус насоса; 3 — рабочее колесо; 4 — щелевые уплотнения;  
 5 — сальниковая х.б. набивка; 6 — защитная втулка; 7 — крышка сальника; 8 — опорная стойка

В результате чего уменьшается осевое усилие, действующее на подшипники. Для снижения количества жидкости, поступающей из области высокого давления в зону низкого, применены щелевые уплотнения 4, которые представляют собой уплотняющие пояски вокруг входного и разгрузочных отверстий на рабочем колесе, а также уплотняющие кольца, запрессованные в примыкающих к колесу деталей насоса. Щелевые уплотнения повышают объемный КПД насоса.

Рабочее колесо помещено в корпусе насоса 2, который одновременно выполняет роль спирального отвода воды, заканчивающегося напорным патрубком. Насос поставляется с напорным патрубком, направленным вверх, но в случае необходимости патрубок может быть повернут в любое положение через 90°.

В корпусе сделаны отверстия для залива и выпуска воды. При повороте корпуса эти отверстия надо сделать в новом месте. Корпус насоса закрывается крышкой, которая отлита из чугуна совместно с подводным (всасывающим) патрубком 1. С противоположной стороны корпус крепится к опорной стойке 8 или к опорному кронштейну (в зависимости от завода-изготовителя).

В опоре установлены также два шариковых подшипника, в которых крепится вал. Шариковые подшипники смазываются консистентными смазками 1–13 или литолом, у некоторых насосов — моторным маслом.

Некоторые маломощные насосы могут быть снабжены только одним шариковым подшипником, установленным в стойке. В этом случае подшипник, установленный со стороны колеса, является подшипником скольжения и представляет собой бронзовую втулку. Этот подшипник смазывается перекачиваемой жидкостью. Для чего в корпусе имеется канал, соединяющий напорную полость насоса с опорной втулкой.

Для предотвращения утечки жидкости через щель между валом и корпусом предусмотрено сальниковое уплотнение. Оно состоит из корпуса, отлитого заодно с корпусом насоса, крышки 7, затягиваемой болтами, уплотни-

тельного кольца и хлопчатобумажной сальниковой набивки 5, которая выполняется из колец, соединенных по косому срезу. Кольца поворачиваются по отношению друг другу на угол  $120^\circ$ .

Для предотвращения износа вала на него одевается защитная втулка 6. Крышка затягивается таким образом, чтобы через сальник для его охлаждения и смазки протекало 15–20 капель жидкости в минуту. У насосов, имеющих рабочее колесо с разгрузочными отверстиями, сальниковое уплотнение находится в зоне разрежения, т. е. через него возможен прорыв воздуха в рабочее колесо и прекращение подачи. Поэтому в среднюю часть сальника подается по специальному каналу (на рисунке 4.1 не показан) из камеры высокого давления вода, которая создает гидравлическую завесу и предотвращает попадание воздуха, обеспечивает смазку и охлаждение сальника. Вал насосов типа К соединяется с валом двигателя через упругую муфту или с помощью шкива, если используется ременная передача.

Насосы типа КМ (рисунок 4.2) — консольные моноблочные отличаются от насосов типа К тем, что не имеют своего вала, опорной стойки и подшипников. Детали насосов типа КМ монтируются на фланце и валу 5 электродвигателя. В гидравлическом отношении насосы типов К и КМ одинаковы.

Моноблочные насосы занимают меньше места, они удобнее при монтаже и эксплуатации, но требуют двигатель специального исполнения: с удлиненным валом.

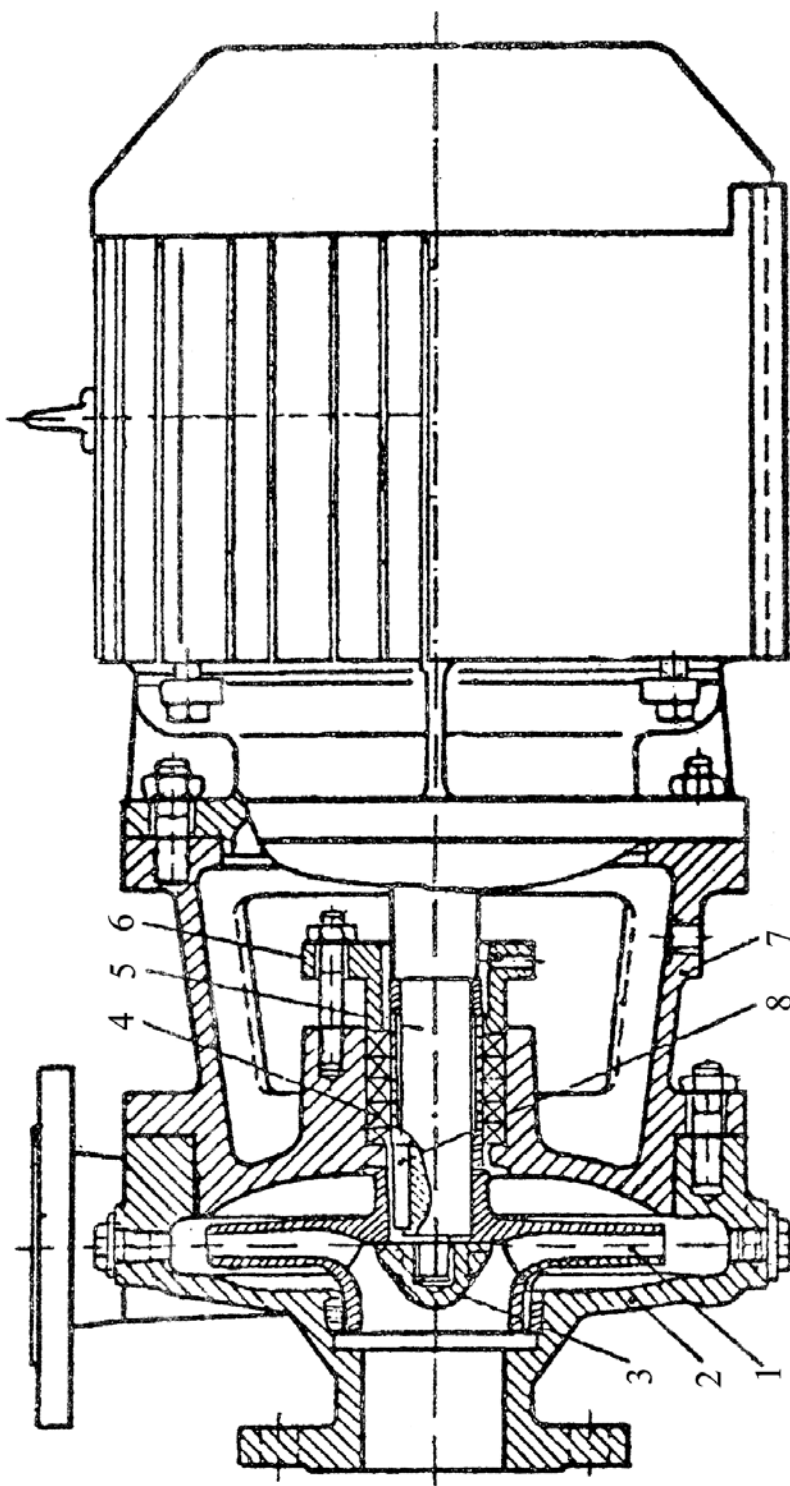


Рисунок 4.2 — Насос типа КМ:

1 — рабочее колесо; 2 — крышка с подводным патрубком; 3 — гайка; 4 — сальниковая х.б. набивка; 5 — вал;  
6 — крышка сальникового уплотнителя; 7 — фонарь для крепления насоса к электродвигателю; 8 — шпонка

## **Монтаж насоса**

Насос устанавливается на жестком фундаменте, масса которого должна быть в 5–6 раз больше массы агрегата, с тем, чтобы при его работе не наблюдалось вибрации. Допускается устанавливать насос без фундамента при условии выполнения на рабочем месте норм по шуму и вибрации. Вал насоса должен находиться в горизонтальном положении.

При центровке валов, соединяемых втулочно-пальцевыми муфтами, необходимо учитывать, что смещение осей насоса и двигателя не должно превышать 0,15 мм, а разность расстояний между торцами полумуфт, определяющая излом осей — 0,3 мм.

Для муфт с резиновыми пальцами радиальный зазор между полумуфтами должен быть в пределах 0,2–0,5 мм.

Всасывающий и напорный трубопроводы должны иметь опоры, исключаяющие передачу усилий на насос.

Всасывающий трубопровод должен быть герметичным, поэтому муфтовые соединения не допускаются, максимально коротким, без резких изгибов. На горизонтальных участках для предотвращения образования воздушных полостей всасывающий трубопровод укладывается наклонно с постепенным подъемом к насосу. Для заполнения насоса и всасывающего трубопровода, имеющего диаметр менее 250 мм, водой на входе в трубопровод устанавливается приемный (обратный) клапан с защитной сеткой, предотвращающей попадание мусора в насос. Для заполнения водой крупных насосов применяются вакуум-насосы.

Превышение оси насоса над динамическим (минимальным) уровнем воды в приемном колодце (резервуаре) не должно быть больше допустимой геометрической высоты всасывания и во всяком случае не более 5 м.

На нагнетательном трубопроводе устанавливается задвижка для регулирования подачи и обратный клапан. Регулировать подачу насоса закрытием задвижки, установленной на всасывающем трубопроводе, категорически запрещается из-за возможности возникновения кавитации. Для контроля за

работой насоса устанавливаются приборы: манометр — для измерения давления в нагнетательном патрубке; вакуумметр или мановакуумметр — для измерения давления во всасывающем патрубке; расходомер — на нагнетательном трубопроводе — для измерения подачи насоса.

### **Пуск и остановка консольного насоса**

Перед пуском необходимо проверить:

- имеется ли масло для смазки шариковых подшипников;
- правильность затяжки крышки сальника: она должна быть затянута не слишком туго, но не слишком слабо;
- отсутствие заедания вращающихся частей насоса путем проворачивания вала за муфту от руки.

После проверки исправного состояния насоса:

- а) закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе — для уменьшения пускового момента двигателя;
- б) залить водой (жидкостью) всасывающий трубопровод и корпус насоса;
- в) включить двигатель (при появлении резких звуков и вибрации немедленно выключить и устранить неисправность) и плавно открыть задвижку (во избежание перегрева насоса долго работать при закрытой задвижке запрещается);
- г) по приборам проверить режим работы насоса.

При остановке насоса вначале закрывается задвижка, а затем отключается двигатель. При температуре окружающего воздуха меньше 3 °С после остановки насоса необходимо выпустить воду из насоса и трубопроводов.

Возможные неисправности насосов и способы их устранения представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 — Неисправности в работе и способы их устранения

Характер неисправности, причина и признаки	Способ устранения неисправности
<b>I Насос не подает жидкость</b>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Насос и всасывающая линия при пуске не залиты перекачиваемой жидкостью</li> <li>2. Приемный клапан не герметичен (после заливки уровень жидкости падает)</li> <li>3. Всасывающая линия не герметична</li> <li>4. Через сальник проходит воздух</li> <li>5. Рабочее колесо насоса вращается в обратную сторону</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Залить насос и всасывающий трубопровод</li> <li>2. Разобрать приемный клапан, собрать и проверить его герметичность (плотность посадки)</li> <li>3. Уплотнить всасывающую линию в местах пропуска. Проверка плотности может быть осуществлена гидравлическим испытанием всасывающего трубопровода</li> <li>4. Уплотнить сальник, при необходимости заменить набивку сальника</li> <li>5. Изменить направление вращения вала колеса</li> </ol>
<b>II Подача жидкости неравномерна, постепенно уменьшается или совершенно прекращается</b>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Уровень жидкости в откачиваемой емкости падает быстрее предусмотренного</li> <li>2. Уровень жидкости падает настолько, что возможен подсос воздуха</li> <li>3. Приемная сетка недостаточно глубоко опущена</li> <li>4. Насос подает жидкость неравномерно. Негерметичность всасывающего трубопровода или сальника</li> <li>5. Приемная сетка, трубопровод и насос забиты грязью</li> <li>6. Напряжение электрического тока упало. Электродвигатель не развивает полного числа оборотов</li> <li>7. Насос совершенно прекратил подачу жидкости вследствие резкого увеличения высоты всасывания</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Уменьшить подачу насоса</li> <li>2. То же</li> <li>3. Удлинить всасывающую трубу</li> <li>4. Уплотнить соединения труб, сальник подтянуть или сменить набивку</li> <li>5. Очистить сетку от грязи</li> <li>6. Поднять напряжение до номинального</li> <li>7. Уменьшить подачу или углубить насос</li> </ol>
<b>III Увеличение мощности</b>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Мощность сильно возросла и мотор греется. Одновременно возросла производительность</li> <li>2. Полный манометрический напор ниже первоначально принятого</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Уменьшить производительность регулировкой вентиля на нагнетательном трубопроводе, остановить мотор и дать ему остыть</li> <li>2. Уменьшить подачу вентилем</li> </ol>

## **Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды типа ЭЦВ**

Маркировка погружных насосов регламентируется ГОСТ 10428–79, например 1ЭЦВ4–10–20, где

1 — номер модификации. Модификации отличаются некоторыми конструктивными изменениями;

Э — электрический;

Ц — центробежный;

В — водяной;

4 — минимальный диаметр скважины в дюймах, для которой может быть использован данный насос;

10 — подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;

20 — напор, м.

Насосы типа ЭЦВ нашли самое широкое применение, в особенности в РБ, для подъема воды из глубоких скважин в целях снабжения водой сельскохозяйственных поселков, животноводческих ферм, различных хозяйственно-бытовых объектов, они также используются для городского водоснабжения.

Насосы ЭЦВ предназначены для подъема неагрессивной, технической и питьевой воды, имеющей температуру не выше 25 °С, содержащей механических примесей не более 0,01 % по массе, хлоридов — не более 1,5 мг/л, растворенных минеральных веществ — не более 1 500 мг/л.

### **Основные конструктивные особенности агрегатов типа ЭЦВ**

Рассматриваемые агрегаты (рисунок 4.3) работают непосредственно в скважине, погруженные ниже минимального уровня воды не менее, чем на 1 м. Агрегат состоит из погружных центробежного насоса и электродвигателя. Основным рабочим органом насоса является лопастное рабочее колесо 16, обычно выполняемое из пластмассы. В связи с тем, что насос опускается в скважину, диаметр его рабочего колеса значительно меньше (в 1,5–2 раза), чем



у консольных насосов, соответственно одно колесо создает маленький напор и подачу. Поэтому у погружных насосов на одном валу объединяется несколько рабочих колес (у высоконапорных насосов свыше 20). Таким образом, погружной насос представляет многоступенчатую систему, состоящую из ряда центробежных насосов, соединенных последовательно. Общий напор погружного насоса равен сумме напоров каждой ступени (секции). Рабочие колеса для уменьшения осевого усилия снабжены разгрузочными отверстиями.

Область высокого давления отделяется от области низкого с помощью щелевых уплотнений, т. е. так же, как и у консольных насосов. Колеса на валу крепятся общей шпонкой 17, распорными втулками 10 и гайкой 12.

Вода из рабочего колеса поступает в направляющий аппарат (отвод) 8, представляющий собой систему неподвижных лопастей, которые направляют поток воды от выхода из рабочего колеса одной секции ко входу на рабочее колесо другой.

Каждая секция помещена в отдельную металлическую обойму 5.

Обоймы соединяются с корпусом, основанием 3 и друг с другом четырьмя стяжками 13.

Подвод воды в насос производится через специальные окна в основании, которые снаружи закрыты защитной сеткой. Отвод воды происходит через корпус 2, к которому присоединяется нагнетательный трубопровод.

Вал насоса закреплен в подшипниках скольжения 4, неподвижные втулки которых выполнены из пластмассы. Смазываются подшипники водой, которая поступает через продольные каналы. Для защиты от износа на него одеты защитные втулки 11, 15. Опоры подшипников расположены в корпусе и основании насоса. При большом числе ступеней по середине насоса устанавливается дополнительный подшипник с опорой в специальном корпусе.

В рабочем положении вал насоса расположен вертикально. В целях защиты двигателя от возможного попадания песка вал двигателя снабжен уплотнением из резиновых колец.

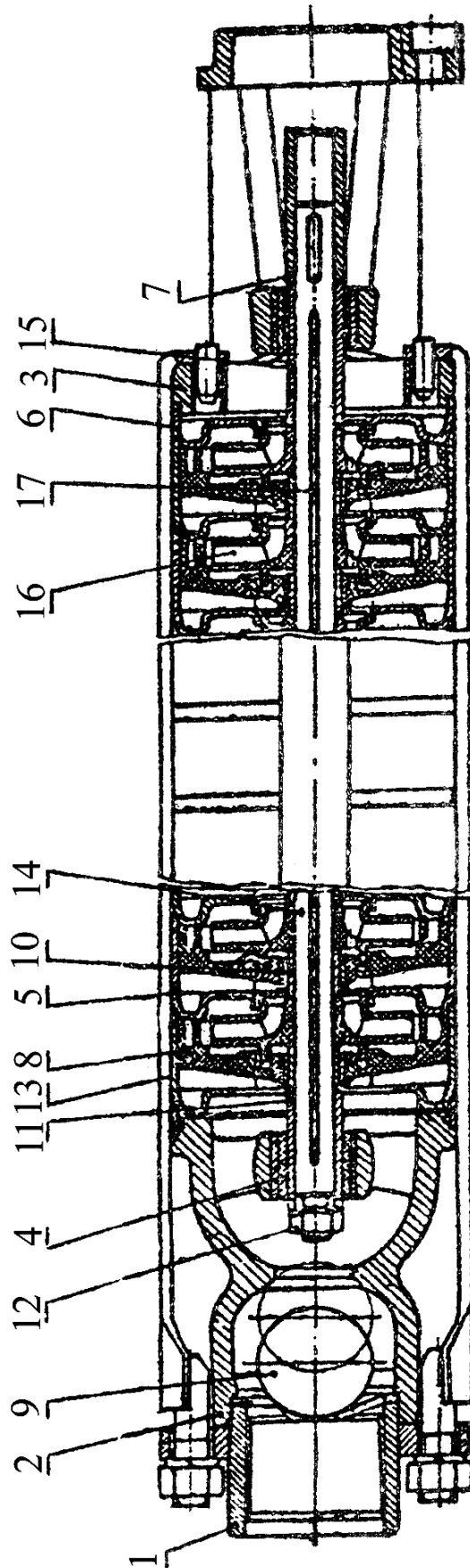


Рисунок 4.3 — Насос типа ЭЦВ:

- 1 — головка; 2 — корпус клапана; 3 — основание; 4 — подшипник; 5 — обойма; 6 — обойма нижняя; 7 — муфта;
- 8 — отвод лопаточный; 9 — обратный клапан; 10 — втулка распорная; 11 — втулка защитная; 12 — гайка; 13 — стяжка; 14 — вал;
- 15 — втулка; 16 — рабочее колесо; 17 — шпонка

Снизу к насосу подсоединяется погружной электродвигатель типа ПЭДВ (погружной электродвигатель, водозаполненный). Вал насоса с валом двигателя соединяется муфтой на шпонках. В муфте имеются специальные отверстия для прокрутки вала вручную при проверке правильности сборки. Ротор двигателя закреплен в двух подшипниках скольжения. Вес вращающихся частей воспринимается резинометаллическим подпятником, закрепленным в нижней части двигателя на шаровой опоре. Пята из нержавеющей стали соединена с валом при помощи шпонки. Подшипники и подпятники смазываются водой, охлаждение двигателя также водяное. Перед опусканием в скважину двигатель заливается чистой водой через специальное отверстие в верхней крышке двигателя. В нижней части двигателя имеется отверстие для выпуска воды. Оба отверстия закрываются резьбовыми пробками. Температурное расширение воды компенсируется эластичной резиновой диафрагмой, установленной в нижней крышке двигателя.

В верхней части в корпусе некоторых насосов устанавливается шариковый обратный клапан 9.

Учитывая, что смазка насоса и двигателя водяная, категорически запрещается запускать двигатель на поверхности.

### **Установка агрегатов ЭЦВ**

Спуск агрегата в скважину производится с помощью треноги с лебедкой или автокраном. Крюк подъемника должен опускаться точно в скважину. Перед опусканием проверить легкость вращения вала в горизонтальном положении, заполнить двигатель чистой (питьевой) водой, при этом убедиться, что отсутствует выделение пузырьков воздуха при заливании воды.

Заливать воду с температурой выше 25 °С запрещается. Монтаж производится при температуре воздуха не ниже 15 °С. Перед монтажом в зимний период агрегат и кабель выдерживают в отапливаемом помещении не менее двух суток при температуре не выше 45 °С. Подсоединяют насос к первому (нижнему) участку нагнетательного трубопровода и по возможности быстро опускают в сква-

жину. Труба закрепляется на устье скважины специальным хомутом. Затем подсоединяется следующий участок трубы и так далее. Соединяться трубопровод может с помощью резьбовых муфт или фланцев. Фланцами соединять предпочтительнее, так как резьбовое соединение склонно к раскручиванию из-за вибрации агрегата. Для предотвращения самораскручивания трубопроводы дополнительно соединяются стальным прутком на сварке (при подъеме насоса прутки срубает зубилами). Болты в отверстия фланцев вставляют сверху, с тем, чтобы при случайном откручивании они оставались во фланце, а не падали в скважину, что может привести к заклиниванию агрегата.

Верхнюю часть опускаемой колонны труб присоединяют к опорной плите с коленом и устанавливают на место. К фланцу опорного колена подсоединяют задвижку. Присоединяют приборы: манометр и расходомер. Монтируют систему управления и подключают к ней токопроводящий кабель. При опускании агрегата кабель необходимо прикрепить к трубам хомутами через 4 м. Провисание кабеля запрещается. После окончания монтажа необходимо измерить сопротивление изоляции агрегата. Сопротивление должно быть не менее 0,5 МОм.

### **Пуск и остановка агрегата**

Запуск агрегата возможен не раньше, чем через два часа после его полного погружения в воду. Запрещается производить подряд многократные повторные запуски — не больше трех запусков с промежутками 10 минут. Число включений не должно превышать 2–4 в час (большее число включений допускается для маломощных насосов).

1. Приоткрыть задвижку и запустить агрегат.
2. Проверить показания.
3. В течение нескольких минут измеряют напор (по манометру), подачу (по расходомеру) и силу тока (по амперметру). Если напор и подача существенно меньше номинальных, то следует поменять направление вращения агрегата. Повышенная сила тока свидетельствует о неисправности насоса. В этом

случае агрегат необходимо выключить, поднять на поверхность и произвести необходимый ремонт.

4. Открытием задвижки установить необходимую подачу.

5. Проконтролировать качество воды. В случае появления песка — прикрыть задвижку.

6. Определить положение динамического уровня воды в скважине.

Если глубина погружения нижнего рабочего колеса будет меньше 1 м, то также следует уменьшить подачу с помощью задвижки. Агрегат в воде не должен находиться в нерабочем состоянии более чем 5 суток. Двигатель отключается в первую очередь со станции управления, а затем рубильником. После первого пробного пуска в случае нормальной работы агрегат запускается и останавливается автоматически станцией управления.

Возможные неисправности насосов и способы их устранения представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 — Неисправности в работе агрегатов ЭЦВ и способы их устранения

Возможное нарушение	Вероятная причина	Метод устранения
Агрегат не запускается	Обрыв кабеля или отсутствует напряжение в одной фазе  Отсутствие напряжения — сгорел предохранитель  Низкое напряжение или падение напряжения в момент запуска  Пробой изоляции обмотки электродвигателя и кабеля	Проверить наличие напряжения на трех фазах подводящей сети и отсутствие обрыва в кабеле  Поставить новый предохранитель  Проверить напряжение при запуске  Найти место пробоя и устранить дефект
Насос не дает требуемой подачи	Большое сопротивление во всасывающей части насоса  Большой износ лопаток или опорных шайб рабочих колес, а также лопаток отводов  Вращение в обратную сторону	Необходимо тщательно очистить сетку  Разобрать насос и заменить колеса и отводы новыми  Поменять местами подключение фаз кабеля

#### Окончание таблицы 4.2

Возможное нарушение	Вероятная причина	Метод устранения
Насос не подает воду. Агрегат потребляет повышенную мощность	Насос находится выше динамического уровня	Удлинить колонну водопроводных труб
	Неправильная сборка насоса, вызывающая заедание боковых поверхностей колеса или отвода Заедание защитных втулок или мест уплотнения, из-за чего ротор насоса туго вращается от руки	Разобрать насос и устранить дефект  Разобрать насос и устранить заедание
	Износ подпятника или подшипника электродвигателя	Заменить изношенные детали
Насос подает воду с воздухом	Динамический уровень воды в скважине снизился до всасывающей сетки	Прикрыть задвижку или опустить насос глубже

#### Вихревые насосы типа ВК или ЦВК

В соответствии с ГОСТ 10392–89 в начале обозначения имеются буквы ВК — вихревой консольный или ЦВК — центробежно-вихревой консольный. При специальном исполнении насоса в обозначении добавляются буквы С — самовсасывающий, О — обогреваемый (охлаждаемый). Далее записываются числа в виде дроби. Числитель дроби означает подачу насоса в л/с, а знаменатель — напор в м. Затем указываются буквы и цифры, обозначающие материал проточных частей, вид уплотнений и климатическое исполнение. Например, ВКС 4/28 А-2Г-У2 расшифровывается следующим образом: вихревой консольный самовсасывающий насос, подача которого 4 л/с, напор 28 м, выполнен из серого чугуна с двойными торцевыми уплотнениями, предназначен для использования в умеренном климате.

Вихревые насосы относятся к динамическим насосам трения, у которых жидкость перемещается по периферии рабочего колеса по касательному

к окружности колеса направлению. Жидкость в рабочем колесе приобретает окружную составляющую, большую чем скорость движения жидкости в канале корпуса. В результате перемешивания частиц жидкость в канале получает импульс в направлении вращения колеса, в результате чего происходит увеличение давления жидкости вдоль канала.

По сравнению с центробежными вихревые насосы развивают в 3–9 раз больший напор при меньшем расходе. Недостатками вихревых насосов являются низкий КПД ( $< 40\%$ ) и повышенные требования к чистоте жидкости, так как даже небольшое содержание абразивных частиц (песка) приводит к быстрому износу уплотнений и выходу насоса из строя. Преимуществом вихревых насосов является их способность к самовсасыванию при небольшом дополнительном усложнении конструкции, например, при установке сепарирующего колпака на нагнетательном патрубке. В колпаке происходит отделение воздуха от жидкости, поэтому для запуска насоса в работу достаточно заполнить водой только корпус насоса (достаточно той воды, которая останется в насосе после его остановки).

Вихревые насосы применяются в системах водоснабжения, когда требуется небольшая подача при большом напоре. Вихревые насосы нашли также применение для подачи летучих жидкостей, насыщенных газами.

### **Основные конструктивные особенности насосов типа ВК и ЦВК**

Элементы конструкции насосов ВК (ВКС) показаны на рисунке 4.4, а насоса ЦВК на рисунке 4.5.

Основным рабочим органом является рабочее колесо 4, на наружном венце которого расположены радиальные лопатки и торцевое уплотнение.

В корпусе насоса 1, который закрывается крышкой 2, имеется кольцевой канал, соединяющийся с нагнетательным и всасывающим патрубками насоса 19. На коротком участке между патрубками имеется радиальное уплотнение, препятствующее перетеканию жидкости из области высокого давления в зону низкого.

Соединение рабочего колеса с приводом такое же, как у консольных насосов. Для получения больших напоров и увеличения КПД выпускаются насосы типа ЦВК. Эти насосы двухступенчатые: первая ступень — центробежный насос 1, а вторая — вихревой 4. Колеса обоих насосов установлены последовательно и на одном валу. КПД таких насосов увеличивается до 45 %.

### **Особенности эксплуатации вихревых насосов**

В отличие от консольных центробежных насосов вихревые насосы запускаются при полностью открытой задвижке, так как потребляемая мощность при этом снижается. У насосов типа ВКС и ЦВК при запуске заполнить водой достаточно только корпус насоса. Остальные операции аналогичны операциям по обслуживанию консольных насосов. Из неисправностей специфично для вихревых насосов увеличение зазоров в торцевых и радиальных уплотнениях из-за износа абразивными частицами, содержащимися в жидкости. При этом значительно снижаются напор и подача насоса. Такие насосы требуют ремонта.

### **Центробежные насосы двухстороннего входа, типа Д**

По ГОСТ 10272–77 маркировка указанных насосов включает, например, Д200–36; букву Д — двойной вход, и два числа, записанных через дефис. Первое из них показывает подачу в м<sup>3</sup>/ч, а второе — напор в м. Из выпускаемых промышленностью в сельском хозяйстве нашли применение насосы: Д 200–95, Д 120–70, Д 200–36, Д 320–50, Д 500–65. Насосы типа Д предназначены для подачи чистой воды, не содержащей абразивных примесей, имеющей температуру не выше 80 °С.

Насосы типа Д в сравнении с консольными создают большую подачу и напор, поэтому в сельском хозяйстве они применяются, главным образом, в гидромелиоративных системах. Эти насосы также используются в городском и промышленном водоснабжении.



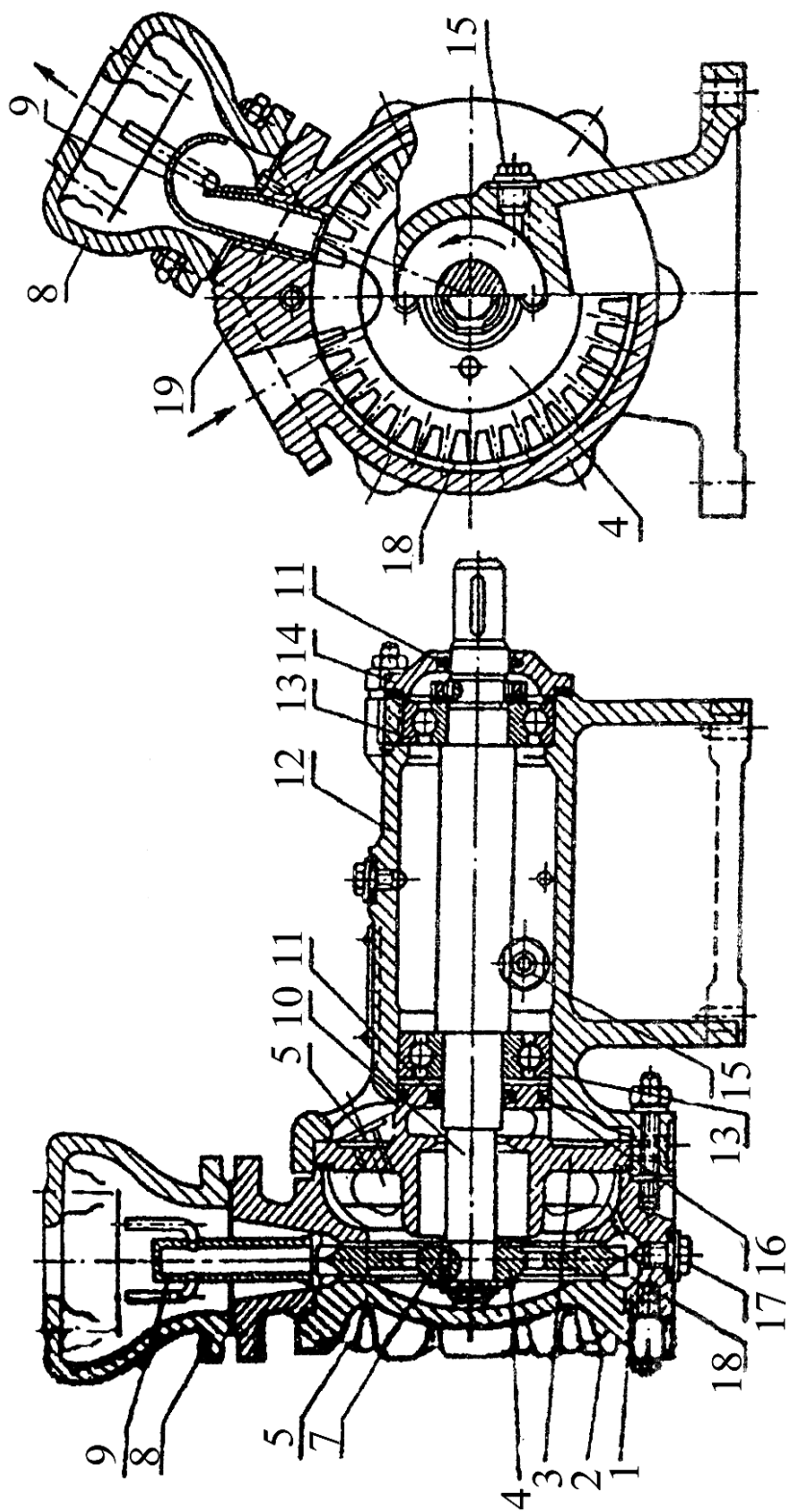


Рисунок 4.4 — Насос вихревой самовсасывающий:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — внутренняя крышка; 4 — рабочее колесо; 5 — отверстие для присоединения паропроводов; 6 — крышка обогревная (для насосов с обогревом); 7 — зазор, регулируемый кольцами; 8 — колпак; 9 — воздушный ввод; 10 — вал; 11 — уплотняющие войлочные кольца; 12 — опорная стойка; 13 — подшипник; 14 — крышка; 15 — пробка; 16 — кольцо резиновое; 17 — пробка сливная; 18 — каналы в корпусе; 19 — входной патрубок

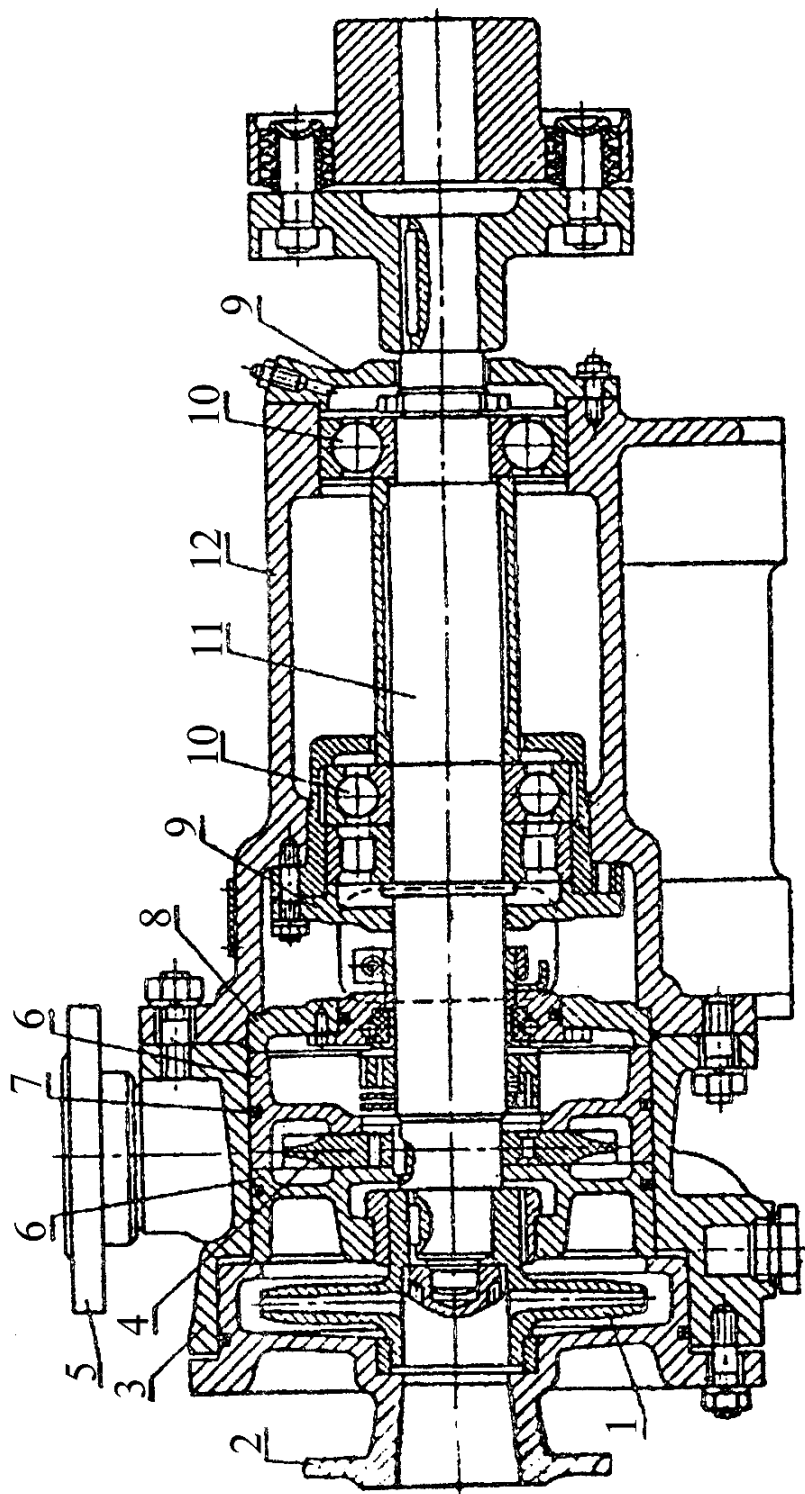


Рисунок 4.5 — Центробежно-вихревой насос:

1 — центробежное колесо; 2 — входной патрубок с крышкой; 3 — корпус насоса; 4 — вихревое колесо;  
 5 — нагнетательный патрубок; 6 — вставные детали корпуса; 7 — уплотнения; 8 — внутренняя крышка;  
 9 — крышка подшипника; 10 — подшипники; 11 — вал насоса; 12 — опора

## **Конструктивные особенности центробежных насосов типа Д**

Основным рабочим органом насоса (рисунок 4.6) является лопастное рабочее колесо с двойным входом *11*. Одна половина рабочего колеса представляет зеркальное отражение другой, т. е. это как бы два колеса консольного насоса, соединенных задними дисками. Внутренний разделяющий диск не доходит до внешнего обода колеса, поэтому два отдельных потока, входящих в рабочее колесо, на выходе объединяются в один. Рабочее колесо закреплено шпонкой посередине вала, а по краям — защитными втулками и гайками. На концах вал установлен в шариковых подшипниках (на мощных насосах применяются также подшипники скольжения *2*).

Щелевые и сальниковые уплотнения в общем аналогичны уплотнениям консольных насосов. Отличие состоит в том, что вода для гидравлического уплотнения сальника подается не через канал в корпусе, а по специальным трубкам *7*. При большой высоте всасывания напор насоса не всегда обеспечивает надежность гидравлической завесы и воздух прорывается в насос. В этом случае воду в сальник подают от постороннего источника с повышенным напором. От осевого усилия вал насоса разгружен, так как рабочее колесо симметрично. Рабочее колесо с валом размещается в корпусе, который сверху имеет плоский горизонтальный разъем, упрощающий монтаж и разборку насоса (разборку можно проводить, не отсоединяя насос от трубопроводов). Сверху насос закрывается крышкой *8*, в которой имеются каналы, продолжающие каналы корпуса.

Подводящий канал раздваивается и подводит воду к колесу с двух противоположных сторон. Отвод воды спиральный. Подводящий и отводящий патрубки насоса расположены ниже оси насоса, перпендикулярно к ней.

## **Особенности эксплуатации насосов типа Д**

У эксплуатации насосов типа Д и консольных много общего. Основное отличие состоит в том, что заполнение водой всасывающего трубопровода и корпуса насоса типа Д производится обычно с помощью специаль-

ных вакуум-насосов. На насосных станциях один вакуум-насос используется для запуска нескольких агрегатов.

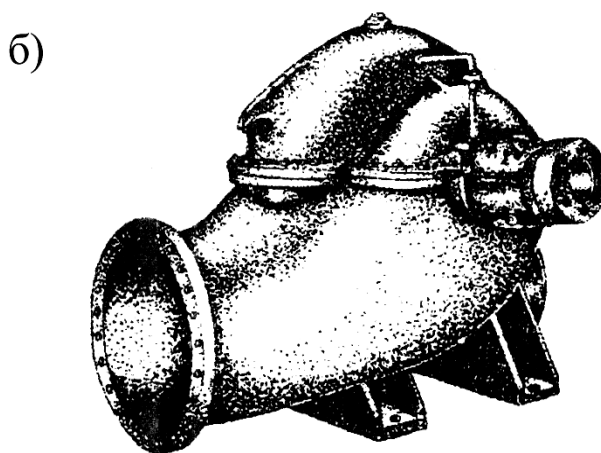
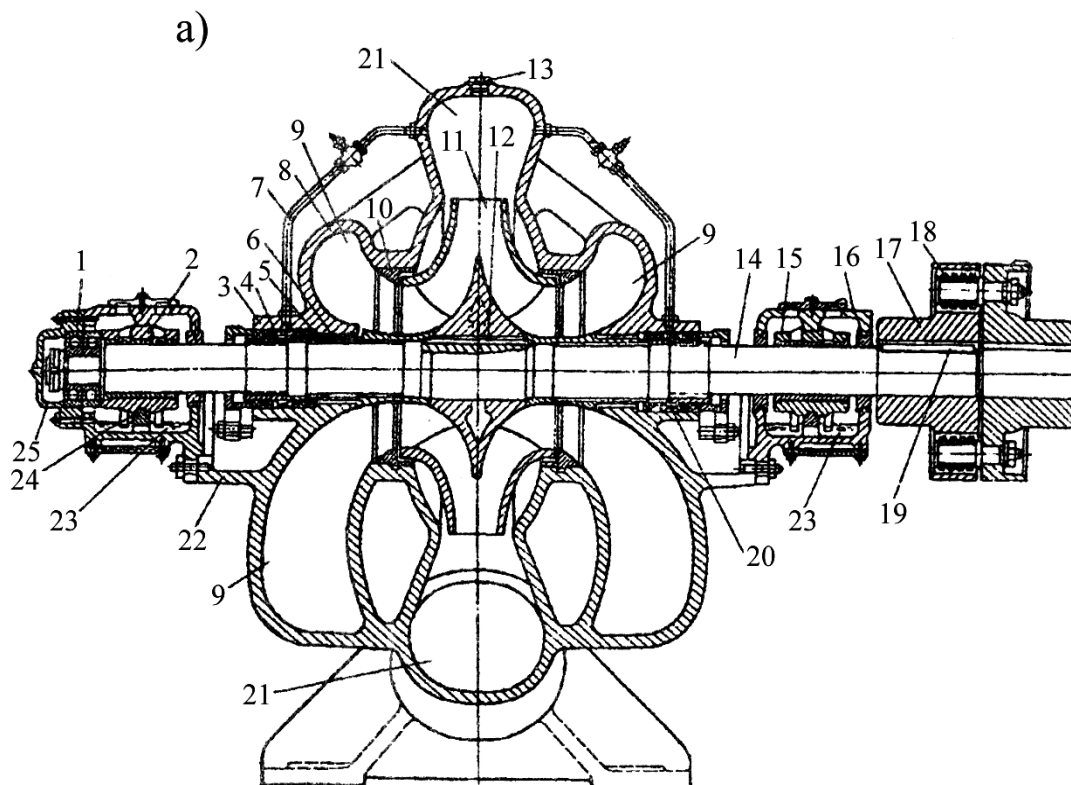


Рисунок 4.6 — Насос тина Д:

*а* — разрез: 1 — шариковый подшипник; 2 и 15 — подшипники скольжения; 3 — корпус сальника; 4 — гайка специальная, 5 — грундбуksа, 6 — защитно-упорная втулка; 7 — трубка гидравлического уплотнения; 8 — крышка корпуса насоса; 9 — полуспиральный подвод; 10 — защитно-уплотняющее кольцо; 11 — рабочее колесо; 12 — шпонка; 13 — пробка отверстия для подключения вакуум-насоса; 14 — вал; 16 — корпус подшипника, 17 — полумуфта; 18 — резиновые втулки; 19 — шпонка; 20 — кольцо гидроуплотнения; 21 — спиральный отвод; 22 — кронштейн; 23 — масляная ванна; 24 — подвижное кольцо; крышка подшипника;  
*б* — общий вид

## Осевые насосы

По ГОСТ 9366–80 обозначение осевых насосов состоит из следующих элементов (например ОПВ 6–87Э): О — осевой с жестко закрепленными лопастями; П — поворотнолопастной В — с вертикальным валом (Г — с горизонтальным валом). Далее идет число (6), обозначающее номер модели. В настоящее время выпускаются насосы семи моделей, отличающиеся формой лопастей. После дефиса записывается число (87), показывающее наружный диаметр рабочего колеса в см. Затем идут буквы, обозначающие модификацию, Э — с электроприводом разворота лопастей.

Осевые насосы создают весьма большую подачу при сравнительно небольшом напоре, поэтому они применяются сравнительно редко. В сельском хозяйстве данные насосы находят применение в крупных оросительных и осушительных системах.

### Общие сведения о конструкции и эксплуатации осевых насосов

Продольный разрез осевого насоса показан на рисунке 4.7. Основным рабочим органом насоса является рабочее колесо б, состоящее из втулки и четырех лопастей (у других насосов число лопастей может быть от 3 до 6). Наружный обод отсутствует. В отличие от центробежных, у осевых насосов жидкость движется параллельно оси насоса (отсюда и название). Лопастями могут жестко закрепляться на втулке, а могут и поворачиваться. В модификациях Э и ЭГ (с электро- и электрогидроприводом разворота лопастей) лопасти можно поворачивать без остановки агрегата, что позволяет использовать режим работы с наибольшим КПД.

Рабочее колесо крепится к фланцу вала б, который вращается в двух подшипниках скольжения 9 и 11. смазываются подшипники водой. Если перекачиваемая вода содержит более 50 мг/л взвешенных минеральных частиц (песка), то к подшипникам подается чистая вода с помощью специального насоса с расходом порядка 0,5 л/с.

Вода к верхнему подшипнику подается также при пуске насоса. В месте выхода вала из насоса установлено сальниковое уплотнение. Подвод воды к рабочему колесу осуществляется с помощью горизонтальной прямоосной бетонной трубы (камерный подвод — К), либо с помощью изогнутой металлической. Перед входом на рабочее колесо могут быть установлены лопасти выпрямителя с обтекателем. Далее вода поступает в рабочую камеру и на рабочее колесо. Рабочая камера 2 может быть цилиндрической, либо сферической. В последнем случае для возможности разборки она делается разъемной.

После рабочего колеса вода проходит через лопатки выправляющего аппарата 4, в результате чего уменьшаются гидравлические потери энергии.

Отвод воды представляет собой трубу 13, наклоненную под углом  $60^\circ$  к оси насоса. Могут выпускаться насосы с углом поворота отвода  $90^\circ$ .

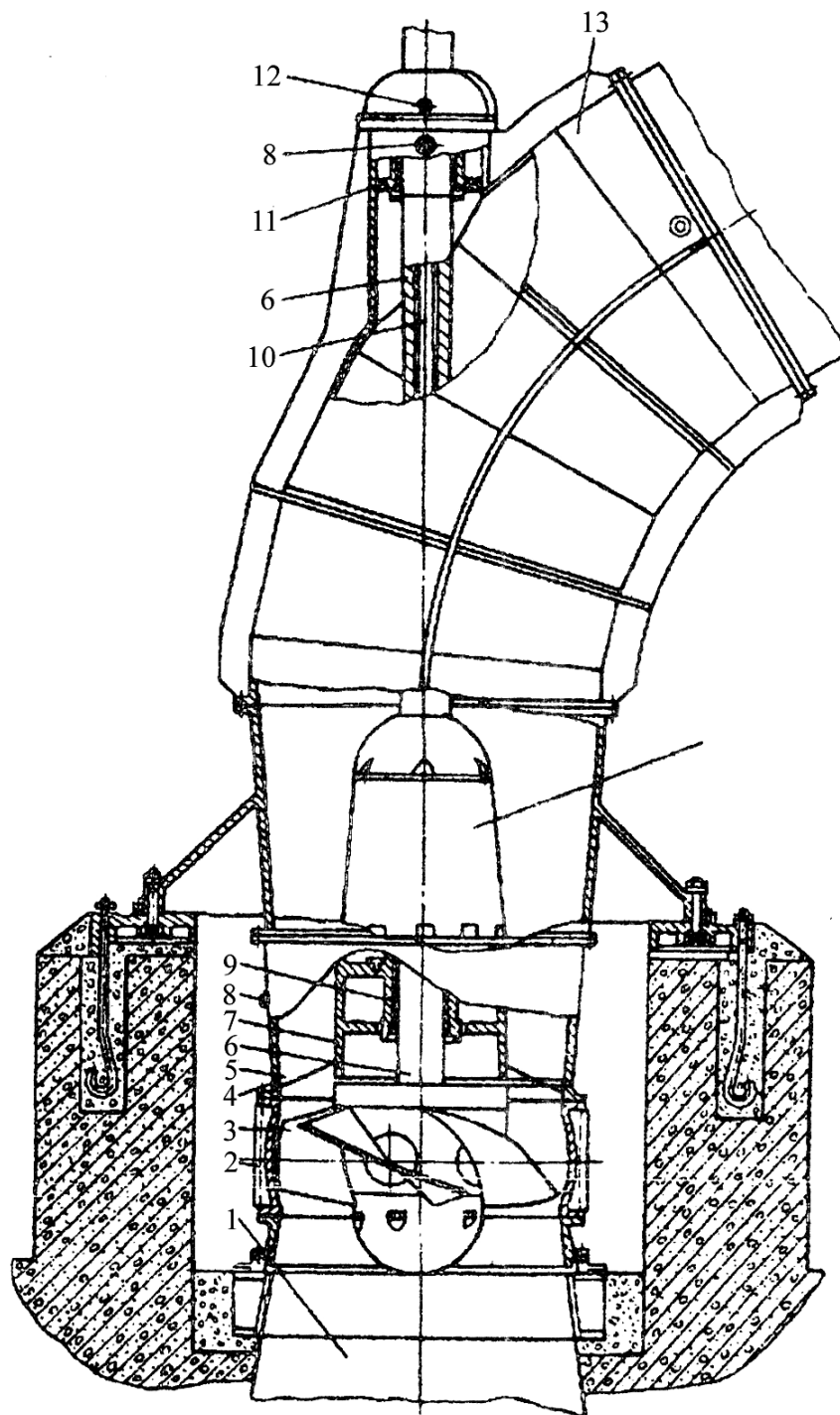


Рисунок 4.7 — Осевой насос:

1 — всасывающая труба; 2 — камера; 3 — рабочее колесо; 4 — выправляющий аппарат; 5 — лопатка выправляющего аппарата; 6 — вал; 7 — обтекатель; 8, 12 — штуцера для подвода воды к подшипникам; 9, 11 — подшипники; 10 — шток поворота лопастей рабочего колеса; 13 — отвод

## 4.2 Лабораторное занятие «Испытание центробежного насоса»

### Основные сведения

Работу центробежных насосов характеризуют следующие основные параметры:

- а)  $Q$  — подача (расход) насоса, т. е. объем жидкости, проходящий через насос в единицу времени;
- б)  $H$  — напор — энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос. Поэтому напор насоса равен разности напоров, измеренных в сечении 2–2 на выходе из насоса и в сечении 1–1 на входе в него (рисунок 4.8).

Следовательно, напор насоса

$$H = \left( z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left( z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right)$$

или

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \Delta H_x, \quad (4.1)$$

где  $\Delta z = z_2 - z_1$  — разность геометрических напоров в сечениях на выходе и входе насоса;

$p_1, p_2$  — давления в тех же сечениях;

$\gamma$  — удельный (объемный) вес жидкости;

$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$  — приращение пьезометрического напора в насосе;

$v_1, v_2$  — средние скорости в соответствующих сечениях;

$\alpha$  — коэффициент кинетической энергии (при турбулентном режиме движения  $\alpha \approx 1,1$ , а при ламинарном режиме —  $\alpha = 2$ );

$g$  — ускорение силы тяжести.

$$\Delta H_x = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$$

или



$$\Delta H_x = \frac{\delta}{2g} \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) Q^2, \quad (4.2)$$

где  $\Delta H_x$  — приращение скоростного напора для рассматриваемых сечений

1-1 и 2-2;

$S_1, S_2$  — площади соответствующих поперечных сечений;

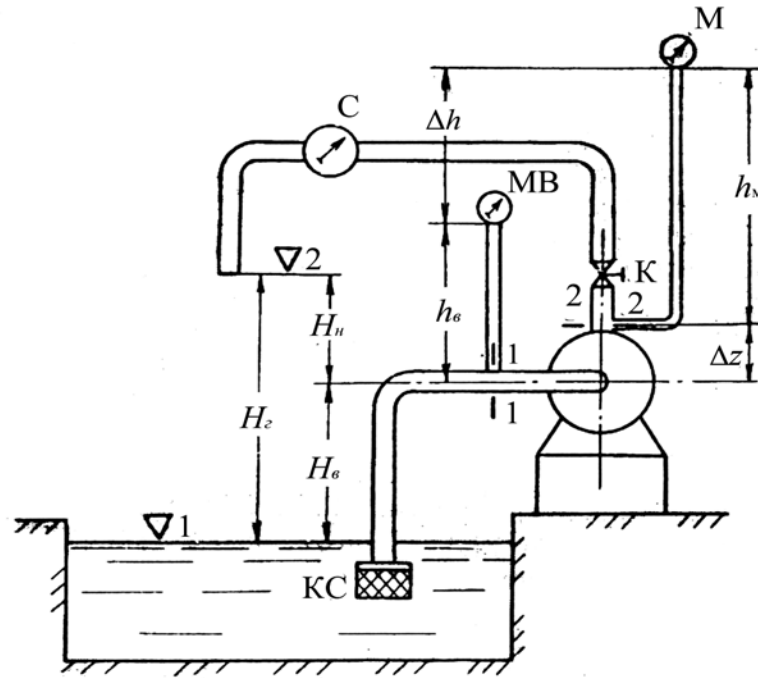


Рисунок 4.8 — Схема установки для испытания насоса:

$K$  — регулировочный кран;  $M$  — манометр,  $MB$  — мановакуумметр;  $C$  — счетчик (расходомер),  $КС$  — обратный клапан с сеткой

в)  $N_3$  — эффективная (полезная) мощность насоса. Это мощность, которую жидкость получает от насоса:

$$N_3 = \gamma Q H; \quad (4.3)$$

г)  $N$  — мощность (на валу) насоса, т. е. потребляемая. Если вал двигателя непосредственно соединяется с валом насоса, то она равняется полезной мощности двигателя;

д)  $\eta$  — коэффициент полезного действия (КПД) насоса

$$\eta = \frac{\gamma Q H}{N}; \quad (4.4)$$

е)  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$  — допустимая вакуумметрическая высота всасывания.

Если рабочая вакуумметрическая высота всасывания превысит допустимую, то в насосе будет иметь место явление, называемое кавитацией;

ж)  $n$  — частота вращения рабочего колеса насоса.

Кроме того, существуют параметры, характеризующие утечки в насосе, шум и вибрацию, надежность работы насоса и целый ряд других.

Зависимости  $H = f_1(Q)$ ,  $\eta = f_2(Q)$ ,  $N = f_3(Q)$ ,  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f_4(Q)$  или  $\Delta h_{\text{доп}} = f_4(Q)$  при  $n = \text{const}$  называются рабочими характеристиками насоса. Причем первая называется напорной, вторая и третья — энергетическими или мощностными, а четвертая называется кавитационной.

Характеристики насосов обычно представляются в графической (рисунок 4.9) или табличной форме.

Для определения характеристик проводятся испытания насосов. Правила и методы испытания центробежных насосов предусмотрены ГОСТ 6134–71, группа Г82 («Насосы динамические. Правила и методы испытаний»). В этом стандарте рассматривается несколько разновидностей испытаний: приемочные, контрольные, периодические, типовые и др.

В данной работе предусматривается только часть контрольных испытаний — определение напорной  $H = f_1(Q)$  и энергетических  $\eta = f_2(Q)$ ,  $N = f_3(Q)$  характеристик.

Измерение подачи (расхода) производится на выходе из насоса, после отбора жидкости на собственные нужды (на смазку, охлаждение и т. п.).

Измерение давления производится манометрами, вакуумметрами или мановакуумметрами, которые устанавливаются в сечениях на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса.

Для уменьшения колебаний стрелки, вызванных вибрацией насоса, манометры подключаются при помощи гибких шлангов. Если этот шланг заполняет воздух, удельный вес которого примерно в 800 раз меньше, чем у воды, то показания приборов будут включать систематическую ошибку, которая определяется с помощью основного уравнения гидростатики. Например, для схемы, показанной на рисунке 4.8:

$$p_2 = p_M + \gamma h_M,$$

$$p_1 = p_B + \gamma h_B,$$

где  $p_M$  — показание манометра;

$p_B$  — показание мановакуумметра;

$h_M, h_B$  — превышение точки подключения соответствующего прибора над центром тяжести сечения, в котором измеряется давление;

$\gamma h_M, \gamma h_B$  — систематические ошибки измерения давления в соответствующих сечениях.

В результате формула (4.1) для определения напора насоса по результатам измерений примет вид

$$H = \Delta h + \frac{\Delta p_M}{\gamma} + \Delta H_x, \quad (4.5)$$

где  $\Delta h = \Delta z + h_M - h_B$  — (рисунок 4.8);

$\Delta p_M = p_M - p_B$  — разность показаний манометра и мановакуумметра.

При обработке результатов измерений удобно, чтобы систематические ошибки в процессе измерения не изменялись. Для этого соединительные трубки приборов должны быть постоянно заполнены перекачиваемой жидкостью.

Высота положения манометра  $h_M$  и вакуумметра  $h_B$  (мановакуумметра) определяется до штуцера прибора (рисунок 4.8).

Измерение частоты вращения производится тахометром.

Определение мощности на валу насоса рекомендуется производить, измеряя вращающий момент с помощью балансирного электродвигателя.

При испытании насосов с электродвигателем на одном валу допускается определить мощность на валу, измеряя ваттметром мощность, потребляемую предварительно протарированную электродвигателем от сети  $N_1$ . Так как в этом случае КПД передачи равен 1, то мощность на валу насоса  $N$  равняется мощности на валу электродвигателя  $N_2$ , которая находится по тарировочному графику  $N_2 = f(N_1)$ .

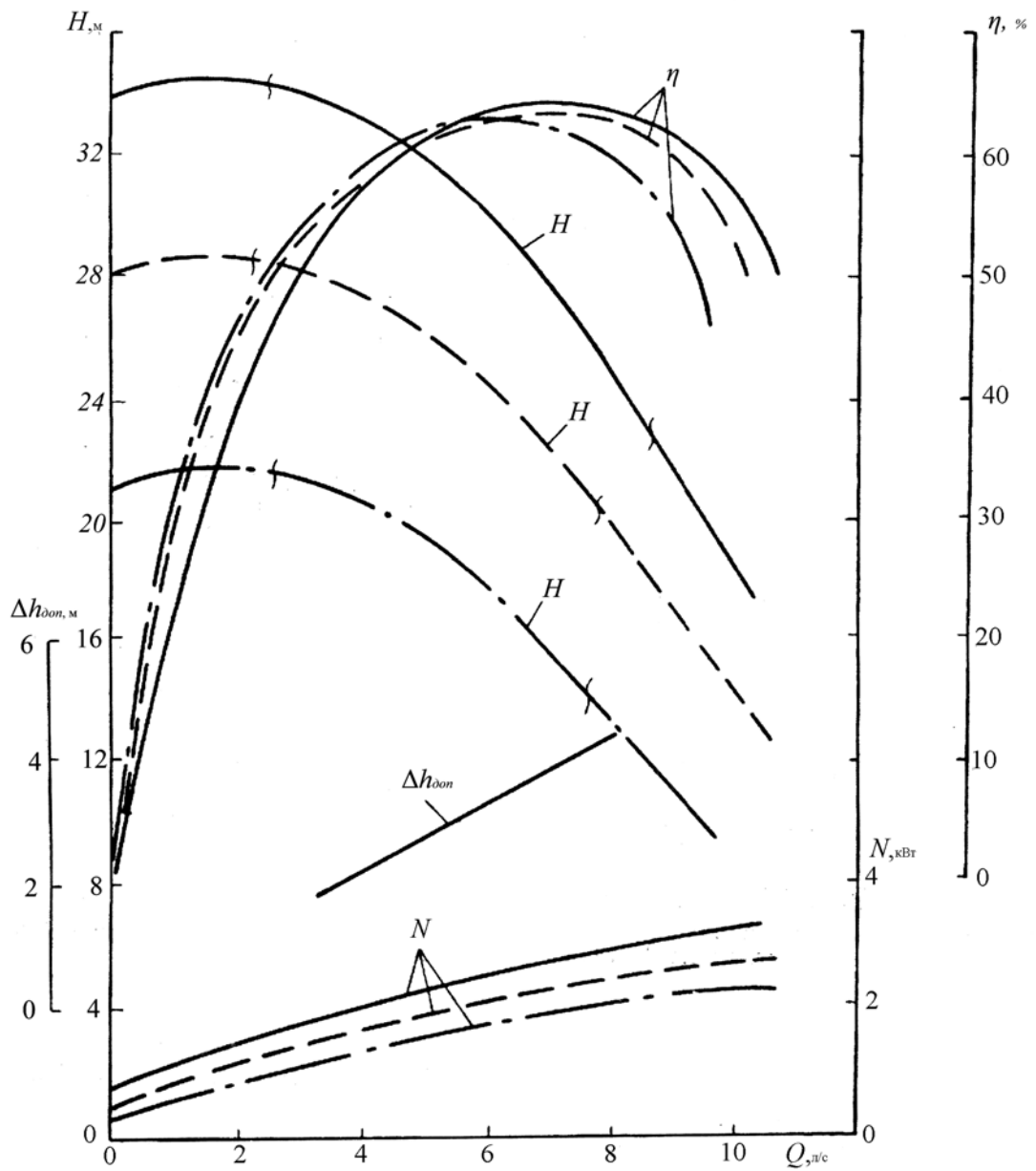


Рисунок 4.9 — Рабочие характеристики центробежных насосов К 20/30 и КМ 20/30,  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ :

- диаметр рабочего колеса 162мм (номинальный);
- - - диаметр рабочего колеса 148мм (модификация — а);
- · - диаметр рабочего колеса 132мм (модификация — б)

Во время проведения испытаний необходимо соблюдать основные правила эксплуатации насосов.

Порядок запуска:

- а) выключить с помощью трехходовых кранов манометр и вакуумметр (во избежание их поломки в результате резкого увеличения давления);
- б) проверить соответствие задвижек пусковому положению.

Для уменьшения пусковых токов, которые могут в несколько раз превышать ток, потребляемый двигателем при соответствующем установившемся режиме, а также для уменьшения механических нагрузок двигателя запускаются по возможности при наименьшей потребляемой мощности. Из графика  $N = f_3(Q)$  на рисунке 4.9 видно, что центробежные насосы потребляют наименьшую мощность при  $Q = 0$ , т. е. на холостом ходу. Поэтому центробежные насосы целесообразно запускать при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. Эта особенность запуска характерна только для центробежных насосов. Остальные насосы (осевые, вихревые, объемные) запускаются только при открытой задвижке.

На всасывающем трубопроводе любого насоса для исключения кавитации задвижка всегда должна быть полностью открыта при любом режиме работы (она закрывается только на время ремонта);

- в) запустить двигатель.

Если расход насоса отсутствует или будет очень незначительным, то следует остановить насос и залить всасывающий трубопровод и корпус жидкостью. Необходимость этого вызывается тем, что наличие воздуха в рабочем колесе насоса будет давать численно такие же напор и вакуумметрическую высоту всасывания, как и при перекачке, например, воды, но выраженные уже в единицах высоты столба воздуха. В результате разрежение во всасывающем, не заполненном водой трубопроводе, будет почти в 800 раз меньше, чем в заполненном, т. е. во столько же раз, во сколько воздух легче воды. Поэтому центробежный насос, у которого не заполнены жидкостью

корпус и всасывающий трубопровод, не сможет создать разрежение, достаточного для подъема данной жидкости;

г) с помощью трехходовых кранов заполнить трубки манометра и вакуумметра перекачиваемой жидкостью и включить приборы для измерения давления.

Для остановки насоса следует:

- а) отключить манометр и вакуумметр;
- б) закрыть задвижку на напорном трубопроводе;
- в) остановить двигатель.

В процессе испытаний необходимо контролировать работу насоса:

- а) через сальниковые уплотнения в целях охлаждения и смазки вода должна сочиться отдельными каплями в противном случае при работе сальник перегреется и происходит катастрофический износ сальника и вала. Если через сальник просачивается чрезмерно большое количество жидкости, то надо подтянуть крышку сальника или, в случае необходимости, дополнить или сменить набивку;
- б) температура подшипников и электродвигателя не должна превышать 60–70 °С;
- в) при появлении во время работы насоса сильных шумов, повышенной вибрации, его необходимо срочно остановить и выяснить причины. Насос можно будет включить только после устранения всех неполадок.

### **Порядок выполнения работы**

1. Ознакомиться с установкой для испытания центробежного насоса:

- а) изучить порядок снятия отсчетов по приборам; записать в таблицу 4.5 соответствующие шкале приборов единицы измерения;
- б) занести в таблицу 4.3 паспортные данные насоса;
- в) определить и записать в таблицу 4.4 параметры насосной установки:

$H_r$  — геометрический напор насосной установки;

$H_B$  — геометрическую высоту всасывания;

$H_H$  — геометрическую высоту нагнетания;

$p_{v1}$  — давление на свободной поверхности воды в приемном колодце;

$p_{v2}$  — давление на выходе из нагнетательного трубопровода;

$\frac{\delta}{2g} \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right)$  — коэффициент для вычисления приращения скоростного напора в насосе —  $\Delta H_x$ ;

$\Delta h$  — превышение манометра над мановакуумметром.

г) предъявить преподавателю материалы, выполненные в соответствии с вышеуказанными пунктами и получить разрешение на запуск установки.

2. Руководствуясь правилами эксплуатации, запустить насос, открыть полностью кран на нагнетательном трубопроводе, убедиться в нормальной работе насоса (вода выходит, заполняя все сечение нагнетательного трубопровода компактной сплошной струей).

После того, как установится режим работы насоса (показания приборов, измеряющих давление, не меняются), определить и записать в таблицу 4.5:

- а) показания манометра  $p_m$ , мановакуумметра  $p_v$  и ваттметра  $N_w$ ;
- б) объем воды  $V$ , протекший за время  $t$  (по секундомеру). Измеренный объем воды выбирается таким образом, чтобы максимальная относительная ошибка измерения расхода соответствовала классу точности остальных приборов (в настоящей работе этот объем принимается 40–100 л);
- в) предъявить результаты сделанных измерений преподавателю и получить разрешение на изменение режима работы насоса.

3. Не останавливая насос, произвести измерения, указанные в пункте 2 для всех положений рукоятки крана (таблица 4.5).

4. Руководствуясь правилами эксплуатации, остановить насос.

5. Определить и записать в таблицу 4.5:

- а) подачу насоса по формуле  $Q = \frac{V}{t}$ ;

б)  $\frac{\Delta p_m}{\Gamma}$  — приращение пьезометрического напора, вычисленное по показаниям манометра и мановакуумметра, см. приложения к формуле (4.5);

в)  $\Delta H_x$  — приращение скоростного напора по формуле (4.2);

г)  $H$  — полный напор насоса по формуле (4.5);

д)  $N$  — мощность на валу насоса с помощью тарировочного графика электродвигателя  $N_2 = f(N_1)$  или по формуле  $N_2 = N_1 \eta_3$ ,

где  $N_1$  — мощность, потребляемая электродвигателем (определяется с помощью ваттметра);

$N_2$  — мощность на валу электродвигателя;

$\eta_3$  — КПД электродвигателя при соответствующем режиме.

Учитывая, что в лабораторной установке насос и двигатель имеют общий вал, то  $N_2 = N$  (в данном случае КПД передачи равен единице);

е)  $\eta$  — коэффициент полезного действия насоса по формуле (4.4).

6. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики насоса (рисунок 4.9):

а) напорную  $H = f_1(Q)$ ;

б) энергетические  $\eta = f_2(Q)$  и  $N = f_3(Q)$ .

Таблица 4.3 — Паспортные (номинальные) данные насоса

Марка насоса		$Q$	$H$	$\eta$	$n$	$N$	$d_{pk}$
принятая	по ГОСТ 22247-76						

Таблица 4.4 — Параметры насосной установки

$H_r$	$H_b$	$H_n$	$P_{\nabla 1}$	$P_{\nabla 2}$	$\frac{6}{2g} \left( \frac{1}{s_2^2} - \frac{1}{s_1^2} \right)$	$\Delta h$



Таблица 4.5 — Рабочие параметры насоса

Открытие крана, град.	$V$	$t$	$Q$	$p_M$	$p_B$	$\frac{\Delta p_M}{\rho}$	$\Delta H_x$	$H$	$N_w$	$N_1$	$N, (N_2)$	$\eta$
90												
50												
40												
35												
0			0									

### 4.3 Практическое занятие «Расчет насосной установки»

#### Насосная установка и ее параметры

Насосной установкой целесообразно называть систему резервуаров, трубопроводов и арматуру, к которой подсоединяется насос (рисунок 4.10).

Диаметры трубопроводов насосной установки выбираются в зависимости от средней скорости воды в трубопроводе, которая по СНиП 2.04.02–84 для труб диаметром  $d \leq 250$  мм составляет для всасывающих трубопроводов (0,6–1) м/с, а для нагнетательных трубопроводов (0,8–2,0) м/с. Всасывающий трубопровод для уменьшения вероятности появления кавитации рекомендуется делать по возможности короче и с наименьшим числом поворотов. Во избежание подсоса воздуха всасывающие трубопроводы обычно применяются стальные.

Насосную установку характеризуют следующие параметры:

$Q$  — расход — объем воды, проходящей в единицу времени через каждое поперечное сечение трубопроводов насосной установки, м<sup>3</sup>/с;

$H_B$  — геометрическая высота всасывания, м;

$H_H$  — геометрическая высота нагнетания, м;

$H_T = H_B + H_H$  — геометрический напор насосной установки, м;

$p_1, p_2$  — давления на поверхности жидкости в приемном и напорном резервуарах, Па;

$H_{н.у}$  — потребный напор насосной установки — это напор, который необходимо создать на насосной установке, чтобы по ней пошла жидкость с заданным расходом:

$$H_{н.у} = H_{г} + \frac{P_2 - P_1}{\Gamma} + h, \quad (4.6)$$

где  $h = h_{в} + h_{н}$  — общие потери напора трубопроводов насосной установки;

$h_{в}$  и  $h_{н}$  — потери напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

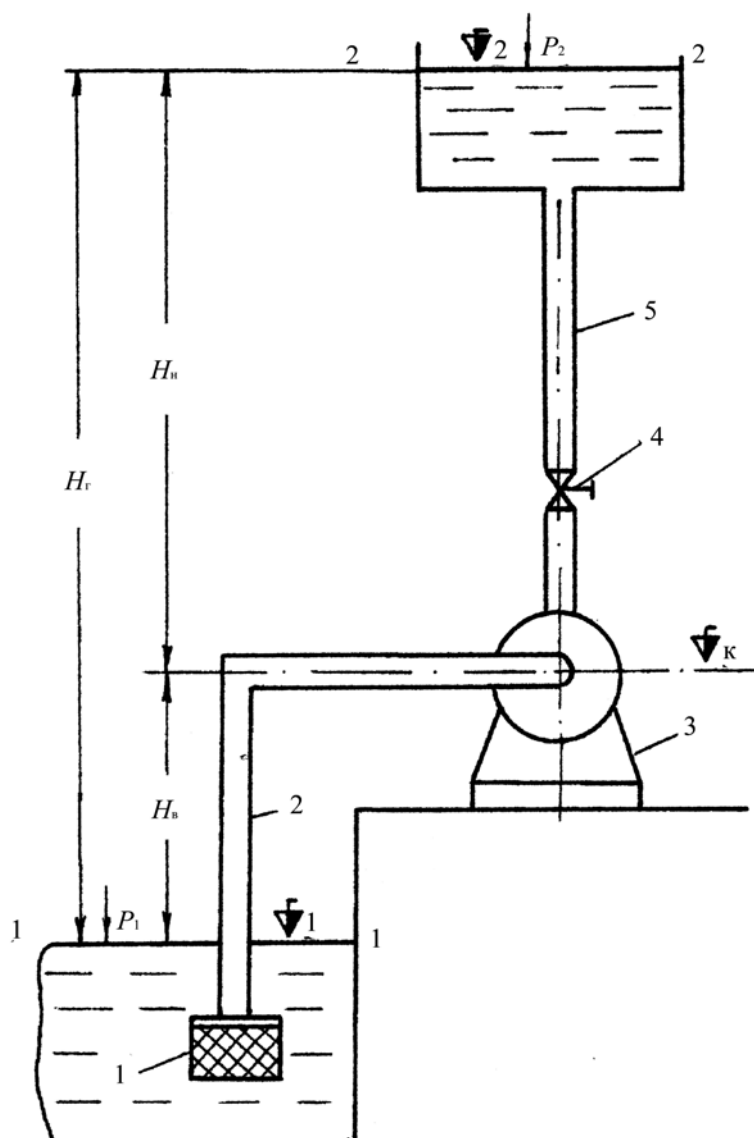


Рисунок 4.10 — Схема насосной установки:

1 — всасывающий клапан с сеткой; 2 — всасывающий трубопровод; 3 — насос; 4 — задвижка; 5 — нагнетательный трубопровод

Для всасывающего трубопровода:

$$h_{\text{в}} = \left( \lambda_{\text{в}} \times \frac{l_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} + \Sigma \zeta \right) \frac{v_{\text{в}}^2}{2g}, \quad (4.7)$$

где  $\lambda_{\text{в}}$  — коэффициент гидравлического трения для всасывающего трубопровода, определяемый по графику Мурина (приложение 8) или по формулам;

$l_{\text{в}}, d_{\text{в}}$  — длина и диаметр всасывающего трубопровода;

$\zeta$  — коэффициент местных гидравлических сопротивлений, (приложение 10).

Нагнетательный трубопровод, как правило, намного длиннее всасывающего, поэтому определение местных потерь напора можно упростить, приняв их равными 10 % от потерь по длине.

Соответственно:

$$h_{\text{н}} = 1,1 \lambda_{\text{н}} \frac{l_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} \frac{v_{\text{н}}^2}{2g}, \quad (4.8)$$

где  $l_{\text{н}}, d_{\text{н}}$  — длина и диаметр нагнетательного трубопровода, м;

$v_{\text{н}}$  — средняя скорость воды в нагнетательном трубопроводе, м/с;

$\lambda_{\text{н}}$  — коэффициент гидравлического трения для нагнетательного трубопровода.

Гидравлическая характеристика насосной установки:

$$H_{\text{н.у}} = H_{\text{г}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + BQ^2. \quad (4.9)$$

При построении характеристики величину  $B$  целесообразно вычислять по формуле:

$$B = \frac{h_{\text{п}}}{Q_{\text{п}}^2}, \quad (4.10)$$

где  $h_{\text{п}}$  — общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетном расходе  $Q_{\text{п}}$ . Расчетный расход насосной установки определяется объемом и режимом водопотребления, а также величиной регулирующих сооружений;

$B$  — постоянная для данной установки при турбулентном режиме движения жидкости.

### Подбор центробежных насосов

Исходные данные:

- а)  $Q_p$  — расчетный расход насосной установки;
- б) план установки с горизонталями, на котором указано расположение водозабора, насосной станции, водонапорной башни и трассы трубопроводов;
- в) наибольшая и наименьшая отметка уровня воды в источнике (предполагается, что источник полностью обеспечивает потребность в воде).

Порядок расчета.

1. Составляется схема насосной установки и определяются все ее параметры. Если геометрическая высота всасывания  $H_v$  превышает 5 м, составляется схема, в которой предусматривается применение погружных насосов. При выборе схемы насосной установки следует учитывать, что геометрическую высоту всасывания можно уменьшить путем заглубления пола насосной станции до 5 м от поверхности земли, если этому не препятствуют грунтовые воды. Наиболее высокий уровень грунтовых вод должен быть ниже пола, по крайней мере, на 0,5 м.

2. На сводном графике подач и напоров соответствующих насосов (рисунок 4.11) наносится расчетная точка, параметры которой — расчетный расход  $Q_p$  и вычисленный для него потребный напор насосной установки, который в дальнейшем будет называться также расчетным  $H_p$ .

Выбирается насос, напорная характеристика которого лежит выше расчетной точки, но ближе чем характеристики других насосов. В оптимальном случае расчетная точка совместится с характеристикой насоса при наибольшем КПД.

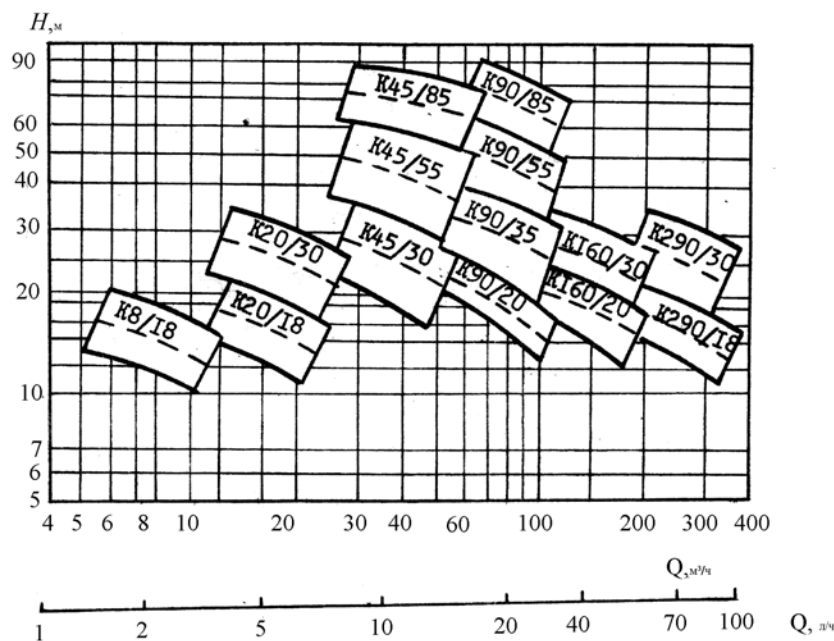


Рисунок 4.11 — Сводный график полей:  
 $Q - H$  насосов типа К, КМ

3. Строятся графики рабочих характеристик выбранного насоса на основании приложения 13–25.

4. Строится гидравлическая характеристика насосной установки (на тех же осях, что и напорная характеристика насоса). Для этого расходы, указанные в таблице технических данных выбранного насоса, подставляются в формулу (4.10) и вычисляются соответствующие напоры.

5. Определяются рабочие параметры насоса, характеризующие его работу на данной установке, по рабочей точке насоса, которая представляет собой точку пересечения напорной характеристики насоса и гидравлической характеристики насосной установки (рисунок 4.12).

$$Q_A, H_A, \eta_A, N_A, H_{\text{вак } A}^{\text{доп}}, \text{ или } \Delta h_{\text{доп } A}.$$

6. Проверяется отсутствие кавитации в насосе:

а) вычисляется допустимая геометрическая высота всасывания для рабочего расхода (индекс А у рабочих параметров в дальнейшем опускаем)

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_{\text{в}} - \frac{x_{\text{в.п}}^2}{2g}, \quad (4.11)$$

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} - h_{\text{в}} - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (4.12)$$

где  $\Delta h_{\text{доп}}$  — допустимый (наименьший) кавитационный запас;

$p_{\text{атм}}$  — атмосферное давление;

$p_{\text{н.п}}$  — давление насыщенных паров жидкости при данной температуре, (приложение 5);

$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$  — допустимая вакуумметрическая высота всасывания;

$h_{\text{в}}$  — потери напора во всасывающем трубопроводе при рабочем расходе, определяются по формуле (4.7) для рабочего расхода;

$v_{\text{в.п}}$  — скорость воды во всасывающем патрубке насоса.

$$x_{\text{в.п}} = \frac{Q}{S_{\text{в.п}}}, \quad (4.13)$$

где  $Q$  — рабочий расход насоса;

$S_{\text{в.п}}$  — площадь поперечного сечения всасывающего патрубка (в приложениях 13–25 даны диаметры всасывающих патрубков  $D_{\text{в}}$ ).

При  $H_{\text{в}} \leq H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  кавитация в насосе отсутствует. Если данное условие не выполняется, то следует изменить насосную установку, т. е. увеличить диаметр или уменьшить длину всасывающего трубопровода, либо заглубить насос.

## Пример подбора центробежного насоса

### Исходные данные

Насос предназначается для работы в насосной установке, по которой вода подается из колодца чистой воды в водонапорную башню (рисунок 4.10). Всасывающий трубопровод длиной  $l_{\text{в}} = 15$  м имеет два резких поворота на  $90^\circ$  и оборудован обратным клапаном с сеткой. Нагнетательный трубопровод имеет длину  $l_{\text{н}} = 57,2$  м. Низшая отметка уровня воды в колодце  $\nabla_1 = 10$  м, наибольшая отметка уровня воды в башне  $\nabla_2 = 30$  м, отметка поверхности земли в месте установки насосной станций  $\nabla_{\text{н.с}} = 14$  м. Температура воды  $10^\circ\text{C}$ .

Расчетный расход насосной установки  $Q_{\text{р}} = 5,5$  л/с =  $19,8$  м<sup>3</sup>/ч.

## Порядок расчета

1. На схеме насосной установки указываются величины, необходимые для определения параметров насосной установки:  $H_B$ ,  $H_H$ ,  $H_G$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  и предварительно намечается тип насоса – в данном случае консольного типа, так как

$$H_B = \nabla_{н.с} - \nabla_1 = 14 - 10 = 4 \text{ м.}$$

2. Подбираются диаметры трубопроводов из условия  $v_B = (0,6-1) \text{ м/с}$ ,  $v_H = (0,8-2) \text{ м/с}$ , а также материал трубопроводов.

Для всасывающих трубопроводов применяются стальные трубы, соединяемые сваркой или фланцами. Для нагнетательных трубопроводов также можно использовать стальные трубы.

Примем в первом приближении скорость в обоих трубопроводах  $v = 1 \text{ м/с} = 10 \text{ дм/с}$ . Из уравнения неразрывности найдем соответствующую площадь сечения трубопроводов и их диаметр:

$$S = Q_p / v = 5,5 / 10 = 0,55 \text{ дм}^2,$$

тогда диаметр  $d = 84 \text{ мм}$ .

Учитывая диапазон рекомендуемых скоростей, из приложения 26 окончательно принимаем стальные электросварные трубы по ГОСТ 10704–96 для всасывающего трубопровода  $d_{B.H} = 102 \text{ мм}$ , при толщине стенки  $t = 3,5 \text{ мм}$ , внутренний диаметр  $d_{B.B} = 95 \text{ мм}$ ,  $S_{B.B} = 0,71 \text{ дм}^2$ , а для нагнетательного  $d_{H.H} = 76 \text{ мм}$ , тогда  $d_{B.H} = 70 \text{ мм}$  при  $t = 3,0 \text{ мм}$ ,  $S_{B.H} = 0,385 \text{ дм}^2$ .

3. Определяем фактические скорости в трубопроводах (из уравнения неразрывности):

$$v_B = \frac{Q_p}{S_{B.B}} = \frac{5,5}{0,71} = 7,75 = 0,775 \text{ м/с},$$

$$v_H = \frac{Q_p}{S_{B.H}} = \frac{5,5}{0,385} = 14,3 = 1,43 \text{ м/с}.$$

Полученные скорости соответствуют рекомендованным.

4. Находятся потери напора во всасывающем  $h_B$ , в нагнетательном  $h_H$  трубопроводах, и общие.

Для этого из приложения 10 определяются коэффициенты местных сопротивлений. В рассматриваемом случае коэффициент гидравлического сопротивления клапана с сеткой  $\zeta_{\kappa} = 7$ , а резкого поворота на  $90^{\circ}$  —  $\zeta_{\Pi} = 1,1$ .

Из приложения 7 находится абсолютная эквивалентная шероховатость стальных труб после нескольких лет эксплуатации  $\Delta = 0,19$  мм. Вычисляется относительная гладкость всасывающего и нагнетательного трубопроводов:

$$\frac{d_{\text{в.в.}}}{\Delta} = \frac{95}{0,19} = 500,$$

$$\frac{d_{\text{в.н.}}}{\Delta} = \frac{70}{0,19} = 370.$$

Определяется число Рейнольдса по формуле:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu},$$

где  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости воды при температуре  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $\nu = 0,013$  см<sup>2</sup>/с (приложение 4).

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{77,5 \times 9,5}{0,013} = 5,7 \times 10^4,$$

$$\text{Re}_{\text{н}} = \frac{143 \times 7}{0,013} = 7,7 \times 10^4.$$

Соответственно по графику Мурина находится  $\lambda_{\text{в}} = 0,026$  и  $\lambda_{\text{н}} = 0,027$ .

Вычисляются потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах по формулам (4.7) и (4.8):

$$h_{\text{в}} = \left( 0,026 \times \frac{15}{0,095} + 7 + 2 \times 1,1 \right) \times \frac{(0,775)^2}{2 \times 9,8} = 0,41 \text{ м},$$

$$h_{\text{н}} = 1,1 \times 0,027 \times \frac{57,2}{0,076} \times \frac{1,43^2}{2 \times 9,8} = 2,53 \text{ м}.$$

Соответственно общие потери напора при расчетном расходе

$$h_{\text{р}} = h_{\text{в}} + h_{\text{н}} = 0,41 + 2,53 = 2,94 \text{ м}.$$

5. Определяется расчетный потребный напор насосной установки



$$H_p = H_{н.у} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h_p = 20 + 0 + 2,94 = 22,94 \text{ м.}$$

где  $H_r = \nabla_2 - \nabla_1 = 30 - 10 = 20 \text{ м}$ ;

$$p_1 = p_2 = p_{\text{атм.}}$$

6. Наносим расчетную точку ( $Q_p = 5,5 \text{ л/с}$ ,  $H_p = 22,94 \text{ м}$ ) на сводный график подач и напоров консольных насосов (рисунок 4.11) и по ближайшей вышерасположенной характеристике уточняем марку насоса: К 20/30а, либо КМ 20/30а. Насосы типов К и КМ в гидравлическом отношении одинаковы, а отличаются конструкцией соединения с электродвигателем.

7. Строятся графики рабочих характеристик (рисунок 4.12) выбранного насоса с помощью приложения 15, для диаметра рабочего колеса  $D_k = 148 \text{ мм}$ .

8. Строится гидравлическая характеристика насосной установки на тех же осях, что и напорная характеристика насоса (рисунок 4.12). Для этого расходы, указанные в приложении 15, подставляются в формулу (4.9) и вычисляются соответствующие напоры.

Коэффициент  $B$  в формуле (4.9) удобно определять из соотношения:

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2} = \frac{2,94}{(5,5)^2} = 0,097 \frac{\text{м}}{(\text{л/с})^2}.$$

Единица измерения  $\frac{\text{м}}{(\text{л/с})^2}$  позволяет получать в формуле (20 4) потери напора в метрах при подстановке табличных расходов в л/с.

Результаты расчетов по формуле (4.9) приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6

$Q$ , л/с	0	2	4	6	8
$H_{н.у}$ , м	20	20,4	21,6	23,5	26,2

9. На пересечении напорной характеристики насоса с гидравлической характеристикой насосной установки (рисунок 4.12) находится рабочая точка насоса А, которая определяет его рабочие параметры:

$$H_A = 23,9 \text{ м}; Q_A = 6,5 \text{ л/с}; \eta_A = 67 \%; \Delta h_{\text{доп}} = 3,15 \text{ м}; N_A = 2,5 \text{ кВт.}$$

В дальнейших расчетах используются только рабочие параметры, поэтому для упрощения записи индекс «А» опущен.

Следует отметить, что для определения рабочей мощности насоса проще использовать формулу:

$$N = \frac{\gamma Q H}{3},$$

чем строить график  $N = f(Q)$ . При этом результат получается более точный, так как масштаб графиков, приведенных в приложениях 13–25 является сравнительно мелким.

$$N = \frac{9800 \times 0,0065 \times 23,9}{0,67} = 2420 \text{ Вт} = 2,42 \text{ кВт}.$$

10. Определяется допустимая геометрическая высота всасывания  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  и соответствующая ей отметка оси рабочего колеса насоса по формуле (4.12).

При развитии турбулентном движении потери напора пропорциональны квадрату скорости и следовательно квадрату расхода, поэтому

$$h_{\text{в}} = h_{\text{в.р}} \left( \frac{Q}{Q_{\text{р}}} \right)^2 = 0,41 \times \left( \frac{6,5}{5,5} \right)^2 = 0,57 \text{ м}.$$

$D_{\text{в.п}} = 0,5$  дм,  $S_{\text{в.п}} = 0,196$  дм<sup>2</sup> — диаметр и площадь поперечного сечения всасывающего патрубка насоса, приложение 15.

$$v_{\text{в.п}} = \frac{Q}{S_{\text{в.п}}} = \frac{6,5}{0,196} = 33,2 \text{ дм/с} = 3,32 \text{ м/с}.$$

Наименьшее абсолютное давление атмосферы в рассматриваемой местности  $p_{\text{атм}} = 98$  кПа, абсолютное давление насыщенных паров воды при температуре 10 °С  $p_{\text{н.п}} = 1,2$  кПа, (приложение 5).

Тогда

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{98 - 1,2}{9,81} - 0,57 - 3,15 = 6,15 \text{ м}.$$

Наибольшая допустимая по условиям кавитации отметка оси рабочего колеса:

$$\nabla_{\text{к}} = \nabla_1 + H_{\text{в}}^{\text{доп}} = 10 + 6,15 = 16,15 \text{ м}.$$

Следовательно, в данном случае при  $\nabla_{\text{н.с}} = 14\text{м}$  может быть применена станция наземного типа.

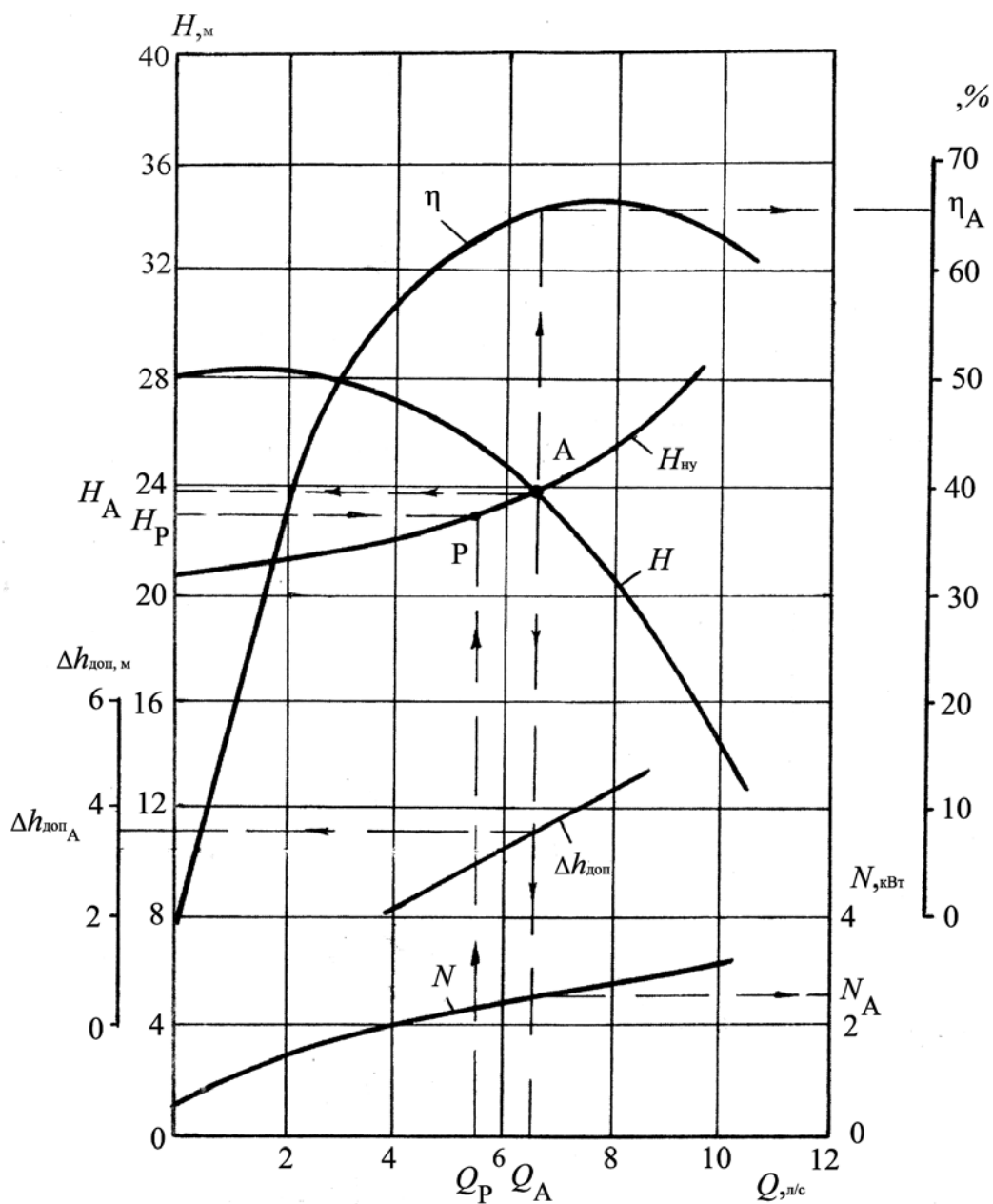


Рисунок 4.12 — Схема определения рабочих параметров насоса:  
 $H_{\text{гв}}$  — гидравлическая характеристика (потребный напор) насосной установки; P — расчетная точка насосной установки (индексом обозначены потребный напор и расход насосной установки); A — рабочая точка насоса (индексом обозначены рабочие параметры насоса)

## **5 СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ**

### **5.1 Лабораторное занятие «Трубопроводы, трубопроводная арматура. Систем водоснабжения»**

#### **Трубопроводы**

Одним из важнейших параметров, характеризующих трубопроводы, является диаметр труб. В справочниках приводятся наружный, внутренний диаметры труб (иногда вместо внутреннего диаметра приводится толщина стенки) и, так называемый «условный проход». Условный проход представляет собой округленную величину внутреннего диаметра, которая может отличаться от фактической до 10 %. Внутренний диаметр трубы определяет ее пропускную способность и используется в гидравлических расчетах. Наружный диаметр определяет монтажные размеры. Условный проход является составным элементом маркировки труб и используется при подборе арматуры, а также при составлении заявок на материально-техническое обеспечение. Если трубы имеют одинаковый условный проход и выполнены из одного и того же материала, то они имеют также равные внешние диаметры. Еще одним параметром, характеризующим трубы, является наибольшее рабочее давление, которое можно допустить в трубопроводе без нарушения его прочности. Оно зависит от материала трубопровода и толщины стенок.

В системах водоснабжения применяются асбестоцементные, полимерные, стальные и чугунные трубы. Наибольшее применение для наружных сетей водопроводов сельскохозяйственного водоснабжения нашли напорные асбестоцементные трубы. Они изготавливаются четырех классов: ВТ6, ВТ9, ВТ12, ВТ15 и трех типов: 1, 2, 3. Число в обозначении класса указывает максимальное рабочее давление (в атмосферах), на которое рассчитаны данные трубы. Классы и типы отличаются набором диаметров, толщиной стенок и длиной труб. Например, трубы типа 1 имеют длину 2,95 и 3,95 м, трубы типа 2 — 5 м, а типа 3 — 5,95 м. Толщина стенок изменяется от 9 мм для труб

класса ВТ6 типа 1, имеющих условный проход 100 мм, до 46 мм для труб класса ВТ15 типа 2, имеющих условный проход 500 мм.

Напорные асбестоцементные трубы маркируются следующим образом: ВТ9 200×3950 тип 1, где 200 — условный проход в мм, 3950 — длина в мм.

Недостатком асбестоцементных труб является повышенная хрупкость, что надо учитывать при транспортировке. Категорически запрещается бросать трубы, так как при ударе даже о мягкую землю в них могут образовываться волосяные, невидимые глазу, трещины, что приведет к быстрому разрушению трубы в процессе эксплуатации.

В последнее время в сельскохозяйственном водоснабжении все более широкое применение получают полимерные напорные трубы. Они изготавливаются четырех типов: Л (легкий) — на давление до 0,25 МПа; СЛ (среднелегкий) — до 0,4 МПа; С (средний) — до 0,6 МПа и Т (тяжелый) — до 1 МПа, по ГОСТ 13599–93.

Для изготовления труб применяется полиэтилен высокой (ПВП) и низкой (ПНП) плотности. ПВП применяется для более прочных труб. Трубы допускается использовать для хозяйственно-питьевого назначения при температуре воды, не превышающей 30 °С. Полиэтиленовые трубы имеют наружные диаметры от 25 до 400 мм, а толщину стенок — от 2 до 25,5 мм. Пример маркировки полиэтиленовых труб: ПВП 63 СЛ, это означает, что труба изготовлена из полиэтилена высокой плотности, имеет наружный диаметр 63 мм и относится к среднелегкому типу. Основные преимущества: малый удельный вес, простота монтажа и транспортировки. Главный недостаток — потеря прочности вследствие старения, проявляющаяся в виде внезапного разрыва трубопровода.

Стальные трубы в сельскохозяйственном водоснабжении применяются главным образом для внутренних водопроводных сетей. Трубы стальные водогазопроводные по ГОСТ 3262–95 выпускаются без покрытия (черные) и оцинкованные. Подразделяются на 3 категории: Л (легкие) и О (обыкновенные) — на давление до 1 МПа, а также У (усиленные) — до 1,6 МПа. Услов-

ный проход выпускаемых труб — от 6 до 150 мм, толщина стенок — от 0,8 до 5,5 мм.

Пример маркировки: труба У–Р–50×4000 Ст 3, где У — труба усиленная; Р — с резьбой; 50 — условный проход в мм; 3,5 — толщина стенки в мм; 4000 — длина трубы в мм; Ст 3 — марка материала (сталь 3).

Стальные электросварные трубы по ГОСТ 10704–96 выполняются с прямым и спиральным швом. Условный проход находится в пределах от 25 до 1400 мм, толщина стенок — от 1,4 до 14 мм. Электросварные трубы с прямым швом изготавливаются на давления 1 и 1,6 МПа, а со спиральным швом — до 3,5 МПа.

Чугунные напорные трубы класса А и В по ГОСТ 9583–95, условным проходом 65–500 мм на давление до 1,5 МПа изготавливаются из серого чугуна с раструбным соединением. Они обладают большой долговечностью, но отличаются высокой стоимостью, поэтому в сельскохозяйственном водоснабжении используются редко.

### **Виды соединений трубопроводов и арматуры**

При строительстве водопроводов в зависимости от назначения в основном используются следующие виды соединения трубопроводов и гидравлической арматуры: сварные (неразъемные), резьбовые соединения (разъемные), фланцевые (разъемные), раструбное (неразъемные) и другие соединения.

#### **Сварные соединения**

Соединения трубопроводов при помощи электродуговой и газовой сварки относятся к неразъемным соединениям и наиболее широко применяются при сооружении магистральных водопроводов, а также при монтаже трубопроводов внутри помещений. На рисунке 5.1 представлен вид сварного соединения с указанием типа сварки и сварного шва, от качества которого зависит надежность работы водопровода. Перед сваркой концы

труб и фаски необходимо тщательно очистить от ржавчины и грязи, трубы надежно укрепить на лежках или опорах и скрепить сварочными прихватками. После этого стык полностью необходимо заварить и проверить на качество сварки визуальным осмотром и с помощью установок по проверке качества сварного шва.

### **Резьбовые соединения**

Соединение стальных трубопроводов и арматуры на резьбе относится к разъемным соединениям и обычно используется при монтаже водопроводов малых диаметров (до 50 мм) в системах водоснабжения и отопления. Этот вид соединения (рисунок 5.2) применяется при сравнительно невысоких давлениях (не более 1,6 МПа) и главным образом используется при сооружении трубопроводов и арматуры внутри помещений. Резьбовые соединения обеспечивают достаточную плотность, прочность соединений при возможной сборке или его разборке. Для соединения труб применяют цилиндрическую и коническую резьбы (метрическую и дюймовую). Плотность соединения с цилиндрической (трубной) резьбой обеспечивается применением уплотняющих средств в виде льняной пряди, пропитанной суриком на олифе или другими материалами. Соединение конической резьбой специальных уплотнений не требует.

### **Фланцевое соединение**

Фланцевое соединение (рисунок 5.3) следует отнести к разъемным соединениям на прокладках, изготовленных из резины или других материалов, являющихся наиболее надежными, но в тоже время наиболее дорогими. Этот вид соединения применяется в основном для присоединения трубопроводов к фланцам гидравлической арматуры. Основное преимущество фланцевых соединений — их способность воспринимать осевые усилия и возможность замены гидравлической арматуры, вышедшей из строя.

## **Раструбное соединение**

Чугунные трубы соединяют с помощью раструбов, заделку которых начинают после укладки труб в траншею. Герметизацию стыка осуществляют в основном двумя методами.

В первом случае (рисунок 5.4) внутренняя часть раструбной щели заделывается (уплотняется) промасленной пеньковой прядью. Из пряди изготавливаются плотные жгуты такой толщины, чтобы они с трудом входили в кольцевой зазор раструбного соединения. Концы колец закладываются в раструб вразбежку. Каждый виток проталкивают в раструб конопаткой и уплотняют его до отказа сильными ударами молотка по конопатке. Уплотнение считается законченным, если конопатка при ударе по ней молотком отскакивает. После тщательного уплотнения жгута или колец, оставшуюся глубину раструба заполняют асбестоцементной смесью, состоящей из 70 % цемента и 30 % асбеста. Перед приготовлением смеси асбестовое волокно просушивают, разрыхляют, а цемент просеивают. Заготовленную смесь хранят в герметически закрытой таре. Смесью увлажняют водой непосредственно перед заделкой стыка. Увлажненную смесь вводят в раструбную щель тремя-четырьмя слоями, которые уплотняют ударами молотка по чеканке.

Во втором случае (рисунок 5.5) в раструб устанавливается резиновая самоуплотняющаяся манжета типа Б1 или Б2, а для труб раструбно-винтовых — уплотнительное кольцо типа А с раструбно-винтовой чугунной или пластмассовой запорной муфтой.

При монтаже трубопроводов резиновыми уплотнителями используют специальные монтажные приспособления для соединения трубопроводов.

## **Соединение асбестоцементных труб**

Соединение асбестоцементных труб в водоводах с рабочим давлением более 0,6 МПа выполняют с помощью двубортных асбестоцементных муфт типа САМ (рисунок 5.7) или с помощью чугунных муфт, где для уплотнения применяются резиновые кольца. Герметичность стыкового соединения при



этом достигается в результате первоначального обжатия при монтаже труб и дополнительного уплотнения их в муфте за счет внутреннего гидравлического давления. Муфту устанавливают на обточенные концы асбестоцементных труб с предварительно надетыми резиновыми кольцами специальными винтовыми домкратами. Оставшийся зазор между муфтой и трубой заделывают цементным раствором. Недостаток чугунных фланцевых муфт — высокая стоимость и наличие стальных болтов, которые ржавеют и разрушаются.

### Соединение полимерных труб

Соединение полимерных трубопроводов производится путем контактной сварки торцов, раструбным соединением или с использованием соединительных муфт (рисунок 5.6, б — неразъемные соединения), а также с помощью фланцев или накидных гаек — разъемные соединения.

Перед сваркой в стык торцы соединяемых труб очищают влажной мягкой тканью и торцуют поверхность. После этого трубы закрепляют в зажимах, между которыми расположен электронагревательный диск. При сближении концов труб происходит их оплавление, а при соприкосновении оплавленных слоев происходит тепловое склеивание. Оптимальная температура для сварки труб из ПНП —  $180 \pm 10$  °С, а для труб ПВХ —  $200 \pm 10$  °С. Время оплавления торцов труб при контактной сварке приведено в таблице 5.1.

Таблица 5.1 — Ориентировочное время оплавление торцов труб при соединении в стык

Толщина стенки трубы, мм	3	4	6	8	10	12	14
Продолжительность оплавления, с	40	50	70	90	110	130	160

При соединении полиэтиленовых труб в раструб перед сваркой поверхности необходимо очистить от грязи и обезжирить ацетоном. На концах труб снимают фаску под углом 45° высотой 1–2 мм. Контактная сварка в раструб основана на одновременном оплавлении нагревательным элементом наружной поверхности трубы и внутреннего раструба с последующим быстрым соединением конца трубы и внутреннего конца в раструб. Оптимальная тем-

пература для сварки труб ПВХ —  $288 \pm 18$  °С, а для труб из ПНП —  $300 \pm 20$  °С. Время оплавления поверхностей при раструбном соединении представлено в таблице 5.2.

Таблица 5.2 — Ориентировочное время оплавления деталей при раструбном соединении

Толщина стенки, мм	Время оплавления, с
2,5–3	5–10
4	7–12
5	10–15
8	15–20
Более 8	20–40

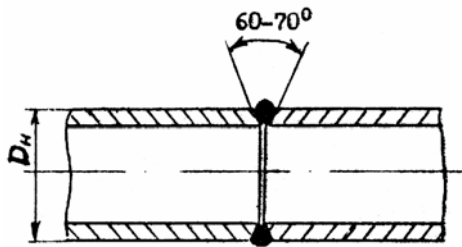


Рисунок 5.1 — Сварное соединение

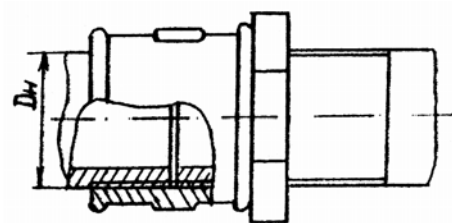


Рисунок 5.2 — Резьбовое соединение

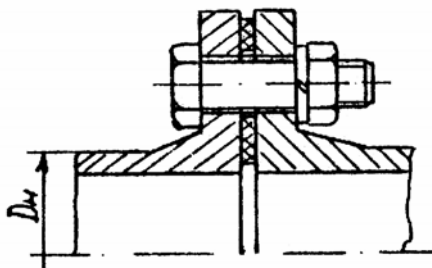


Рисунок 5.3 — Фланцевое соединение

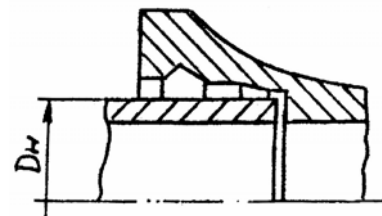


Рисунок 5.4 — Раструбное соединение

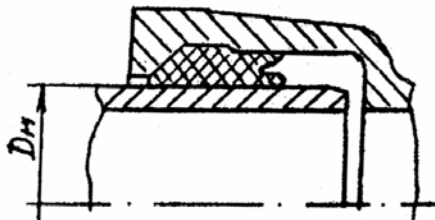


Рисунок 5.5 — Раструбное соединение резиновыми кольцами

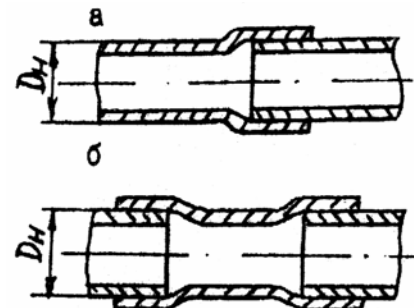


Рисунок 5.6 — Соединение полимерных труб:

*a* — раструбное соединение;  
*б* — соединение муфтой

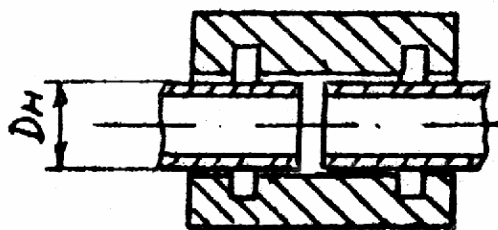


Рисунок 5.7 — Соединение муфтой типа САМ

Разъемные соединения полиэтиленовых труб, а также присоединения их к фланцевой арматуре и металлическим трубам, имеющим фланцы, осуществляется с помощью прямых утолщенных буртиков, стальных фланцев или накладных гаек. Для формирования буртиков под фланцы концы труб необходимо размягчить в ваннах с глицерином, нагретым до  $185 \pm 50$  °С.

## **Гидравлическое испытание трубопроводов**

### **Предварительные испытания**

Все напорные трубопроводы после монтажа проходят испытание на прочность и плотность гидравлическим или пневматическим способом. Предварительное испытание напорных трубопроводов, прокладываемых в траншеях, проводят дважды до засыпки траншей и установки гидравлической арматуры и после засыпки траншей и завершения всех работ. Проводить предварительное испытание трубопровода разрешается только после его закрепления путем подбивки пазух грунтом, присыпки труб (асбестоцементных, полиэтиленовых), установки упоров, а также других мер, предусмотренных правилами техники безопасности. Предварительное испытание стальных трубопроводов при положительных результатах контроля качества сварки и изоляции разрешается без засыпки траншеи. Сварные стыки и фланцевые соединения при испытательном давлении менее 0,6 МПа должны быть без изоляции на расстоянии 100 мм от оси стыка в каждую сторону и доступны для осмотра.

## Гидравлические испытания на прочность

Прочность напорных трубопроводов проверяют внутренним давлением, которое устанавливается проектом. Если в проекте не указано испытательное давление, то его можно принять в соответствии с данными таблицы 5.3.

Таблица 5.3 — Рекомендуемое испытательное давление

Трубопровод	Испытательное давление, МПа
Стальной с рабочим давлением до 2 МПа	Рабочее +0,5, но не менее 1
То же, более 2 МПа	Рабочее с коэффициентом 1,25
Чугунный:	
– со стыковыми соединениями под зачеканку с рабочим давлением до 1 МПа	Рабочее +0,5
– с равнопрочными стыковыми соединениями на резиновых уплотнителях	Рабочее +0,8, но не более нормы заводского давления
Асбестоцементные	Рабочее +0,3, но не более 0,5 заводского давления
Полиэтиленовый	Рабочее с коэффициентом 1,5

## Трубопроводная арматура

Она классифицируется: по назначению — запорная, регулирующая, предохранительная, контролирующая; по принципу действия привода — приводная (например, вентили) и самодействующая (клапаны), по роду привода — ручная, механическая, электрическая, пневматическая, гидравлическая; по материалу корпуса — чугун, сталь, цветные металлы, пластмасса; по материалу рабочих органов — пластмасса, резина, латунь и т. п.; по конструкции присоединения — фланцевая, муфтовая, приварная; по давлению — низкого и высокого давления, вакуумная; по положению запорных органов — нормальная, прямоточная и угловая.

Условное обозначение гидравлической арматуры приведено в приложении 27.

Арматура подбирается по условному проходу, а также по условному, пробному и рабочему давлениям. Условное давление — давление среды, на

которое рассчитан данный вид арматуры при 20 °С. Пробное давление — наибольшее давление, при котором производилось гидравлическое испытание арматуры. Рабочее давление — давление, при котором эксплуатируется данное устройство.

### **Запорная арматура**

Она предназначена для: выключения отдельных участков водопроводной сети, переключения движения воды по линиям, регулирования работы сети в целях создания в ней оптимальных гидравлических условий. В качестве запорной арматуры на трубопроводах, имеющих условный проход 50 мм и выше, применяются задвижки. Широкое распространение получили плоскопараллельные задвижки с выдвижным шпинделем (рисунок 5.8). В результате вращения маховика с приводной гайкой 3 шпиндель 7 совершает поступательное перемещение вдоль своей оси, так как в его верхней части имеется винтовая нарезка. При этом выступами, расположенными в нижней части шпинделя, захватываются и перемещаются два параллельных клапана 5, открывая (закрывая) проходное отверстие. Для закрытия отверстия шпиндель опускается вниз до упора. При этом распорный клин 8 прижимает клапаны к седлам, обеспечивая герметизацию. Для ее улучшения на клапанах и седлах установлены уплотняющие кольца 6 из цветного металла.

Преимуществом рассмотренных задвижек является относительная простота притирки уплотняющих колец и возможность смазки винтовой нарезки шпинделя без снятия крышки 2. В то же время для их размещения требуется большая высота.

Кроме плоскопараллельных, выпускаются клиновые задвижки, у которых клапаны расположены под углом друг к другу, образуя клин. Эти задвижки обеспечивают несколько лучшую герметичность, но сложность обработки уплотняющих колец ограничивает их применение.

Плоскопараллельные и клиновые задвижки выпускаются также с невыдвижным шпинделем.

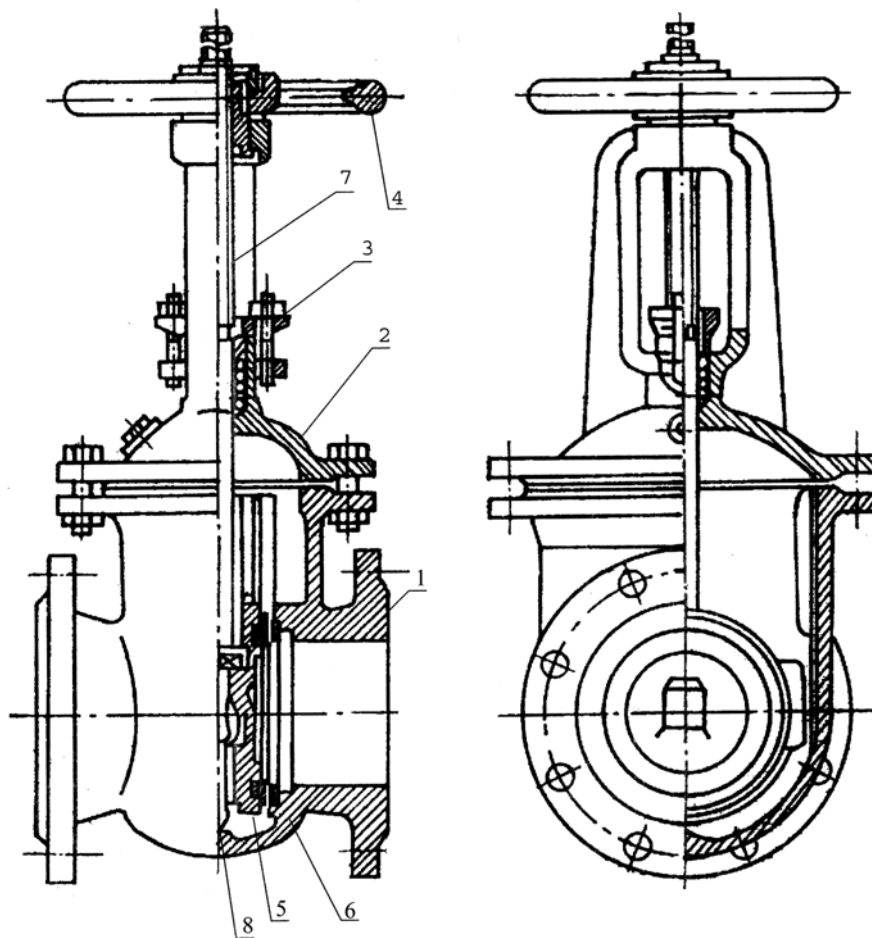


Рисунок 5.8 — Плоскопараллельная задвижка с выдвижным шпинделем:  
 1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — приводная гайка; 4 — маховик; 5 — клапан параллельный; 6 — уплотняющие кольца; 7 — шпindel; 8 — распорный клин

В отличие от вышерассмотренных у этих задвижек от маховика вращается соединенный с ним шпindel, винтовая нарезка которого сделана в его нижней части. При вращении шпинделя вдоль его оси перемещается гайка и присоединенные к ней клапаны, в результате чего происходит открытие или закрытие задвижки.

Большим недостатком задвижек с невыдвижным шпинделем является отсутствие возможности контроля и ухода за винтовой нарезкой без снятия крышки. Их преимуществом является меньшая высота.

В качестве запорной арматуры, особенно для трубопроводов малых диаметров ( $< 50$  мм), получили широкое применение вентили, присоединяемые к трубопроводу на резьбе (муфтовые вентили). При условном проходе от 40 до 200 мм применяются вентили, присоединяемые фланцами.

Вентили изготавливаются из латуни, чугуна и стали), и отличаются формой корпуса). Латунные вентили — муфтовые, имеющие условный проход от 15 до 50 мм, рассчитаны на давление до 1,6 МПа. Чугунные — выпускаются с проходом от 16 до 200 мм на давление до 1,6 МПа. Стальные вентили имеют условный проход от 40 до 125 мм, фланцевое соединение и рассчитаны на давление до 2,5 Мпа.

На рисунке 5.9 показан муфтовый латунный вентиль. В отличие от задвижек, вентили имеют только один клапан 4, закрывающий отверстие сверху. В качестве уплотнения используется кожа, резина, различные пластмассы и сплавы цветных металлов (латунь и др.). Металлическое уплотнение требует специальной обработки (притирки) и применяется в условиях повышенной температуры (до 225 °С) и давления (< 1,6 МПа).

Так как у вентиля клапан один, то сальниковое уплотнение шпинделя 3 будет находиться под некоторым давлением и при закрытом клапане. Поэтому вентиль при монтаже устанавливают таким образом, чтобы в закрытом положении давление, действующее на сальник,

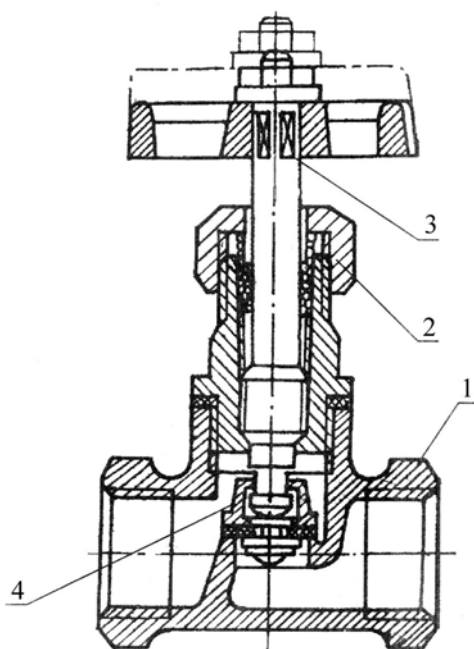


Рисунок 5.9 — Муфтовый латунный вентиль:  
1 — корпус; 2 — головка с сальниковым уплотнением; 3 — шпиндель;  
4 — клапан.

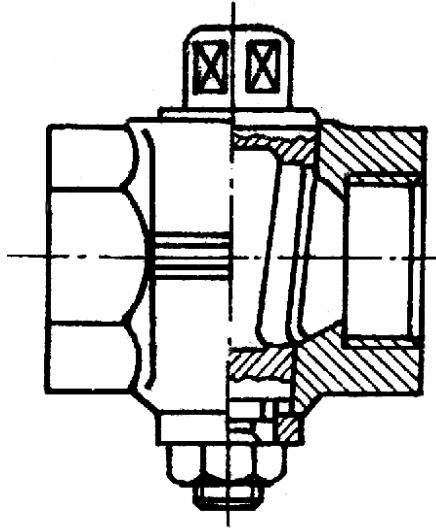


Рисунок 5.10 — Кран пробковый проходной

было минимальным, то есть в соответствии со стрелкой на корпусе, которая показывает направление движения воды (от большего давления к меньшему).

Еще одной особенностью вентиля является сложный вид потока воды в нем, что приводит к возникновению больших местных сопротивлений (коэффициент гидравлического сопротивления при полностью открытом вентиле достигает 5,5), в то время, как сопротивлением полностью открытой задвижки можно пренебречь.

В качестве запорной арматуры нашли применение также пробковые краны (рисунок 5.10). Они изготавливаются из латуни и чугуна с условным проходом от 15 до 100 мм. Соединение может быть муфтовое или фланцевое. Полное открытие или закрытие крана происходит при повороте пробки на 90°. В открытом положении ось отверстия в пробке совпадает с осью трубы, а при закрытом положении — перпендикулярна к ней. На торцевой части пробки имеется риска, показывающая направление оси отверстия.

При эксплуатации необходимо учитывать, что в отличие от вентиля или задвижки кран может быть практически мгновенно закрыт. В результате в трубопроводах возникает гидравлический удар, величина которого зависит в основном от размеров трубопровода. Поэтому краны применяются там, где отсутствуют условия для возникновения ударного давления, представляющего опасность для прочности трубопроводов.



## Защитная арматура

Она включает различного вида клапаны. Обратные клапаны устанавливаются на трубопроводах для обеспечения движения жидкости только в одном направлении. Клапаны по движению рабочего органа различаются на подъемные и поворотные. У подъемных клапанов клапан совершает возвратно-поступательное движение, а у поворотных — возвратно-вращательное.

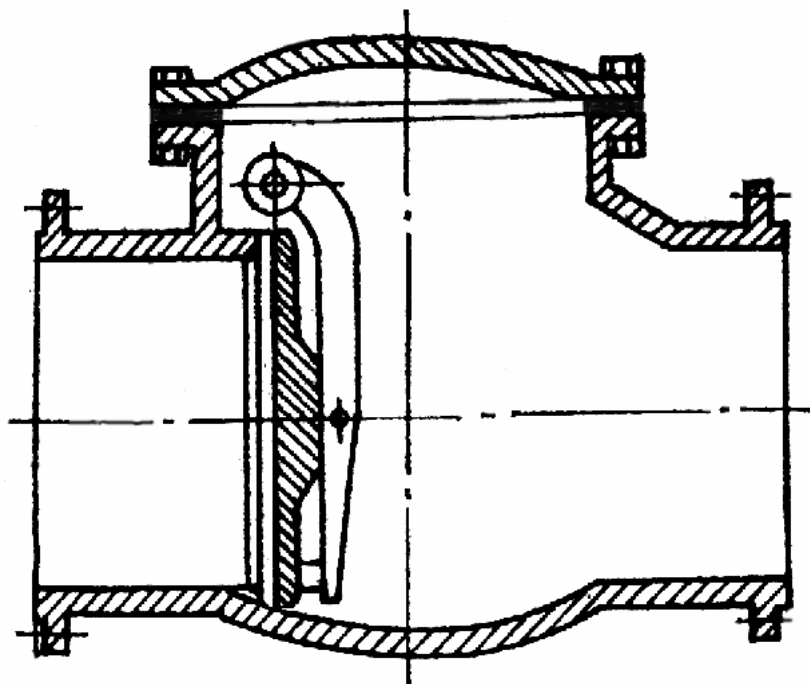


Рисунок 5.11 — Клапан обратный поворотный однодисковый фланцевый

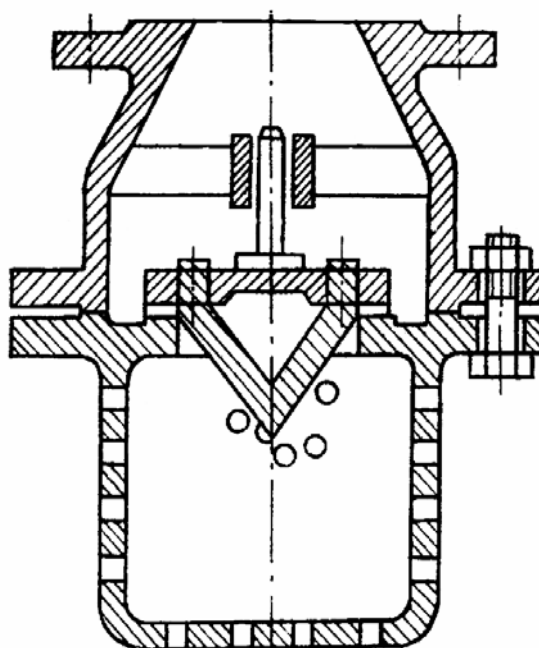


Рисунок 5.12 — Клапан обратный приемный фланцевый

Обратные поворотные клапаны (рисунок 5.11) применяются чаще всего на насосных станциях для защиты насосов от гидроудара и от опорожнения напорного бака через насос (при отсутствии приемного клапана). Клапаны обратные приемные (рисунок 5.12) устанавливаются на входе во всасывающий трубопровод центробежных насосов для заполнения водой насоса и трубопровода перед запуском. Следует отметить, что приемный клапан является самым ненадежным звеном насосной установки, поэтому необходимо постоянно контролировать его работу, а в ответственных случаях вместо клапана использовать для заливки насосов специальные вакуум-насосы, либо резервуары с необходимым запасом воды.

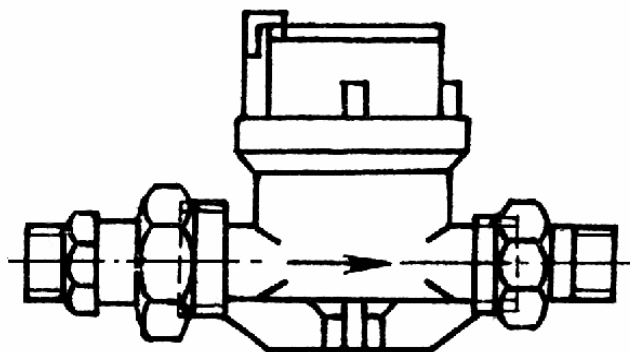
Предохранительные клапаны предназначены для выпуска воды в атмосферу при повышении давления в трубопроводе (например, при гидравлическом ударе) выше заданного. По конструкции предохранительные клапаны аналогичны обратным приемным. Отличие состоит в том, что предохранительный клапан дополнительно нагружен пружиной или набором грузов. Меняя натяжение пружины или груза, можно регулировать давление, при котором клапан открывается.

### **Контрольная арматура**

К ней относятся главным образом расходомеры (счетчики), которые служат для измерения расхода воды, подаваемой насосами и расходуемой потребителями. В зависимости от конструкции рабочего органа расходомеры подразделяются на крыльчатые и турбинные. Крыльчатые расходомеры (марка ВК) выпускаются с условным проходом от 15 до 40 мм, (рисунок 5.13, а), к трубам подключаются на резьбовом соединении. Ось крыльчатого рабочего колеса расположена перпендикулярно к оси трубопровода. Вращение колеса с помощью многоступенчатого редуктора преобразуется во вращение указателей.

Турбинные расходомеры типов ВВ и ВТ (рисунок 5.13, б) выпускаются на условные проходы от 50 до 200 мм, то есть рассчитаны на измерение расходов,

а)



б)

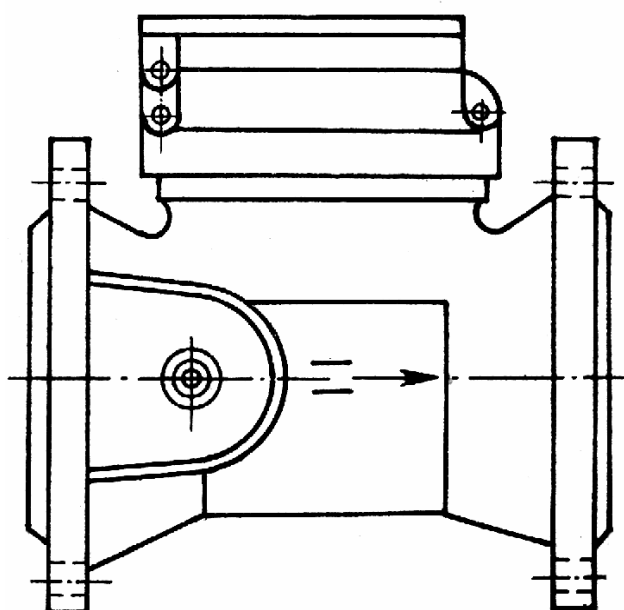


Рисунок 5.13 — Водомеры:  
а — крыльчатый; б — турбинный

больших, чем крыльчатые. Рабочим органом является турбина, ось которой расположена вдоль оси трубопровода. Турбинные расходомеры присоединяются фланцами. Крыльчатые и турбинные расходомеры устанавливаются горизонтально, направление движения воды должно соответствовать стрелке на корпусе. Давление воды не должно превышать 1 МПа.

Кроме условного прохода и давления расходомеры характеризуются минимальным и максимальным расходами, которые может измерять данный расходомер при заданной точности, а также расходом, при котором потеря напора в расходомере равна 10 м. Например, для расходомера ВК-40 этот расход равен  $6,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ , (40 — условный проход в мм).

## **5.2 Лабораторное занятие «Гидравлическое испытание трубопроводов»**

### **Основные сведения**

#### **Предварительные испытания**

Все напорные трубопроводы после монтажа проходят испытание на прочность и плотность гидравлическим или пневматическим способом. Предварительное испытание напорных трубопроводов, прокладываемых в траншеях, проводят дважды до засыпки траншей и установки гидравлической арматуры, и после засыпки траншей и завершения всех работ. Проводить предварительное испытание трубопровода разрешается только после его закрепления путем подбивки пазух грунтом, присыпки труб (асбестоцементных, полиэтиленовых), установки упоров, а также других мер, предусмотренных правилами техники безопасности. Предварительное испытание стальных трубопроводов при положительных результатах контроля качества сварки и изоляции разрешается без засыпки траншеи. Сварные стыки и фланцевые соединения при испытательном давлении менее 0,6 МПа должны быть без изоляции на расстоянии 100 мм от оси стыка в каждую сторону и доступны для осмотра.

#### **Гидравлические испытания на прочность**

Прочность напорных трубопроводов проверяют внутренним давлением, которое устанавливается проектом. Если в проекте не указано испытательное давление, то его можно принять в соответствии с данными таблицы 5.4.

При проведении предварительного гидравлического испытания трубопроводов задвижки, установленные на трубопроводе, должны быть полностью открыты. Для отключения испытываемого участка трубопровода устанавливают фланцы или заглушки, задвижки использовать для этого не разрешается.

Таблица 5.4 —Рекомендуемое испытательное давление

Трубопровод	Испытательное давление, МПа
Стальной с рабочим давлением до 2 МПа То же, более 2 МПа	Рабочее +0,5, но не менее 1 Рабочее с коэффициентом 1,25
Чугунный: – со стыковыми соединениями под зачеканку с рабочим давлением до 1 МПа – с равнопрочными стыковыми соединениями на резиновых уплотнителях	Рабочее +0,5 Рабочее +0,8, но не более нормы заводского давления
Асбестоцементные	Рабочее +0,3, но не более 0,5 заводского давления
Полиэтиленовый	Рабочее с коэффициентом 1,5

Трубопроводы из чугунных и асбестоцементных труб испытывают длиной не более 1 км, из полиэтиленовых труб — до 0,5 км. Длину испытательных участков стальных трубопроводов можно принимать более 1 км.

Предварительное гидравлическое испытание металлических, асбестоцементных трубопроводов должно продолжаться не менее 10 мин, а полиэтиленовых — не менее 30 мин, после чего давление снижается до рабочего и производится осмотр трубопроводов. Поддерживание рабочего давления при осмотре и выявлении дефектов разрешается подкачкой воды. Напорный трубопровод считается выдержавшим предварительное гидравлическое испытание, если в нем под испытательным давлением не произошло разрыва труб и фасонных частей и нарушений заделки стыковых соединений, а под рабочим давлением не обнаружено утечек воды. При наличии дефектов их устраняют и проводят повторно гидравлические испытания на прочности.

### **Гидравлические испытания на плотность**

Окончательное гидравлическое испытание напорных трубопроводов может быть начато, если с момента засыпки траншеи грунтом и заполнения трубопровода водой прошло не менее 24 часов.

В основном при проведении окончательного испытания напорных трубопроводов водоснабжения должна быть определена фактическая утечка воды из

трубопроводов, при этом утечки не должны превышать пределы, указанные в таблице 5.5.

Утечка воды из трубопровода определяется по формуле:

$$q = \frac{Q}{BT}, \quad (5.1)$$

где  $q$  — утечки воды, л/мин;

$T$  — время от начала испытания на утечки до момента возвращения стрелки манометра в первоначальное положение, мин;

$B$  — коэффициент, принимаемый равным 1 при падении давления не более чем на 20 % испытательного;

$Q$  — объем воды, необходимый для установки испытательного давления.

Если на испытываемом участке трубопровода при рабочем давлении в трубопроводе не будет обнаружено утечек воды, он считается выдержавшим гидравлическое испытание.

Участок трубопровода из полиэтиленовых труб считается выдержавшим гидравлическое испытание, если после последовательного нахождения трубопровода под испытательным и рабочим давлением по 30 мин в течение следующих 10 мин при рабочем давлении его падение в трубопроводе не превышало 0,01 МПа.

Гидравлические испытания на плотность следует выполнять в соответствии с требованиями СНиП 111–30–84. Схема для проведения гидравлического испытания трубопроводов на плотность представлена на рисунке 5.14. Испытательное давление устанавливается проектом или определяется по таблице 5.4.

Концы трубопровода перед гидравлическим испытанием должны быть герметично закрыты заглушками с упорами. При использовании стальных патрубков в качестве заглушек, они должны быть закрыты глухими фланцами с патрубками для подключения манометров или трубопроводов для подачи воды и выпуска воздуха. Задвижки, установленные в водоводе, должны быть открытыми, а те, которые установлены на отводах, закрыты глухими фланцами.

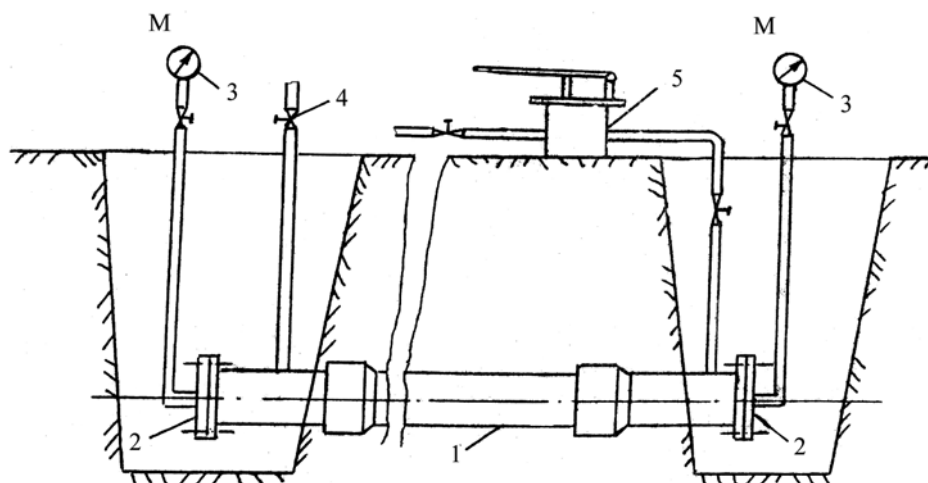


Рисунок 5.14 — Схема гидравлического испытания трубопровода:  
 1 — испытываемый трубопровод; 2 — торцевые фланцы; 3 — манометр; 4 — кран для выпуска воздуха; 5 — нагнетатель

Трубопровод наполняют водой с пониженного участка с тем, чтобы обеспечить наилучшее условие для удаления воздуха из трубопровода.

Вентили на патрубках следует плотно закрывать после полного удаления воздуха.

В некоторых случаях по усмотрению строящей организации при возникновении определенных трудностей (зимнее время, отсутствие воды и др.) применяют пневматическое испытание трубопровода. Эти испытания также проводят в две стадии: предварительное испытание на прочность и окончательное — на плотность.

Таблица 5.5 — Допустимые утечки в трубопроводах на участке длиной 1 км, л/мин

Условный проход, мм	При испытательном давлении для трубопроводов		
	Стальных	Чугунных	Асбестоцементных
100	0,28	0,70	1,40
125	0,35	0,90	1,56
150	0,42	1,05	1,72
200	0,56	1,40	1,98
250	0,70	1,55	2,22
300	0,85	1,70	2,42
350	0,90	1,80	2,62
400	1,00	1,95	2,80
450	1,05	2,10	2,96
500	1,10	2,20	3,14
600	1,20	2,40	3,44

Трубопровод можно считать выдержавшим испытание, если за время выдержки его под испытательным давлением ( $p_{и} = 1,15 p_{раб}$ ) потери напора меньше, чем допустимые (таблица 5.6).

Таблица 5.6 — Допустимое снижение напора при пневматическом испытании трубопровода длиной до 1 км

Трубопроводы						
Условный проход, мм	Стальные		Чугунные		Асбестоцементные	
	Продолжительность испытания, ч	Потери напора, мм	Продолжительность испытания, ч	Потери напора, мм	Продолжительность испытания, ч	Потери напора, мм
100	0,5	35	0,25	65	0,25	130
125	0,5	45	0,25	55	0,25	110
150	1	75	0,25	50	0,25	100
200	1	45	0,5	65	0,5	130
250	1	45	0,5	50	1	100
300	2	75	1	70	1	140
350	2	55	1	65	2	110
400	2	45	1	50	2	100
450	4	80	2	80	3	160
500	4	75	2	75	3	140
600	4	50	2	55	4	110

Количество жидкости, которое необходимо добавить для повышения давления в испытываемом трубопроводе, определяется по формуле

$$V = p/EV_0, \quad (5.2)$$

где  $V_0$  — первоначальный объем системы;

$p = p_{исп.} - p_{н}$  — изменение давления;

$V$  — необходимое количество жидкости для повышения давления;

$E$  — модуль упругости жидкости.

### Порядок выполнения работы

1. Во внеаудиторное время изучить соответствующие разделы курса. В бланке для отчета подготовить по рекомендуемой форме таблицу, записать необходимые расчетные формулы, пояснить использованные в них и в таблице обозначения.



2. Ознакомиться с установкой:

- а) в соответствии с заданием записать тип трубопровода, марку манометра, вентиля и др. соединений;
- б) проверить плотность затяжки различных соединений;
- в) заполнить систему жидкостью.

3. Определить величину испытательного давления в зависимости от материала трубопроводов и с помощью пневмонагнетателя создать давление в системе (не более испытательного).

4. Записать в таблицу 5.7 величину испытательного давления и показания манометра. При отсутствии резкого падения давления снимать показания манометра через определенные промежутки времени (заданные преподавателем). При резком падении давления в системе выяснить причину неплотности, устранить ее и продолжить испытания.

5. По величине падения давления в системе и утечке жидкости сделать заключение о результатах проведения испытания.

ТРУБОПРОВОД: материал....., условия

проход.....

МАНОМЕТР: тип.....

ВЕНТИЛЬ: тип.....

ВИДЫ СОЕДИНЕНИЯ: .....

ЖИДКОСТЬ: тип.....

Таблица 5.7 — Результаты испытаний

№ п/п	Время	$p_{\text{исп.}}$	$p_{\text{м}}$	$\Delta p$	$v$	Заключение о проведении испытаний
1						
2						
3						
4						
5						
6						

## 5.3 Практическое занятие «Расчет сельскохозяйственного водоснабжения»

### Основные сведения

#### Нормы и расчетный расход водопотребления

Потребители воды подразделяются на следующие основные группы:

- а) население (хозяйственно-питьевое водоснабжение);
- б) животноводство;
- в) производственные процессы (мойка автомобилей, приготовление бетона, пищевых продуктов и т. д.);
- г) тушение пожаров;
- д) полив сельскохозяйственных культур; полив и мойка территории населенных пунктов (тротуары, проезды и т. д.);
- е) санитарно-технические устройства (умывальники, душевые и т. д.).

Потребность в воде различных потребителей характеризуется нормой водопотребления (расходом воды) —  $q_i$ . Норма водопотребления населения —  $q_n$  и животноводства —  $q_{ж}$  — это объем воды, потребляемый одним жителем или соответственно, животным в сутки в среднем за год в литрах (л/сут). Норма водопотребления производственных процессов  $q_{п}$  — объем воды в литрах, затрачиваемый на изготовление единицы продукции или необходимый для работы, ремонта и обслуживания производственного оборудования (станок, трактор и т. д.).

Для каждого вида потребителей устанавливаются определенные нормы водопотребления в зависимости от благоустройства, климатических и других условий в коммунальном секторе, вида механизации животноводства и производства и т. д.

Таблица 5.8 — Нормы хозяйственно-питьевого водопотребления для населенных пунктов (по СНиП 2.04.02–84)

Степень благоустройства районов жилой застройки	Норма водопотребления населения, л/сут.
Здания, оборудованные внутренним водопроводом и канализацией без ванн	125–160
То же, с ванными и местными водонагревателями	160–230
То же, с централизованным горячим водоснабжением	230–350
Примечание: 1. При водопользовании из водозаборных колонок следует принимать 30–50 л/сут. 2. Выбор норм водопотребления в пределах, указанных в таблице, производится в зависимости от степени благоустройства и высоты зданий, а также климатических и других местных условий. 3. Для сельских населенных пунктов с числом жителей до 3000 чел. следует принимать меньшую норму водопотребления.	

Таблица 5.9 — Нормы водопотребления на сельскохозяйственных фермах и комплексах (по СНиП П–31–74)

Потребитель	Расход воды на одну голову $q_{ж}$ , л/сут
Коровы молочные	100
Коровы мясные	70
Быки и нетели	60
Молодняк КРС в возрасте до 2 лет	30
Телята в возрасте до 6 месяцев	20
Лошади рабочие, верховые, рысистые и не-кормящие матки	60
Лошади племенные и кормящие матки	80
Жеребцы-производители	70
Жеребята в возрасте до 1,5 лет	45
Овцы взрослые	10
Молодняк овец	6
Хряки-производители, матки взрослые	25
Свиноматки с поросятами	60
Свиноматки супоросные холостые	25
Поросята-отъемыши	5
Ремонтный молодняк	15
Свиньи на откорме	15

Окончание таблицы 5.9

Потребитель	Расход воды на одну голову $q_{ж}$ , л/сут
Куры	1
Индейки	1,5
Утки и гуси	2
Норки, соболи и кролики	3
Лисы и песцы	7
В ветеринарной лечебнице на одно крупное животное	100
То же, на одно мелкое животное	50

Примечания: 1. Для молодняка птицы нормы следует уменьшить вдвое. 2. В нормы включен расход воды на мойку помещений, клеток, молочной посуды, приготовление кормов, охлаждение молока и пр.. 3. На удаление навоза принимают дополнительный расход воды от 4 до 10 л на голову с учетом способа удаления. 4. Максимальный коэффициент часовой неравномерности водопотребления для животных, зверей и птицы 2,5.

Таблица 5.10 — Нормы водопотребления в производственном секторе (по данным Б.В.Карасева)

Наименование объекта и процесс	Единица измерения	Расход воды $q_{п}$ , л
Бойня КРС	1 животное	300
Бойня мелкого скота	То же	100
Маслозавод, механизированный с пастеризацией	1 л молока	8–10
Кожевенный завод по обработке:		
овчины	1 овчина	100
кожи	1 кожа	150
Пивоваренный завод (не считая охлаждения)	1 л пива	5–8
Винокуренный завод	1 л спирт	110–150
Сахарный завод	1 кг сахарн. свеклы	15
Кирпичный завод	1 тыс. шт. кирпича	700–1200
Промывка гравия и щебня вручную средней загрязненности	1 м <sup>3</sup>	1000–1500
Промывка гравия и щебня машинным способом в барабанах	То же	500–1000
Промывка песка в пескомойках	>>	1250–1500
Промывка песка, гравия	>>	1500–2000
Приготовление бетона	>>	225–325
Поливка бетона	>>	200–400

Окончание таблицы 5.10

Наименование объекта и процесс	Единица измерения	Расход воды $q_{п}$ , л
Кирпичная кладка	1 тыс. шт. кирпича	90–180
Бутовая кладка	1 м <sup>3</sup>	150–200
Мойка и заправка:		
трактор	1 ед. в сутки	400
грузового автомобиля	То же	500
легкового автомобиля	>>	300
Ремонт:		
трактора	1 ед. в сутки	1500
грузового автомобиля	То же	700
Обслуживание станков в мастерских:		
механических	>>	35
слесарных	>>	20
столярных	>>	20
кузнечных	>>	40

Среднесуточное водопотребление различных водопотребителей в сутки, среднее за год, определяется по формуле:

$$Q_{\text{сут.ср.}i} = N_i q_i, \quad (5.3)$$

где  $N_i$  — общее количество водопотребителей данного вида;

$q_i$  — норма водопотребления рассматриваемого потребителя.

а) население:

$$Q_{\text{сут.ср.н}} = N_{\text{н}} q_{\text{н}}, \quad (5.3, \text{ а})$$

где  $N_{\text{н}}$  — число жителей;

$q_{\text{н}}$  — норма водопотребления на одного жителя (таблица 5.8).

б) животноводство:

$$Q_{\text{сут.ср.ж}} = N_{\text{ж}} q_{\text{ж}}, \quad (5.3, \text{ б})$$

где  $N_{\text{ж}}$  — число животных;

$q_{\text{ж}}$  — норма водопотребления на одно животное (таблица 5.9).

в) производство:

$$Q_{\text{сут.ср.п}} = N_{\text{п}} q_{\text{п}}, \quad (5.3, \text{ в})$$

где  $N_{\text{п}}$  — производство продукции в единицах за сутки;

$q_{\text{п}}$  — норма водопотребления на единицу продукции (таблица 5.10).

Потребляется вода неравномерно как в течение года, так и в течение суток. Максимально-суточное водопотребление потребителей определяется по формуле:

$$Q_{\text{сут.макс.}i} = K_{\text{сут.макс}} Q_{\text{сут.ср.}i}, \quad (5.4)$$

где  $Q_{\text{сут.ср.}i}$  — среднесуточное водопотребление данного вида в сутки;

$K_{\text{сут.макс}} = 1,1-1,3$  — максимальный коэффициент суточной неравномерности, учитывающий неравномерность водопотребления в течение года. Следует в сельскохозяйственном водопотреблении принимать  $K_{\text{сут.макс}} = 1,3$ .

а) население:

$$Q_{\text{сут.макс.н}} = K_{\text{сут.макс}} Q_{\text{сут.ср.н}}; \quad (5.4 \text{ а})$$

б) животноводство:

$$Q_{\text{сут.макс.ж}} = K_{\text{сут.макс}} Q_{\text{сут.ср.ж}}; \quad (5.4, \text{ б})$$

в) производство:

$$Q_{\text{сут.макс.п}} = K_{\text{сут.макс}} Q_{\text{сут.ср.п}}. \quad (5.4, \text{ в})$$

Суточный максимальный расход потребителями всех видов определяется суммированием соответствующих расходов:

$$Q_{\text{сут.макс}} = \sum_i^n Q_{\text{сут.макс.}i}, \quad (5.5)$$

где  $n$  — количество видов потребителей (населения, животноводство и т. д.).

Суточная неравномерность водопотребления учитывается типовыми графиками суточного водопотребления (таблица 5.11).

Распределение водопотребления промышленности по часам суток определяется технологией производства данной продукции. В таблице 5.11 для промышленности дано приближенное распределение.

Таблица 5.11 — Типовые графики суточного водопотребления (часовой расход в % от суточного)

Часы суток	Сельхозпоселки с водопотреблением		Животноводство	Производство
	200–500 м <sup>3</sup> /сут	500–1200 м <sup>3</sup> /сут		
0–1	2,7	2	0,5	Постоянный расход с 7 <sup>00</sup> до 21 <sup>00</sup>
1–2	2,7	3	1	
2–3	2,7	3,3	0,5	
3–4	2,7	3,3	0,5	
4–5	2,7	3,3	2,2	
5–6	3	4,5	2,2	
6–7	4	5	4,5	
7–8	5,7	5	4,5	
8–9	6,3	5,5	10,2	
9–10	5,7	5,5	5,4	
10–11	5,7	5,5	7,2	
11–12	5,7	5	6	
12–13	5	5	4,2	
13–14	4	4,2	9,1	
14–15	4,5	5,5	6,5	
15–16	5,7	5,5	2	
16–17	6,3	5	4,2	
17–18	5,7	4,5	3,7	
18–19	4	4,5	8,2	
19–20	3,2	4,5	7,2	
20–21	3,2	3,4	3,6	
21–22	3,2	3	4,6	
22–23	2,8	2	1	
23–24	2,8	2	1	

### Определение регулирующего объема бака водонапорной башни

Регулирующий объем воды в баке по СНиП 2.04.02–04 может определяться на основании совмещенных графиков водопотребления и водоподачи. Суточные графики водопотребления (часовой и интегральный) строятся с использованием типовых графиков водопотребления (таблица 5.11), максимального суточного объема водопотребления и результатов расчета, приведенных соответственно в двух крайних столбцах таблицы 5.12.

Графики водоподачи зависят от вида работы насосной станции. Рассматриваются три возможных режима работы: круглосуточный, двухсменный (непрерывно в течение 14 часов) и повторно-кратковременный (автоматическое по мере надобности включение и выключение насосов).

При круглосуточной работе насосов (непрерывно в течение 24 часов) на интегральный график водопотребления (1, рисунок 5.17) наносится график водоподачи, который представляет прямую, соединяющую начало и конец графика водопотребления (2, рисунок 5.17). Тангенс угла наклона прямой водоподачи представляет собой расход насосов  $Q_n$ :

$$Q_n = \frac{V_{\text{макс}}}{24}. \quad (5.6, \text{ а})$$

Регулирующий объем бака водонапорной башни  $V_{24}$  в рассматриваемом случае определяется как вертикальный отрезок между касательными линиями, проведенными к интегральному графику водопотребления параллельно графику водоподачи.

При двухсменной работе насосной станции (непрерывно в течение 14 часов) на график водопотребления наносится вспомогательная прямая, характеризующая подачу насосов (3, рисунок 5.17). Эта прямая проводится через начало координат и через точку, соответствующую подаче полного объема максимального суточного водопотребления в течение 14 часов. Очевидно, что расход насосов в этом случае:

$$Q_n = \frac{V_{\text{макс}}}{14}. \quad (5.6, \text{ б})$$

Для построения графика водоподачи проводится параллельно вспомогательной линии прямая, которая должна, возможно, ближе прилегать к графику водопотребления (4, рисунок 5.17). Точка пересечения этой прямой с осью прямой времени будет соответствовать рациональному моменту включения насосов, а верхний конец прямой — моменту выключения.

Кроме рассмотренного наклонного участка прямой, график водоподачи включает два горизонтальных отрезка. Один из них совпадает с осью времени от начала суток до момента включения насосов, а другой — на участке от



момента выключения насосов до конца суток, соответствует максимальному суточному водопотреблению.

Регулирующий объем башни  $V_{14}$  в этом случае определяется как сумма двух вертикальных отрезков, соединяющих концы наклонного отрезка графика водоподдачи с кривой водопотребления, то есть

$$V_{14} = V_1 + V_2.$$

При повторно-кратковременной (автоматической) работе насосной станции:

а) определяется подача насоса:

$$Q_H = Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож}} - Q_{\text{в.п}}, \quad (5.7)$$

где  $Q_{\text{ч.макс}}$  — максимальный часовой расход водопотребления;

$Q_{\text{пож}}$  — противопожарный расход (таблица 5.12);

$Q_{\text{в.п}}$  — расход второстепенных водопотребителей на производстве: поливка территории, душ, мытье полов, мойка технологического оборудования. Определяется по нормативным документам. В данной работе можно принять равным половине производственного расхода.

Если расход насосов, вычисленный по рассмотренной формуле, окажется меньше максимального часового расхода водопотребления, то принимают

$$Q_H = Q_{\text{ч.макс}};$$

б) вычисляется время непрерывной работы насосов для подачи максимального суточного объема водопотребления:

$$T_{\text{н.с}} = \frac{V_{\text{макс}}}{Q_H}, \quad (5.8)$$

и на графике водопотребления строится вспомогательная прямая, характеризующая подачу насосов (5, рисунок 5.17). Она проходит через начало координат и точку, соответствующую объему максимального суточного водопотребления выданного за время  $T_{\text{н.с}}$ ;

в) предварительно намечается регулирующий объем бака  $V_p$  в пределах 2–5 % от объема максимального суточного водопотребления и определяется полный объем бака водонапорной башни:

$$V_6 = \beta(V_p + V_3), \quad (5.9)$$

где  $\beta = 1,2-1,3$  — коэффициент запаса, соответствующий повторно-кратковременному режиму работы насосов;

$V_3$  — запас воды, обеспечивающий в течение 10 мин одновременную подачу противопожарного и максимально-часового расхода воды в сутки с максимальным водопотреблением.

Принимается ближайшая по объему бака типовая башня. Объем бака типовой башни  $V_T$  равен 15, 25 и 50 м<sup>3</sup>. Уточняется регулирующий объем водонапорной башни:

$$V_p = V_T - V_3; \quad (5.10)$$

г) строится график водоподачи в предположении, что к началу суток башня полностью заполнена водой и насос автоматически включается после опорожнения регулирующего объема, то есть в момент времени  $T_1$  (рисунок 5.17). Таким образом, в период от 0 до  $T_1$  график водоподачи совпадает с осью времени.

В момент  $T_1$  насос включается в работу и график водоподачи будет представлять отрезок наклонной прямой проведенной параллельно вспомогательной линии от момента  $T_1$  на координатной оси до пересечения с графиком водопотребления. Данная точка будет соответствовать моменту  $T_2$  выключения насоса, так как бак в это время будет полностью заполнен водой.

После остановки насоса график водоподачи пойдет горизонтально, пока расстояние по вертикали между ним и графиком водопотребления не будет равно регулируемому объему башни  $V_p$ . В этот момент  $T_3$  график опять пойдет (6, рисунок 5.17) по наклонной линии до пересечения с графиком водоподачи — точка  $T_4$ . После чего все операции по построению графика повторяют-

ся. Таким образом, точки в конце горизонтальных участков будут соответствовать моментам включения насоса, а точки начала — моментам выключения;

д) определяется по графику водоподачи число включений насоса в сутки, а затем среднее — в час. Если оно превысит 2–4 в час, то следует выбрать типовую башню, имеющую больший объем. При этом больший предел допускается для малых насосов, имеющих мощность до 10 кВт.

Таблица 5.12 — Расчетный расход воды на тушение одного наружного пожара в населенных пунктах

Количество жителей, тыс. чел.	Расчетное количество одновременных пожаров	Застройка одно- и двухэтажными зданиями, л/с	Застройка зданиями высотой три и более этажей, л/с
5	1	10	10
10	1	10	15
25	2	10	15

Примечание. Расчетный расход воды на наружное пожаротушение для сельских населенных пунктов с количеством жителей от 50 до 500 человек допускается принимать 5 л/с.

### Насосная установка и подбор насосов

Для подбора насоса по формуле (5.6) вычисляется расчетный потребный напор насосной установки  $H_p$ , соответствующий заданному, то есть расчетному, расходу  $Q_p$ . Точку на графике, имеющую параметры  $H_p$  и  $Q_p$ , будем называть расчетной и обозначать буквой Р.

Расчетная точка наносится на сводный график подач и напоров (рисунок 5.12) насосов, выпускаемых промышленностью. При выборе насосов следует отдавать предпочтение более дешевым консольным насосам, типа К или КМ, но, если предполагаемая высота всасывания превысит 5 м, то из-за невозможности обеспечить безкавитационный режим их работы необходимо выбирать погружные насосы типа ЭЦВ. Окончательно выбирается насос, напорная характеристика которого расположена ближе всего сверху расчетной точки.

Для забора воды из скважин в сельскохозяйственном производстве используются погружные насосы типа ЭЦВ. Эти насосы опускаются в скважину

на нагнетательном трубопроводе с таким расчетом, чтобы всасывающие отверстия насоса находились под наинизшим уровнем воды не менее, чем на 1 м.

По справочным данным строятся рабочие характеристики выбранного насоса и совмещаются с гидравлической характеристикой насосной установки, рассчитанной по формуле (5.13). По точке пересечения напорной характеристики насоса и характеристики насосной установки (она называется рабочей точкой насоса и обозначается буквой А) определяются все рабочие параметры насоса. Подробнее порядок подбора насоса изложен в соответствующем примере.

Напор насосной установки определяется по формуле:

$$H_p = H_{н.у} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\Gamma} + h, \quad (5.11)$$

где  $h$  — общие потери напора в трубопроводе насосной установки.

$$h = a\lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.12)$$

где  $a = 1, 1-1, 2$  — коэффициент, учитывающий местные потери напора;

$l, d$  — длина и диаметр трубопровода;

$v$  — средняя скорость воды в трубопроводе;

$\lambda$  — коэффициент гидравлического трения, (приложение 8).

Гидравлическая характеристика насосной установки:

$$H_{н.у} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\Gamma} + BQ^2, \quad (5.13)$$

где  $B$  — постоянная для данной установки при турбулентном режиме движения жидкости величина.

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2}, \quad (5.14)$$

где  $h_p$  — потери напора в трубопроводе насосной установки при расчетном расходе;

$Q_p$  — расчетный расход, наименьший расход, который должен быть обеспечен в насосной установке.

### Пример расчета

#### Исходные данные

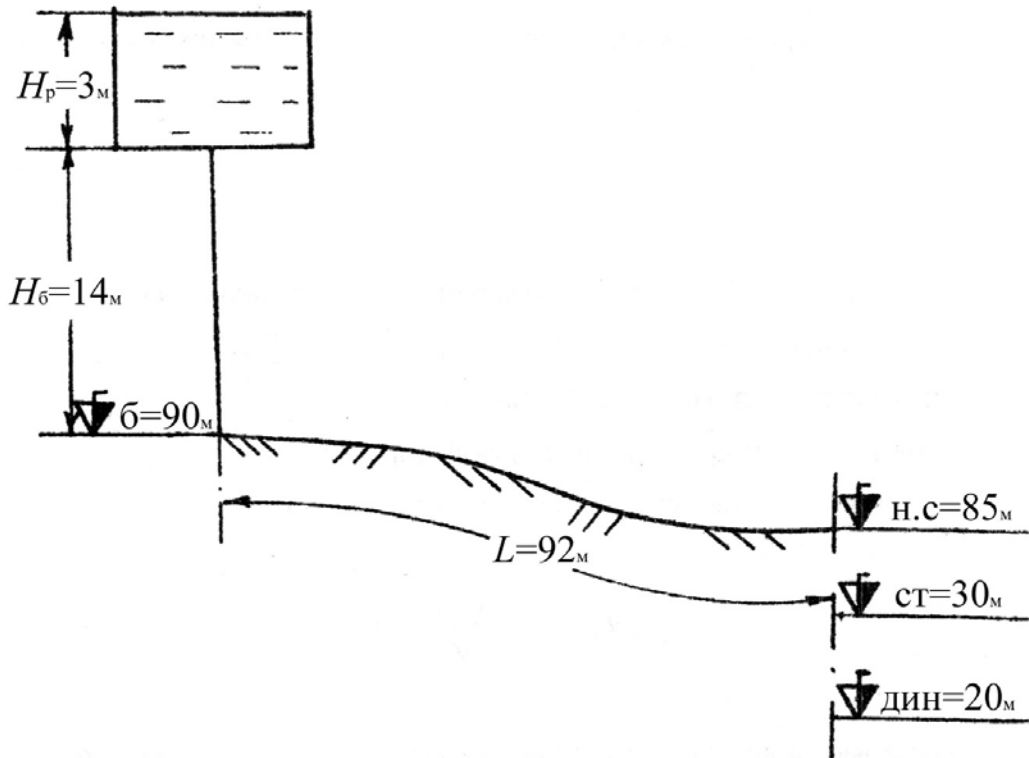


Рисунок 5.15 — Схема насосной установки

Таблица 5.13

Население, тыс. чел.	Животноводство, гол.	Производство, ед. в сутки	$H_в$ , м	$\nabla_{ст}$ , м	$\nabla_{дин}$ , м
1,5	Свиноматки с поросятами — 800	Бетонный завод — 200 м <sup>3</sup>	14	30	20

Требуется:

1. определить максимально-суточное водопотребление населения, животноводства, производства и общее;
2. записать в таблицу часовое водопотребление (в % и в м<sup>3</sup>/ч) и водопотребление с начала суток. Построить часовой и интегральный графики суточного водопотребления;

3. построить графики и определить регулирующий объем башни для круглосуточной, двухсменной и автоматической работы насосов;
4. определить количество включений насоса при его автоматической работе;
5. рассчитать насосную установку при автоматической работе насоса, подобрать насос и по рабочей точке определить рабочие параметры насоса.

### Порядок расчета

1. Определяем по формуле (5.3) среднесуточные расходы водопотребления различными водопотребителями:

а) население:

$$Q_{\text{сут. ср. н.}} = N_{\text{н}} q_{\text{н}} = 1500 \times 300 = 450\,000 = 450 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где  $N_{\text{н}} = 1500$  чел. — число жителей;

$q_{\text{н}} = 300$  л/сут — норма водопотребления на одного жителя (таблица 5.8);

б) животноводство:

$$Q_{\text{сут. ср. ж.}} = N_{\text{ж}} q_{\text{ж}} = 800 \times 60 = 48\,000 = 48 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где  $N_{\text{ж}} = 800$  гол. — число животных;

$q_{\text{ж}} = 60$  л/сут — норма водопотребления на одно животное (таблица 5.9);

в) производство:

$$Q_{\text{сут. ср. п.}} = N_{\text{п}} q_{\text{п}} = 200 \times 300 = 60\,000 = 60 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где  $N_{\text{п}} = 200 \text{ м}^3$  — производство ед. продукции в сутки;

$q_{\text{п}} = 300$  л/сут — норма водопотребления на ед. продукции (таблица 5.10).

2. Определяем по формуле (5.4) максимально-суточные расходы водопотребления населения, животноводства, производства и общее:

$$Q_{\text{сут. макс. } i} = K_{\text{сут. макс.}} Q_{\text{сут. ср. } i}$$

а) население:

$$Q_{\text{сут. макс. н.}} = K_{\text{сут. макс.}} Q_{\text{сут. ср. н.}} = 1,3 \times 450 = 585 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где  $K_{\text{сут. макс.}} = 1,3$  — для всех видов потребителей.

б) животноводство:

$$Q_{\text{сут. макс. ж.}} = K_{\text{сут. макс.}} Q_{\text{сут. ср. ж.}} = 1,3 \times 48 = 62,4 \text{ м}^3/\text{сут};$$

в) производство:

$$Q_{\text{сут.макс.п.}} = K_{\text{сут.макс}} Q_{\text{сут.ср.п}} = 1,3 \times 60 = 78 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Тогда общее максимально-суточное водопотребление потребителей:

$$\begin{aligned} Q_{\text{сут.макс}} &= \sum_1^n Q_{\text{сут.макс}} = Q_{\text{сут.макс.н}} + Q_{\text{сут.макс.ж}} + Q_{\text{сут.макс.п}} = \\ &= 585 + 62,4 + 78 = 725,4 \text{ м}^3/\text{сут.} \end{aligned}$$

Соответственно объемы максимально-суточного водопотребления:

$$V_{\text{макс.н}} = 585 \text{ м}^3; \quad V_{\text{макс.ж}} = 62,4 \text{ м}^3; \quad V_{\text{макс.п}} = 78 \text{ м}^3.$$

Общее —  $V_{\text{макс}} = 725,4 \text{ м}^3$ .

3. На основании полученных результатов заполняем таблицу 5.14 и строим часовой график водопотребления рисунок 5.16, а также интегральный график водопотребления (рисунок 5.17).

4. Определяем регулирующий объем башни:

а) работа насоса в течение 24 часов.

Определяем объем регулирования из рисунка 5.17 согласно пункту 2.

$$V_{24} = (414 - 300) = 114 \text{ м}^3.$$

б) работа насоса в течение 14 часов.

Определяем объем регулирования из рисунка 5.17 согласно пункту 2.

Принимаем включение насоса в 6 часов и выключение в 20 часов.

$$V_{14} = V_1 + V_2 = (120 + 72) = 192 \text{ м}^3.$$

в) автоматическая работа насоса.

Определяется подача насоса по формуле (5.7):

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож.}} - Q_{\text{в.п}} = 44,109 + 36 - 5,97 = 74,14 = 20,6 \text{ л/с},$$

где  $Q_{\text{ч.макс}}$  — максимальный часовой расход водопотребления в сутки с максимальным водопотреблением (таблица 5.14);

$Q_{\text{пож.}} = 10 \text{ л/с} = 36 \text{ м}^3/\text{ч}$  — противопожарный расход (таблица 5.12);

$Q_{\text{в.п}}$  — расход второстепенных водопотребителей на производстве: поливка территории, душ, мытье полов, мойка технологического оборудования:

$$Q_{в.п} = 0,5(Q_{ж.} + Q_{п.}) = 0,5 \times (6,365 + 6,569) = 5,97 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$Q_{ж.}$  и  $Q_{п.}$  определяем по таблице 5.14.

Таблица 5.14 — Таблица суточного водопотребления потребителями

Водопотребители		Население		Животноводство		Производство		Всего за час	Всего с начала суток
		%	м <sup>3</sup> /ч	%	м <sup>3</sup> /ч	%	м <sup>3</sup> /ч	м <sup>3</sup> /ч	м <sup>3</sup>
Часы суток	0–1	2	11,7	0,5	0,312	–	–	12,012	12,012
	1–2	3	17,55	1	0,624	–	–	18,174	30,186
	2–3	3,3	19,305	0,5	0,312	–	–	19,617	49,303
	3–4	3,3	19,305	0,5	0,312	–	–	19,617	69,420
	4–5	3,3	19,305	2,2	1,373	–	–	20,678	90,098
	5–6	4,5	26,325	2,2	1,373	–	–	27,698	117,796
	6–7	5	29,25	4,5	2,808	7,14	5,569	37,627	155,423
	7–8	5	29,25	4,5	2,808	7,14	5,569	37,627	193,050
	8–9	5,5	32,175	10,2	6,365	7,14	5,569	44,109	237,159
	9–10	5,5	32,175	5,4	3,37	7,14	5,569	41,114	278,273
	10–11	5,5	32,175	7,2	4,493	7,14	5,569	42,237	320,510
	11–12	5	29,25	6	3,744	7,14	5,569	38,563	359,073
	12–13	5	29,25	4,2	2,621	7,14	5,569	37,440	396,513
	13–14	4,2	24,57	9,1	5,678	7,14	5,569	35,817	432,330
	14–15	5,5	32,175	6,5	4,056	7,14	5,569	41,800	474,130
	15–16	5,5	32,175	2	1,248	7,14	5,569	38,992	513,122
	16–17	5	29,25	4,2	2,621	7,14	5,569	37,440	550,562
	17–18	4,5	26,325	3,7	2,309	7,14	5,569	34,203	584,765
	18–19	4,5	26,325	8,2	5,117	7,14	5,569	37,011	621,776
	19–20	4,5	26,325	7,2	4,493	7,14	5,569	36,387	658,163
	20–21	3,4	19,89	3,6	2,246	–	–	22,136	680,299
	21–22	3	17,55	4,6	2,87	–	–	20,420	700,719
	22–23	2	11,7	1	0,624	–	–	12,324	713,043
	23–24	2	11,7	1	0,624	–	–	12,324	725,367
<i>Итого</i>		100	585	100	62,5	100	77,96	–	725,360

Полученное значение  $Q_{н}$  больше, чем  $Q_{ч.макс}$ , поэтому принимаем

$$Q_{р} = Q_{н} = 74,14 = 20,6 \text{ л/ч.}$$

Определяем время непрерывной работы насоса для подачи максимально-суточного водопотребления:

$$T_{н.с} = \frac{V_{макс}}{Q_{н}} = \frac{725,36}{74,14} = 9,78 \text{ ч}$$



и строим вспомогательную линию (5, рисунок 5.17).

Назначим предварительно регулирующий объем бака  $V_p$  равным 2 % от  $V_{\text{макс}}$ :

$$V_p = 0,02 \times 725,36 = 14,5 \text{ м}^3.$$

Полный объем емкости бака башни:

$$V_6 = \beta (V_p + V_3) = 1,2 \times (14,5 + 6) = 24,6 \text{ м}^3,$$

где  $V_3$  — десятиминутный противопожарный запас.

$$V_3 = Q_{\text{пож.}} t = 10 \times 600 = 6000 = 6 \text{ м}^3,$$

$\beta = 1,2$  — коэффициент запаса, соответствующий повторно-кратковременному режиму работы насоса.

Принимаем объем резервуара типовой башни:

$$V_T = 25 \text{ м}^3.$$

Определяем действительный объем регулирования:

$$V_p = V_T - V_3 = (25 - 6) = 19 \text{ м}^3.$$

Строим график водоподачи (6, рисунок 5.17) и определяем среднее число включений насоса в час при автоматической работе:

$$n_{\text{д.ч}} = \frac{n_{\text{общ}}}{24} = \frac{19}{24} = 0,79,$$

что меньше предельного значения  $n = 2$ ; где  $n_{\text{общ}} = 19$  — количество включений насоса в течение суток (число горизонтальных участков (6, рисунок 5.17).

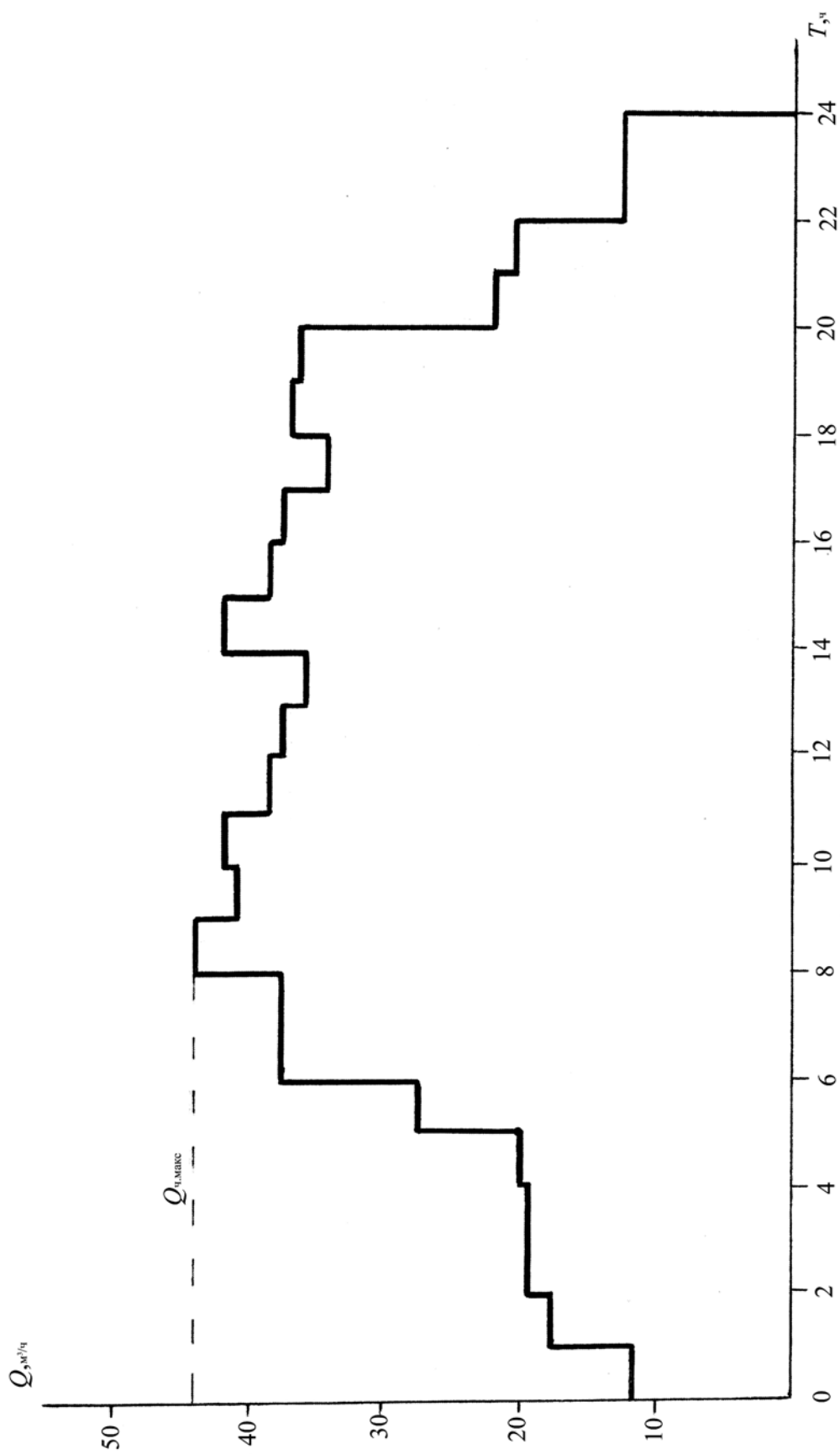


Рисунок 5.16 — Суточный график часového водопотребления

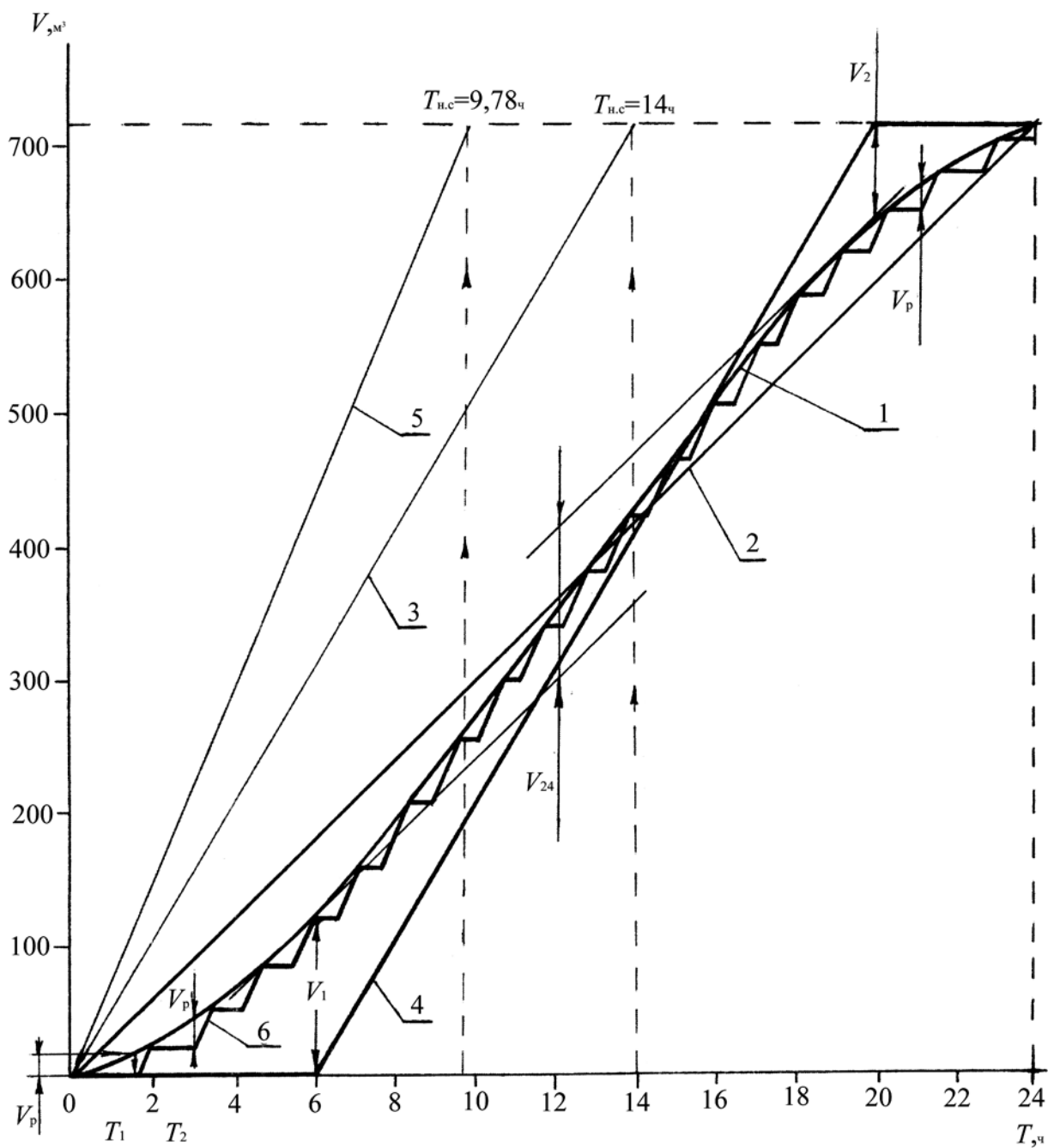


Рисунок 5.17 — Определение регулирующего объема водонапорной башни и частоты включения насоса при 24-часовой работе насоса, 14-часовой работе насоса и автоматической работе насоса

## Подбор насоса

Исходные данные: насос предназначен для работы в насосной установке, по которой вода подается из скважины в водонапорную башню.

Для подъема воды из скважины принимаем погружной насос типа ЭЦВ. Насосы данного типа должны устанавливаться с подпором, т. е. под низший уровень воды в скважине (динамический уровень), отметка которого  $\nabla_{\text{дин}}$  не менее, чем 1 м. Принимаем заглубление  $\Delta h = 4$  м, обеспечивая этим определенный запас на возможные понижения динамического уровня в результате, например, засорения фильтра.

Определяется из геометрических соотношений длина нагнетательного трубопровода:

$$l = L + H_6 + (\nabla_{\text{н.с}} - \nabla_{\text{дин}}) + \Delta h = (92 + 14 + 85 - 20 + 4) = 175 \text{ м},$$

где  $L = 92$  м — длина трубопровода от скважины до основания башни;

$H_6 = 14$  м — высота ствола башни;

$\nabla_{\text{н.с}} - \nabla_{\text{дин}}$  — расстояние от поверхности земли до динамического уровня воды в скважине.

Расчетный расход насосной установки был определен ранее (в данном задании он определяется для автоматического режима работы).

$$Q_p = 74,14 \text{ м}^3/\text{с} = 20,6 \text{ л/с}.$$

Температура воды принимается равной  $10$  °С.

Подбираем диаметр нагнетательного трубопровода (всасывающим трубопроводом погружные насосы не оборудуются), для чего назначаем предварительно

$$v = 1,25 \text{ м/с} = 12,5 \text{ дм/с}.$$

Из уравнения непрерывности

$$Q_p = vS = \text{const}$$

находится площадь поперечного сечения трубопровода:

$$S = \frac{Q_p}{v} = \frac{20,7}{12,5} = 1,65 \text{ дм}^2.$$

Соответственно диаметр трубопровода  $d = 1,45 = 145$  мм.

Погружной насос опускается в скважину на нагнетательном трубопроводе, поэтому принимаем стандартные стальные трубы ГОСТ 10704–96, имеющие наружный диаметр 140 мм, толщину стенок 3,5 мм (приложение 26). Тогда внутренний диаметр трубопровода

$$d = (140 - 7) = 133 = 1,33 \text{ дм},$$

а площадь его поперечного сечения  $S = 1,34 \text{ дм}^2$ .

Определяем скорость воды в стандартном трубопроводе:

$$x = \frac{Q_p}{S} = \frac{20,6}{1,34} = 15,4 = 1,54 \text{ м/с}.$$

Данная скорость соответствует рекомендуемому СНиП диапазону скоростей, поэтому убеждаемся, что трубопровод подобран правильно. Соединение трубопровода фланцевое.

Определяем по формуле (5.12) потери напора в трубопроводе, считая, что трубы после нескольких лет эксплуатации. Предварительно находится коэффициент гидравлического трения по графику Мурина (приложение 8).

Приняв  $\Delta = 0,19$  мм (приложение 7) и определив

$$\frac{d}{\Delta} = \frac{133}{0,19} = 700,$$
$$\text{Re} = \frac{xd}{\nu} = \frac{154 \times 13,3}{0,013} = 157600,$$

принимаем  $\lambda = 0,023$ .

Принимая коэффициент, учитывающий местные потери  $a = 1,1$ , получим

$$h = 1,1 \times 0,023 \times \frac{175}{0,133} \times \frac{1,54^2}{2 \times 9,8} = 4,03 \text{ м}.$$

Определяем расчетный необходимый напор насосной установки по формуле (5.11):

$$H_p = H_{н.у} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\Gamma} + h = 87 + 0 + 4,03 = 91,03 \text{ м},$$

где  $H_r = H_p + H_6 + (\nabla_6 - \nabla_{\text{дин}}) = 3 + 14 + 90 - 20 = 87$  м.

Наносим расчетную точку ( $Q_p = 74,14 \text{ м}^3/\text{ч} = 20,6 \text{ л/с}$ ,  $H_p = 91,03$  м) на сводный график подач и напоров погружных насосов (рисунок 5.18) и по ближайшей вышерасположенной характеристике определяем марку насоса:

2 ЭЦВ 10-63-110.

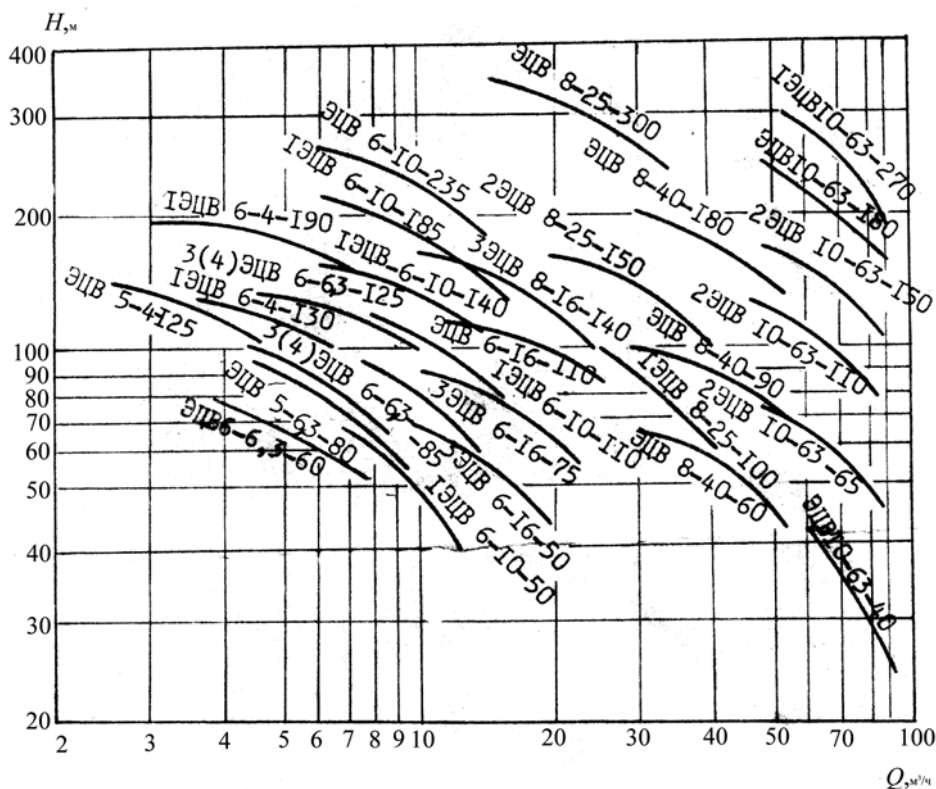


Рисунок 5.18 — Сводный график полей  $Q-H$  насосов типа ЭЦВ

Строим графики рабочих характеристик (рисунок 5.19) выбранного насоса по техническим данным (приложение 28).

Строим гидравлическую характеристику насосной установки на тех же осях, что и напорная характеристика насоса (рисунок 5.19). Для этого расходы, указанные в таблице 5.15 подставляются в формулу (5.13) и вычисляются соответствующие напоры.

Коэффициент  $B$  в формуле (5.14) удобно определять из соотношения

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2} = \frac{4,03}{20,6^2} = 9,5 \times 10^{-3} \text{ м}/(\text{л/с})^2.$$

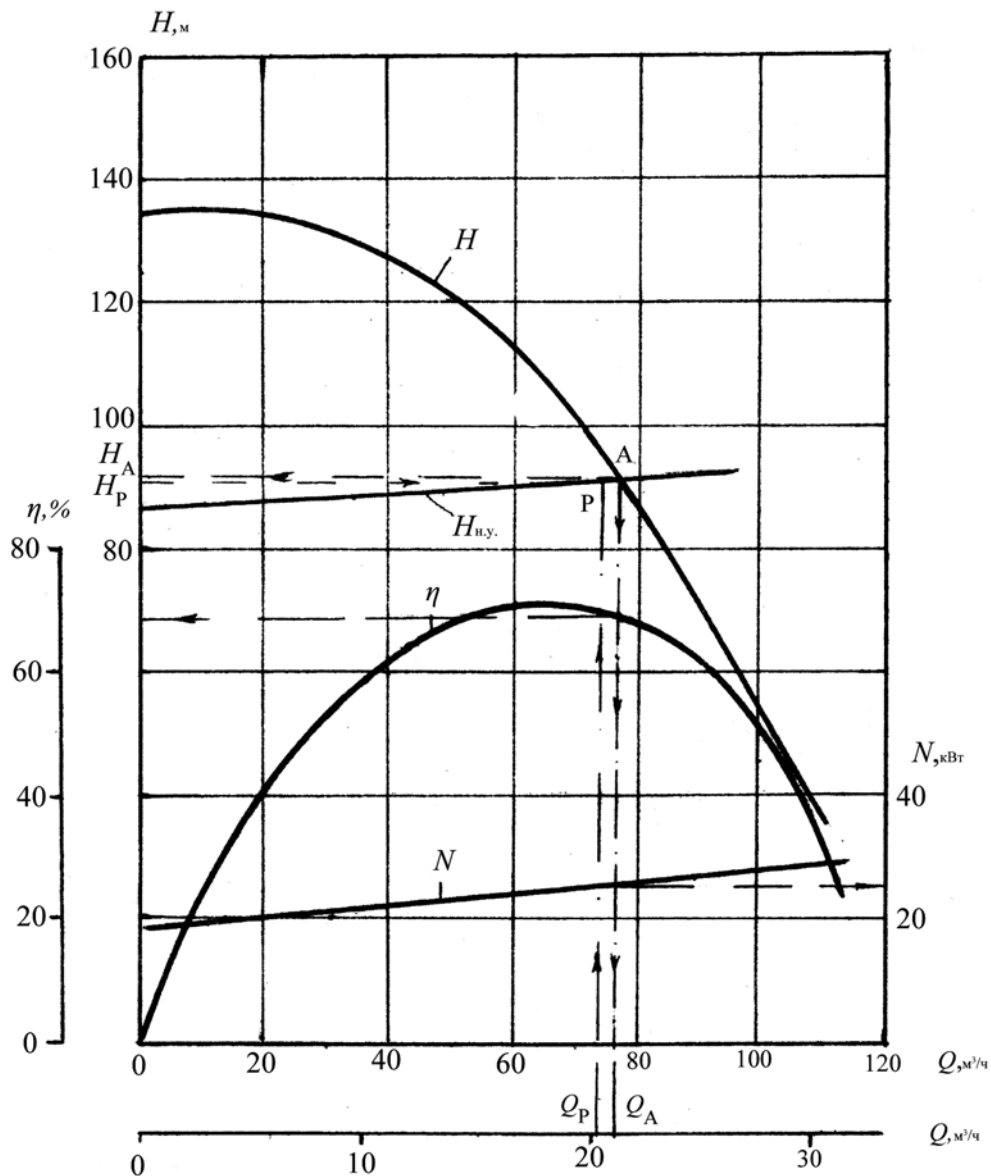


Рисунок 5.19 — Определение рабочих параметров насоса:  
 $H_{н.у.}$  — гидравлическая характеристика насосной установки; P — расчетная точка насосной установки; A — рабочая точка насоса

Результаты расчетов по формуле (5.13) представим в таблице 5.15.

Таблица 5.15

Q, л/с	0	10	15	20	25
$H_{н.у.}$ , м	87,0	88,0	89,1	90,9	92,9

На пересечении напорной характеристики насоса с гидравлической характеристикой насосной установки (рисунок 5.19) находится рабочая точка насоса A, которая определяет его рабочие параметры:

$$Q_A = 22,5 \text{ л/с} = 81 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad H_A = 92 \text{ м}; \quad \eta_A = 67,5 \%; \quad N_A = 25 \text{ кВт.}$$

Следует отметить, что для определения мощности на привод насоса проще использовать формулу  $N = \gamma Q H / \eta$ , чем строить графики  $N = f(Q)$ .

При этом результат получается более точный, так как масштаб графиков, приведенных в каталогах, на основании которых составлена таблица, является сравнительно мелким.

$$N = \frac{9800 \times 0,0225 \times 92}{0,675} = 30050 \text{Вт} = 30,05 \text{кВт} .$$



## **6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

### **6 1 Практическое занятие «Расчет объемного гидропривода»**

#### **Требования, предъявляемые к гидравлическим приводам в сельскохозяйственных машинах**

При разработке гидравлического привода агрегатов сельскохозяйственной техники, конструкция гидропривода должна обеспечивать его экономичность, высокие эксплуатационные свойства, безопасность, надежность и долговечность. Поэтому основными критериями для выполнения выше поставленных задач при проектировании объемного гидравлического привода являются:

- а) потери давления в трубопроводах, гидроаппаратах и арматуре должны быть минимальны. Поэтому трубопроводы должны иметь наименьшую длину и минимальное число разветвлений, что не только сократит металлоемкость и массу машины, но и снизит потери давления. С этой целью следует стремиться к снижению потерь на трение во всех гидромашинах и гидроаппаратах;
- б) для создания хороших эксплуатационных свойств, при разработке гидропривода следует обеспечить равномерность работы гидродвигателей, отсутствие вибрации, гидравлических ударов и шума. В основном это зависит от нормальной работы правильно выбранных насосов и предохранительных клапанов и другой гидроаппаратуры;
- в) для предотвращения аварийных перегрузок и для защиты узлов и частей гидропривода должны быть предусмотрены защитные гидроаппараты — предохранительные клапаны. Гидроцилиндры и гидромоторы должны быть снабжены гидрозамками, обеспечивающими в случае обрыва трубопроводов, шлангов, или при возникновении других динамических нагрузок, превышающих допустимые — надежную фиксацию или плавное опускание груза;

- г) стабильность работы гидропривода существенно зависит от постоянства вязкости рабочей жидкости, определяемой ее температурой. Поэтому для поддержания стабильного режима должны быть правильно выбраны размеры гидробака и при необходимости теплообменника;
- д) надежность и долговечность гидропривода существенно зависит от чистоты рабочей жидкости, что обеспечивается ее очисткой в фильтрах и отстоем в гидробаке;
- е) параметры всех гидроаппаратов, применяемых в гидроприводе, должны соответствовать оптимальным условиям по расходу и давлению в местах их установки.

При всем многообразии конструкций гидроприводов машин и узлов, составление гидросхем исходят из ряда общих положений, типовых решений и схем.

### **Выбор схемы циркуляции жидкости**

При проектировании гидроприводов машин и узлов сельскохозяйственной техники может быть применена схема циркуляции рабочей жидкости разомкнутая или замкнутая.

В гидроприводах с разомкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, жидкость, совершив работу, из гидродвигателя поступает в гидробак, откуда вновь засасывается насосом.

Насос 1 (рисунок 6.1) засасывает жидкость из гидробака 2 и нагнетает ее в гидродвигатель 6 через распределитель 5. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак. Предохранительный клапан 3, отрегулированный на предельно допустимое давление  $p_{\max}$ , предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузки.

Изменение направления движения выходного звена — гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции распределителя, а ре-

гулирование скорости этого движения производится дроссель-регулятором потока жидкости 4, установленного параллельно регулирования усилия или крутящего момента.

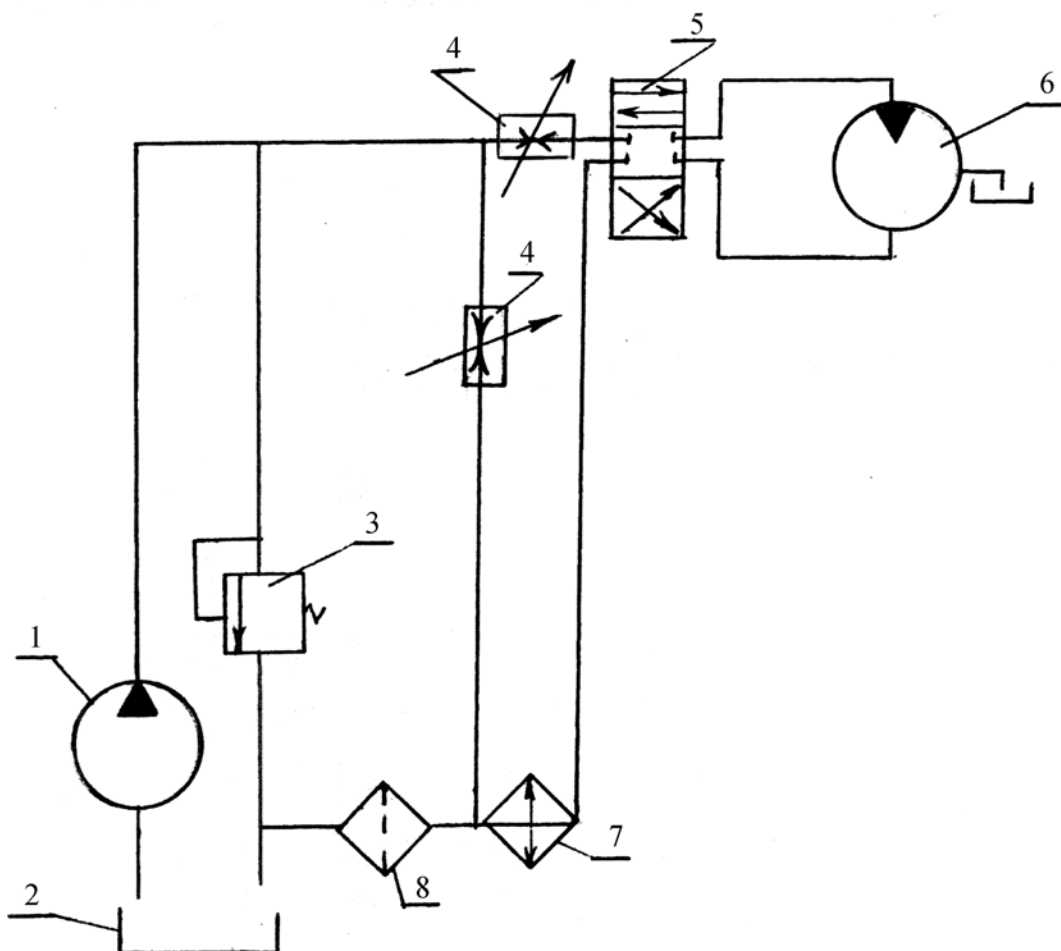


Рисунок 6.1 — Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции жидкости:  
 1 — насос, 2 — гидробак, 3 — предохранительный клапан, 4 — дроссель-регулятор потока жидкости, 5 — распределитель, 6 — гидродвигатель, 7 — теплообменник, 8 — фильтр

### **Регулирование параметров рабочих органов (выходное звено)**

К достоинствам гидропривода следует отнести возможность плавного изменения скорости рабочего органа машины, для чего может быть применены объемное и дроссельное регулирование.

Объемное регулирование предусматривает применение дорогостоящего регулируемого насоса, так как применение регулируемых гидромоторов

обычно затруднено или невозможно, ибо они располагаются в труднодоступных местах непосредственно у рабочих органов машины.

Применение объемного регулирования с помощью насосов может быть осуществлено в гидроприводах с замкнутой циркулирующей жидкости.

Дроссельное регулирование значительно менее экономично, так как часть рабочей жидкости, минуя гидродвигатель, сбрасывается в бак, а ее энергия превращается в теплоту, но вследствие простоты конструкции и управления, универсальности и дешевизны, оно широко применяется в гидроприводах сравнительно малой мощности и в случае кратковременного регулирования, т. е. в гидроприводах, для которых вопросы экономики не имеют решающего значения.

Применяются три способа дроссельного регулирования: дроссель установлен на входе в гидродвигатель, дроссель установлен на выходе из гидродвигателя или дроссель установлен на ответвлении параллельно гидродвигателю или гидроцилиндру.

При регулировании с помощью дросселей, установленных на входе и выходе, часть подачи насоса поступает через дроссель в гидродвигатель, а часть сливается через предохранительный клапан, работающий как переливной.

С увеличением нагрузки на гидроцилиндре с параллельно установленным дросселем увеличивается давление до дросселя, следовательно, в гидробак будет сбрасываться больше жидкости, а в гидродвигатель будет поступать меньше и скорость уменьшится. Таким образом, скорость рабочего органа не постоянна и зависит от нагрузки.

Когда дроссель полностью открыт, вся подача насоса при минимальном давлении сливается в бак, поэтому потребляемая мощность минимальная. При постепенном закрытии дросселя количество жидкости, поступающей в гидродвигатель, и скорость рабочего органа увеличивается, давление, развиваемое насосом и потребляемая им мощность, возрастает. При полностью закрытом дросселе вся жидкость поступает в гидродвигатель, и он будет двигаться или вращаться с максимальной скоростью. Таким образом, по-

требуемая в этом случае мощность, в отличие от случая регулирования дросселем на входе или на выходе, пропорциональна нагрузке, поэтому такая схема регулирования более экономична.

Ранее рассмотренные способы регулирования не позволяют поддерживать скорость рабочего органа постоянной, не зависящей от нагрузки. Для устранения данного недостатка следует применять, заменяя дроссель, регулятор потока. Регулятор потока может быть, как и дроссель, установлен на входе или на выходе из гидродвигателя или на параллельном ответвлении.

Правильный выбор дросселя или регулятора потока и место его установки в большей степени обеспечивает плавное регулирование и поддержание параметров выходного звена гидропривода.

### **Выбор гидродвигателей Гидродвигатели возвратно-поступательного движения (силовые гидроцилиндры)**

Основными параметрами, по которым выбираются гидродвигатели возвратно-поступательного движения, являются:

$F_{\Gamma}$  — номинальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$h$  — ход поршня гидроцилиндра, м;

$x_{\Pi}$  — скорость движения поршня, исходя из требований выполнения технологического процесса.

При выборе гидроцилиндра по развиваемому усилию  $F_{\Gamma}$  следует соблюдать условие:

$$F_{\text{м}} \leq F_{\Gamma},$$

где  $F_{\text{м}}$  — усилие на рабочем органе сельскохозяйственной машины, определяется из исходных данных, Н;

$F_{\Gamma}$  — усилие, которое может развивать гидроцилиндр.

Технические данные гидроцилиндров приведены в приложении 30.

После этого гидроцилиндр следует проверить на  $h$  и  $x_{\Pi}$ .

## Выбор гидромоторов и определение основных параметров

Для привода агрегатов сельскохозяйственных машин вращательного действия используются гидромоторы, при этом обычно задается или определяется  $M_M$  и частота вращения  $n_M$  выходного вала рабочего органа машины.

Для гидромашин вращательного действия должно соблюдаться условие

$$M_M \leq M_\Gamma, \quad (6.1)$$

где  $M_M$  — заданный крутящий момент на валу рабочего органа машины, Н·м;

$M_\Gamma$  — крутящий момент, развиваемый гидромотором, Н·м.

Технические характеристики гидромоторов приведены в приложении 31.

При непосредственном соединении гидромотора с рабочим валом машины необходимо соблюдать следующие условия:

$$n_\Gamma = n_M \quad \text{или} \quad n_{\min} < n_M < n_{\max}, \quad (6.2)$$

где  $n_\Gamma$  — номинальная частота вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$ ;

$n_{\min}$  — минимальная частота вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$ ;

$n_{\max}$  — максимальная частота вращения гидромотора,  $\text{с}^{-1}$ .

При передаче крутящего момента на входной вал рабочей машины через редуктор или другую передачу (цепная, ременная и др.), которые увеличивают крутящий момент и частоту вращения, следует использовать зависимости:

$$i_p = \frac{M_M}{M_\Gamma z_p}, \quad (6.3)$$

$$i_p = \frac{n_M}{n_B}, \quad (6.4)$$

где  $z_p$  — механический КПД редуктора.

Перепад давления в гидромоторе для создания заданного крутящего момента определяется по формулам:

$$\Delta p_\Gamma = \frac{2pM_M}{q_\Gamma z_M}, \quad (6.5)$$

$$\Delta p_\Gamma = \frac{M_M}{0,15q_\Gamma z_M}, \quad (6.6)$$

где  $M_M$  — заданный крутящий момент, Н·м;

$q_T$  — рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>/об;

$z_M$  — механический КПД гидромотора.

Для гидромоторов  $z_0 = 1$ , тогда  $z_M = 0,9$  при уплотнении резиновыми или резинотканевыми кольцами и манжетами,  $z_M = 0,95$  при уплотнении пружинными кольцами.

Для обеспечения заданной частоты вращения выходного вала машины на гидромотор необходимо подать расход, который определяется по формуле:

$$Q_T = \frac{q_T h_M}{z_0}, \quad (6.7)$$

где  $h_M$  — частота вращения вала рабочей машины или гидромотора, при наличии редуктора или передачи, с<sup>-1</sup>;

$z_0$  — объемный КПД гидромотора (определяется по технической характеристике).

Полный расход, который необходимо подать для питания параллельно работающих гидромоторов:

$$Q_{T.c} = \sum_{i=1}^z Q_T z, \quad (6.8)$$

где  $z$  — число параллельно работающих гидромоторов.

### Определение параметров и выбор насоса

Для обеспечения выходных параметров гидроцилиндра или гидромотора необходимо подобрать насос, обеспечивающий соответствующий расход и давление, в некоторых случаях следует установить два насоса (желательно одинаковые, работающие параллельно).

При выборе насоса необходимо знать главную рабочую характеристику насоса  $q_H$  — рабочий объем насоса и давление, которое необходимо обеспечить на гидромоторе или гидроцилиндре.

Расчетный рабочий объем насоса  $q_{н.р}$  определяется по расходу, который следует подать на гидродвигатель, по формуле:

$$q_{н.р} = \frac{Q_{г.д}}{n_{н}}, \quad (6.9)$$

где  $Q_{г.д}$  — подача на гидродвигатель, в нашем случае это  $Q_{г}$  или  $Q_{ц}$ ;

$n_{н}$  — номинальная частота вращения насоса (в некоторых случаях это могут быть обороты двигателя или вала отбора мощности).

Определив  $q_{н.р}$ , по техническим характеристикам насосов выбираем насос из условия:

$$q_{н.р} \leq q_{н}, \quad (6.10)$$

где  $q_{н}$  — рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>/об.

Технические характеристики насосов представлены в приложении 32.

Выбранный насос должен развивать давление:

$$p_{н.р} = p + \Delta p, \quad (6.11)$$

где  $p$  — давление на входе в гидроцилиндр или гидромотор;

$\Delta p$  — полная потеря давления в гидроприводе от насоса до гидробака (предварительно можно принять  $\Delta p = (0,06-0,1)p$ ), но после расчета потерь давления в системе гидропривода, следует уточнить принятое значение  $\Delta p$  и проверить правильность выбора насоса на развиваемое давление, т. е.

$$p_{п.д} \geq p_{н.р}. \quad (6.12)$$

Максимальное давление  $p_{н.маx}$ , которое может создавать насос при перегрузках, ограничивается предохранительным клапаном. Он открывается при давлении, превышающем расчетное давление на величину:

$$\Delta p_{п.к} = (0,15-0,3)p_{н.р}. \quad (6.13)$$

Следовательно, максимальное рабочее давление насоса

$$p_{н.маx} = p_{н} + p_{п.к} = (1,15-1,3)p_{н.р}. \quad (6.14)$$



Оно не должно превышать максимально допустимое давление данного насоса  $p_{\max}$ , указанного в технической характеристике.

Действительная подача выбранного насоса определяется по формуле:

$$Q_H = q_H n_H z_0, \quad (6.15)$$

где  $q_H$  — рабочий объем насоса;

$n_H$  — номинальная частота вращения;

$z_0$  — объемный КПД насоса.

### Совместная работа гидродвигателей и насосов

В некоторых случаях требуется строго одновременное (синхронное) вращение гидромоторов, движение поршней гидроцилиндров, перемещающих рабочий орган (например, поршни гидроцилиндров для подъема жатки зерноуборочного комбайна). Для этих целей применяются делители потока. Включение делителя потока в схему гидропривода приведено на рисунке 6.2.

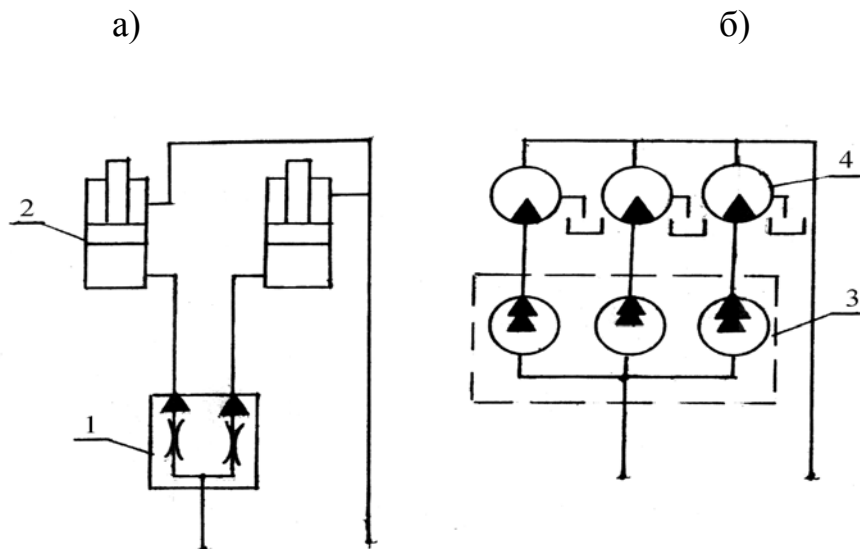


Рисунок 6.2 — Схема включения делителей потока:

а) — делитель дроссельного типа; б) — делитель объемного типа; 1 — делитель дроссельного типа, 2 — гидроцилиндр, 3 — делитель объемного типа, 4 — гидромотор

Конструкция делителя потока предусматривает движение рабочей жидкости только в одном направлении, то есть в сторону гидродвигателя, по-

этому он обычно устанавливается вместе с двумя обратными клапанами, которые позволяют рабочей жидкости выходить из гидродвигателя на слив в обход делителя потока. При совместной работе насосов следует в системе гидропривода устанавливать сумматор потоков жидкости.

### **Гидравлический расчет трубопроводов и РВД**

Основа расчета трубопроводов в различных линиях гидропривода состоит в определении диаметров трубопроводов, потерь давления, возникающих при движении масла и их проверки на прочность. Расчет производится по участкам, на которые разбивают гидравлическую схему, при этом под участком понимают часть гидролинии между разветвлениями, пропускающей одинаковый расход и имеющей одинаковый диаметр. Участок может быть в виде прямого трубопровода или на нем могут быть расположены различные местные сопротивления (тройники, крестовины, штуцера и т. д.) и гидроаппаратура.

В напорных и сливных линиях систем гидравлического привода в основном используются стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734–75. Технические характеристики данных труб приведены в приложении 33.

Медные, латунные и алюминиевые трубы применяются в системах низкого давления (до 2,5 МПа). Их в основном используют в линиях дренажа, подключения манометров, управления и т. д. Технические характеристики медных труб по ГОСТ 617–72 приведены в приложении 34.

Резинометаллические рукава высокого давления (РВД) по ГОСТ 6286–73 применяются в местах системы гидропривода, перемещающихся друг относительно друга. Например, при соединении трактора с навесной машиной. Технические характеристики приведены в приложении 35.

Внутренний диаметр трубопровода гидролинии или резинометаллического рукава высокого давления (РВД) определяется по формулам:

$$d_{\text{в}} = 11,27 \sqrt{\frac{Q}{x}}, \quad (6.16)$$

где  $d_{\text{в}}$  — внутренний диаметр, мм;

$Q$  — расход рабочей жидкости на рассматриваемом участке, см<sup>3</sup>/с;

$x$  — средняя скорость жидкости, см/с.

Средняя скорость жидкости в трубопроводах выбирается в зависимости от назначения трубопровода.

Можно рекомендовать следующие значения средней скорости:

– всасывающая линия:  $x_{\text{вс}} = 0,5–1,5$  м/с;

– сливная линия:  $x_{\text{с}} = 1,4–2,25$  м/с;

– нагнетательная линия:  $x_{\text{н}}$  при давлении  $< 6$  МПа  $x_{\text{н}} = 3–4$  м/с;

при давлении  $> 6$  МПа  $x_{\text{н}} = 5–6$  м/с;

– линия управления  $x_{\text{у}} = 5–6$  м/с.

Определив внутренний диаметр линии по пропускной способности, следует определить толщину стенки трубопровода. Минимальную толщину стенки трубопровода определяем по формуле:

$$d_{\text{р}} = \frac{p_{\text{max}} d_{\text{в}}}{2[y_{\text{р}}]}, \quad (6.17)$$

где  $p_{\text{max}}$  — максимальное давление в линии, МПа. В нагнетательной линии оно определяется настройкой предохранительного клапана насоса;

$d_{\text{в}}$  — внутренний диаметр трубопровода, мм;

$[y_{\text{р}}]$  — допустимое напряжение разрыва материала трубопровода. Для труб из стали 20, 35, 40 можно принять  $[y_{\text{р}}] = 400–500$  МПа, а для медных труб  $[y_{\text{р}}] = 200–280$  МПа.

Полученное значение  $d_{\text{р}}$  округляют в большую сторону предложенных величин в ряду  $d_{\text{ст}}$  приложения 34.

Наружный расчетный диаметр трубопровода определяется по формуле:

$$d_{\text{н}} = d_{\text{в}} + 2d_{\text{ст}}, \quad (6.18)$$

где  $d_{\text{ст}}$  — толщина стенки трубопровода по ГОСТу.

По найденному  $d_{\text{н}}$  подбираем стандартный наружный диаметр (большой для соответствующих линий) и материал трубопровода.

Определяем действительный внутренний диаметр в соответствующей линии по формуле:

$$d_{\text{в.ст}} = d_{\text{н.ст}} - 2d_{\text{ст}}. \quad (6.19)$$

Для РВД по  $d_{\text{в}}$  подбираем больший внутренний диаметр  $d_{\text{в.ст}}$  по приложению 35. При подборе РВД следует учитывать максимальное давление, развиваемое в линии.

Подобрав или определив внутренний диаметр  $d_{\text{в.ст}}$  по ГОСТу уточняем действительную скорость в соответствующей линии и проверяем на допустимую по уравнению неразрывности:

$$x = \frac{Q}{S}, \quad (6.20)$$

где  $S$  — площадь поперечного сечения трубопровода, выбранного по ГОСТу.

### Расчет гидравлических потерь

Потери давления в гидролинии слагаются из потерь на гидравлическое трение  $\Delta p_{\text{т}}$ , потерь на местное сопротивление  $\Delta p_{\text{м}}$  и потери в гидроаппаратуре  $\Delta p_{\text{г}}$  находящихся в данной линии.

Потери давления на трение в гидролиниях определяем по формуле:

$$\Delta p_{\text{т}} = 0,5 \text{лс} \frac{l}{d} x^2, \quad (6.21)$$

где  $\Delta p_{\text{т}}$  — потери давления, Па;

$d$  — диаметр трубопровода, м;

$\text{лс}$  — плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;

$l$  — длина соответствующего участка гидролинии, м;

$x$  — средняя скорость движения рабочей жидкости, м/с.

Для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  необходимо определить режим движения жидкости по формуле:

$$Re = \frac{xd}{\eta}, \quad (6.22)$$

где  $x$  — средняя скорость рабочей жидкости, см/с;

$d$  — внутренний диаметр трубопровода, см;

$\eta$  — кинетический коэффициент вязкости рабочей жидкости, см<sup>2</sup>/с, приложение 29.

При ламинарном режиме движения ( $Re < 2300$ ) коэффициент гидравлического трения следует определять по формуле  $\lambda = 75/Re$ , для резиновых рукавов РВД  $\lambda = (80 - 100)/Re$ .

При турбулентном режиме движения жидкости ( $2300 < Re < 8000$ ) можно рекомендовать формулу Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (6.23)$$

При  $Re > 8000$  для жидкостей с высокой вязкостью коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  не зависит от  $Re$  и его можно принять в практических расчетах для стальных трубопроводов и РВД  $\lambda = 0,02$ .

Потери давления на местные сопротивления определяются по формуле:

$$\Delta p_m = 0,5c\alpha x^2, \quad (6.24)$$

где  $\Delta p_m$  — потери давления, Па;

$c$  — плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\xi$  — коэффициент местных сопротивлений;

$x$  — скорость жидкости за местным сопротивлением, м/с.

Значения коэффициентов местных сопротивлений представлены в приложении 36.

Потери давления в гидроаппаратуре принимаем по техническим характеристикам.

### Расчет мощности и КПД гидропривода

Полная мощность гидропривода равна мощности потребляемой насосом и определяется по формуле:

$$N_{г.п} = N_{н} = \frac{p_{н} Q_{н}}{60z_{н}}, \quad (6.25)$$

где  $Q_{н}$  — подача насоса;

$p_{н}$  — давление, развиваемое насосом;

$z_{н}$  — КПД насоса.

КПД гидравлической системы гидропривода определяется по формуле:

$$z_{г.н} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_i Q_{pi} t_i}{p_{н} Q_{н} t_{ц}}, \quad (6.26)$$

где  $\Delta p_i$ ,  $Q_{pi}$ ,  $t_i$  — полезный перепад давления, рабочий расход жидкости, время работы в течение каждого цикла исполнительного органа;

$p_{н}$  — давления настройки предохранительного клапана;

$Q_{н}$  — подача насоса;

$t_{ц}$  — время цикла.

### Контрольно-регулирующие, направляющие гидроаппараты и вспомогательные элементы. Назначение и классификация гидроаппаратов

При разработке схем объемного гидропривода важным является правильный выбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов. В общем случае гидроаппарат — устройство,

предназначенное для изменения или поддержания необходимого постоянно-го давления или расхода рабочей жидкости, а также для изменения направления движения рабочей жидкости в системе гидропривода.

Гидроаппараты можно подразделить на регулирующие и направляющие.

К регулирующим гидроаппаратам относятся предохранительные, переливные, редуцирующие клапаны, дроссели, делители, сумматоры и регуляторы потока.

К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапаны, гидрозамки, разрывные муфты.

К вспомогательным элементам относятся фильтры, теплообменники и гидробаки.

### **Предохранительные клапаны**

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидроаппаратуры от выхода из рабочего состояния при повышении давления выше допустимого. При нормальном режиме работы гидрооборудования клапан находится в закрытом состоянии, а включается в работу при повышении давления в гидросистеме выше допустимого.

Давление срабатывания предохранительного клапана определяется условиями режима работы гидроаппаратуры системы объемного гидропривода. Например, предохранительный клапан насоса настраивается на максимальное давление насоса, а другие элементы на то давление, при котором они обеспечивают выполнение своих функций, в частности, при работе фильтра, который засорился, масло должно уйти по обводной линии и т. д.

Предохранительные клапана бывают прямого и непрямого действия (рисунок 6.3). В клапане прямого действия рабочая жидкость непосредственно действует на исполнительный механизм т. е. когда давление  $p_1$  перед клапаном превышает рабочее давление  $p_p$ , то рабочий орган клапана 1 смещается, открывая проход рабочей жидкости на слив.

В клапане непрямого действия с повышением давления  $p_1$  перед клапаном, превышающее рабочее давление  $p_p$ , рабочая жидкость через дроссельное отверстие в основном клапане  $1$  заполняет промежуточную камеру до  $p_1$  и рабочий орган  $2$  вспомогательного клапана смещается, открывая проход рабочей жидкости. При расходе жидкости через дроссельное отверстие за счет сопротивления движению жидкости давление за основным клапаном падает, что позволяет смещаться клапану, открывая проход основному потоку рабочей жидкости.

Клапаны прямого действия, шариковые и конусные, применяются обычно в качестве предохранительных клапанов, так как, несмотря на простоту и надежность, они хорошо работают только в случае кратковременного эпизодического действия, что характерно для предохранительных клапанов насосов низкого давления.

При высоком давлении резко возрастают размеры предохранительных клапанов прямого действия, что приводит к нестабильности действия, поэтому в таких случаях рекомендуется использовать предохранительные клапаны непрямого действия. В работе они обеспечивают стабильность, надежность и многократность действия.

Предохранительные клапаны подключаются параллельно основной линии в стыковом и резьбовом видах соединения. Технические данные предохранительных клапанов приведены в приложении 37.

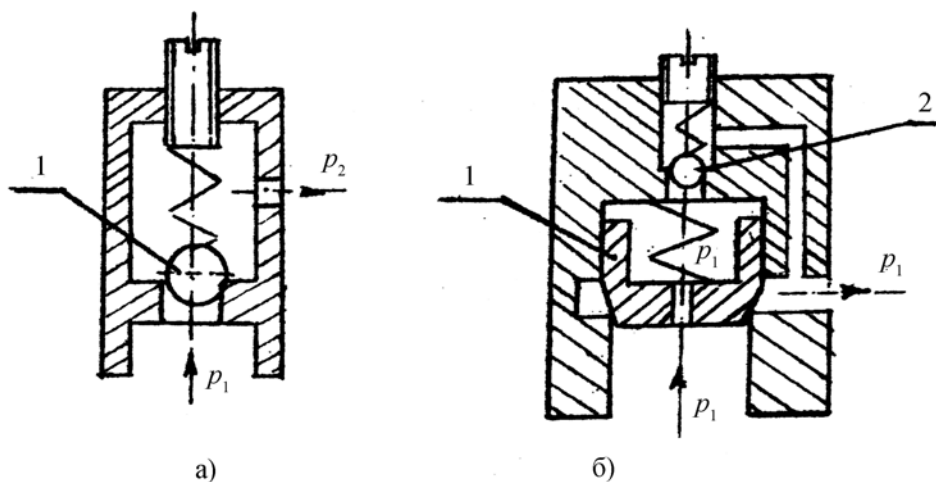


Рисунок 6.3 — Предохранительные клапаны:  
 а) — прямого действия; б) — непрямого действия



## Расчет гидравлических клапанов

Расход рабочей жидкости через клапан следует определять по формуле:

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} S_{\text{от}} \sqrt{\frac{2(p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}{\rho}}, \quad (6.27)$$

где  $\mu_{\text{кл}}=0,6-0,72$  — коэффициент расхода;

$S_{\text{от}}$  — площадь щели рабочего окна клапана (определяется в зависимости от конструкции запорного элемента);

$p_{\text{н}}$  — давление нагнетания на входе в клапан;

$p_{\text{в}}$  — давление на выходе из клапана;

$\rho$  — плотность масла.

Давление настройки предохранительного клапана определяется из выражения:

$$\Delta p_{\text{кл}} \leq p_{\text{в}} + \frac{ch}{S_{\text{от}}}, \quad (6.28)$$

где  $h$  — величина сжатия пружины;

$c$  — жесткость пружины.

Высота усадки пружины определяется по формуле:

$$h = \frac{Q_{\text{кл}} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_{\text{н}} - p_{\text{с}})}}}{\mu_{\text{кл}} S_{\text{от}}}. \quad (6.29)$$

## Редукционный клапан

Редукционный клапан предназначен для поддержания в отводимом потоке стабильного давления  $p_2$ , более низкого чем давление  $p_1$  в подводимой линии. Они применяются в системах объемного гидропривода, если при работе одного насоса есть необходимость питания нескольких потребителей, требующих различных по величине давлений. В данном случае насос рассчитывается и подбирается на максимальное давление необходимое для работы одного потребителя, а перед другими потребителями (для понижения давления) устанавливается редукционный клапан. Клапан включается в гидросис-

тому последовательно с потребителем. По принципу работы они подразделяются на прямого и непрямого действия. Редукционные клапана по конструкции отличаются от предохранительных клапанов конструкцией корпуса клапана. В системах объемного гидропривода редукционные клапаны прямого действия применяются при малых расходах жидкости, а при больших расходах жидкости следует применить редукционные клапаны непрямого действия. Присоединение клапанов бывает резьбового и присоединительного типа. Технические данные приведены в приложении 38.

### **Переливной клапан**

Переливной клапан служит для поддержания заданного давления в напорной магистрали путей непрерывного слива рабочей жидкости во время нормальной работы гидропривода, поэтому его запорно-регулирующий элемент постоянно закрыт. Он в частности применяется в замкнутых гидросистемах для сброса избытка рабочей жидкости в системах подкачки.

Переливные клапаны по конструкции запорного элемента могут быть как предохранительные клапаны шарикового, так и конусного или золотникового типа, и включаются в схеме гидропривода параллельно резьбовым или стыковым присоединением.

### **Гидравлические распределители**

Гидрораспределитель — устройство, предназначенное для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в результате внешнего управляющего воздействия. Благодаря этому в системе гидропривода происходит пуск, реверс и остановка гидродвигателя.

По типу запорно-регулирующего элемента распределители подразделяются на золотниковые, крановые и клапанные. В зависимости от числа внешних гидролиний, подводимых к распределителю, они бывают двухлинейные, трехлинейные и т. д., а в зависимости от фиксированных или харак-

терных позиций запорно-регулирующего органа бывают двухпозиционные и трехпозиционные.

Наиболее широкое применение получили распределители золотникового типа. Они широко применяются в гидроприводах всех отраслей машиностроения, а также в с.-х. машиностроении. Они позволяют осуществлять многопозиционность, уравновешены статическими силами давления, обладают малым трением, просты по конструкции и надежны в работе.

По типу управления распределители подразделяются на ручное, гидравлическое, электрическое и др., а также могут быть комбинированного управления.

В сложных системах гидропривода используются многоблочные и секционные гидрораспределители. По типу присоединения бывают резьбового и стыкового исполнения. Технические характеристики приведены в приложении 40.

### Расчет распределителей

Расход масла через золотник гидравлического распределителя определяем по формуле:

$$Q_3 = S' m_k \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (6.30)$$

где  $S'$  — площадь проходного сечения рабочего окна;

$m_k$  — коэффициент расхода;

$\Delta p$  — перепад давления;

$\rho$  — плотность масла.

Для цилиндрического золотника площадь проходного сечения определяем по формуле:

$$S' = \rho d_3 x, \quad (6.31)$$

где  $d_3$  — диаметр золотника;

$x$  — перемещение золотника.

Сила сжатия пружины:

$$F_{\text{п}} = cx, \quad (6.32)$$

где  $c$  — жесткость пружины.

### Дроссели и регуляторы потока

Гидродроссель или регулятор потока — регулирующий гидроаппарат неклапанного действия, представляющий собой специальное местное сопротивление, предназначенное для изменения давления в потоке рабочей жидкости, проходящей через него. Дроссели и регуляторы потока могут включаться в схему гидропривода как параллельно основному потоку, так и последовательно, как в нагнетательных, так и в сливных линиях. При параллельном включении дросселя регулируется скорость рабочего органа гидродвигателя. Последовательное включение дросселя позволяет изменять усилие, скорость или крутящий момент на гидродвигателе. Дроссели и регуляторы потока бывают регулируемые и нерегулируемые. Технические данные дросселей и регуляторов потока приведены в приложении 41.

### Расчет дросселей и дросселей-регуляторов расхода

Расход жидкости в дросселе или в дросселе-регуляторе определяется по уравнению:

$$Q_{\text{др}} = mS'_{\text{др}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{c}}, \quad (6.33)$$

где  $Q_{\text{др}}$  — расход через дроссель;

$m$  — коэффициент расхода,  $m = 0,6-0,72$ ;

$S'_{\text{др}}$  — площадь проходного отверстия дросселя;

$\Delta p$  — перепад давления на дросселе.

## Фильтры

Фильтры предназначены для поддержания в процессе эксплуатации необходимой чистоты масла в целях обеспечения надежной и долговечной работы гидропривода.

В зависимости от срока службы, назначения и надежности работы следует выбирать тонкость фильтрации, т. е. очистки рабочей жидкости.

По тонкости очистки различают фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки; они задерживают частицы, размеры которых превышают соответственно 0,1; 0,01; 0,005; 0,001 мм.

Практика показывает, что фильтр эффективно защищает только тот элемент гидросистемы, который установлен непосредственно после него, а остальные элементы получают лишь частичную защиту. Поэтому фильтры могут устанавливаться во всасывающей, напорной или сливной линиях, а иногда комбинированно в двух или трех линиях.

Фильтр грубой очистки устанавливается в заливной горловине гидробака, а в остальных случаях в системах объемного гидропривода следует применять фильтры нормальной очистки. Для защиты фильтра от недопустимого повышения давления в сливной линии, вызванного засорением фильтрующего элемента или резким повышением вязкости масла в крышке фильтра следует установить предохранительный клапан, который начинает открываться при перепаде на фильтре 200 кПа, пропуская весь поток жидкости в обход фильтра.

При разработке схемы объемного гидропривода установленный фильтр подбирается по пропускной способности соответствующей линии:

$$Q_{\text{ф}} \geq Q_{\text{линии}},$$

и проверяется на давление в фильтре и линии:

$$P_{\text{ф}} \geq P_{\text{линии}}.$$

## Расчет фильтра

Определение площади фильтрующего элемента проводится по формуле:

$$S' = \frac{Q}{q(p_1 - p_2)} m, \quad (6.34)$$

где  $Q$  — расход рабочей жидкости через фильтр;

$(p_1 - p_2)$  — перепад давления на фильтре;

$q$  — удельная пропускная способность фильтра;

$m$  — динамическая вязкость масла.

Пропускная способность в зависимости от вида фильтрующей поверхности приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 — Пропускная способность фильтрующих поверхностей

Тип поверхности	$q$ , л/см <sup>2</sup>
Густая металлическая сетка	0,05
Пластины с зазором 0,08 мм	0,08
Хлопчатобумажная ткань	0,009
Мягкий густой войлок толщиной 10 мм	0,015

Технические данные фильтров, рекомендованные для систем объемного гидропривода, приведены в приложении 42.

## Гидробаки и кондиционеры

Гидробак предназначен для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, в гидробаке оседают твердые частицы, загрязняющие масла, выделяется растворимый в нем воздух, а через внешние поверхности бака во внешнюю среду выделяется тепло.

Для улучшения отстоя жидкости внутренний объем бака разделяется на отсеки перегородками, а сливной и всасывающий патрубки располагаются в противоположных концах бака. Сливная пробка располагается так, чтобы бак полностью опорожнялся. Кроме сливных пробок, устанавливаются и магнитные или совмещаются. Заливная горловина располага-

ется в верхней крышке бака, где устанавливается заливной фильтр. В верхней крышке также устраивается воздушный фильтр.

### Расчет основных параметров гидробака

Основные конструктивные размеры бака определяются из следующих условий.

Объем гидробака  $V$  предварительно определяется по формуле:

$$V = (0,5-2)q_n, \quad (6.35)$$

где  $q_n$  — подача насоса гидропривода, л/мин.

Выбранный объем бака  $V$  должен соответствовать ряду номинальных вместимостей гидравлических баков: 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 л.

Объем масла в баке должен составлять 80–90 % от полного объема бака, что необходимо для компенсации теплового расширения масла и обеспечения свободного отделения воздуха.

Высота перегородки в баке определяется из условия:

$$H = \frac{2}{3}L, \quad (6.36)$$

где  $L$  — минимальный допустимый уровень жидкости в баке, который определяется из условия заполнения гидроцилиндров, гидроаккумуляторов (или других элементов) объемного гидропривода.

Глубина погружения сливной трубы относительно нижнего уровня определяется из условия:

$$h \geq (2-3)d, \quad (6.37)$$

где  $d$  — диаметр трубопровода сливной линии.

Срез всасывающей трубы должен быть выше дна бака на величину  $m$ :

$$m \geq 2d, \quad (6.38)$$

где  $d$  — диаметр трубопровода всасывающей линии.

## Теплообменники

Теплообменники — устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. Теплообменники подразделяются на нагреватели и охладители жидкости. В гидравлических приводах сельскохозяйственных машин, как правило, требуется охлаждение рабочей жидкости, которая, нагреваясь в процессе работы, ухудшает свои параметры, что приводит к снижению КПД системы и уменьшению ее эксплуатационных характеристик.

В гидросистемах с давлением до 10 МПа температура рабочей жидкости не должна превышать 70–80 °С, а для гидросистем с давлением более 20 МПа — 50 °С.

Охладителями в процессе работы являются: трубопроводы, гидробаки, теплообменники.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основании баланса выделяемого и отводимого количества тепла по формуле:

$$Q = N(1 - z_{\Gamma}) = \sum_{i=1}^n \sigma_i S'_i \Delta t_i. \quad (6.39)$$

Среднее количество теплоты, выделяемое гидросистемой, равно потери мощности:

$$Q = p_{\text{пот}} = \frac{Q_{\text{H}} p_{\text{H}}}{60} (1 - z_{\Gamma}), \quad (6.40)$$

где  $Q$  — подача насоса;

$p_{\text{H}}$  — давление настройки предохранительного клапана насоса;

$z_{\Gamma}$  — КПД гидросистемы.

Количество теплоты, отводимое в окружающую среду через стенки бака:

$$Q_{\sigma} = \frac{S'_{\sigma} \sigma_{\sigma} \Delta t}{1000}, \quad (6.41)$$



где  $S'_6$  — площадь поверхности бака;

$\Delta t$  — разность температур;

$b_6$  — коэффициент теплоотдачи от жидкости в окружающую среду бака, таблица 6.2.

При установке теплообменника требуемая площадь поверхности определяется по формуле:

$$S'_T = \frac{10^3 i_T}{\Delta t b_T}, \quad (6.42)$$

где  $i_T$  — количество теплоты, отводимое в теплообменнике;

$b_T$  — коэффициент теплоотдачи от жидкости в окружающую среду в теплообменнике.

Коэффициент теплоотдачи можно принять по таблице 6.2.

Таблица 6.2 — Значение коэффициента теплоотдачи

Тип поверхности теплообменника	$b, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$
Гидробак с гладкими стенками без циркуляции окружающего воздуха	9
Гидробак с гладкими стенками с циркуляцией воздуха	15
Гидробак поверхность которого обдувается вентилятором	23
Теплообменники	110–200

### Делители потока

Делители потока подразделяются на дроссельные и объемные.

При работе сельскохозяйственных машин, рабочие органы которых приводятся в действие гидродвигателями, для их синхронной согласованной работы, независимо от рабочего давления, используются шестеренные делители потока.

Расчет делителей объемного типа сводится к соблюдению в делителе следующего соотношения между входной и выходной мощностью:

$$Q_H p_{H^3_M} = Q_1 p_1 + Q_2 p_2, \quad (6.43)$$

где  $Q_H, Q_1, Q_2$  — расходы жидкости соответственно от насоса, от первой и второй секций делителя;

$p_H, p_1, p_2$  — давление жидкости, создаваемые насосом и соответственно первой и второй секциями;

$\eta_m$  — механический КПД делителя.

Технические данные объемных делителей потоков приведены в приложении 43.

## **7 ГИДРОТРАНСПОРТ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ**

### **7.1 Практическое занятие «Расчет гидротранспортной установки»**

#### **Общие сведения**

Гидравлическим транспортом называется процесс перемещения разнообразных материалов потоком жидкости в естественных и искусственных руслах (в реках, каналах, лотках и трубах). Гидравлический транспорт материалов открытым потоком называется безнапорным, а по заполненным трубам — напорным гидротранспортом.

Гидравлический транспорт находит применение в сельскохозяйственном производстве, в строительной, горной, металлургической, химической промышленности и в других отраслях народного хозяйства. Он имеет ряд преимуществ по сравнению с другими видами транспорта:

- а) снижает потребности в рабочей силе;
- б) уменьшает эксплуатационные расходы;
- в) незаменим в условиях, связанных с трудностью прокладки железнодорожных путей и автомобильных дорог;
- г) практически исключает потери транспортируемых материалов;
- д) отсутствуют перевалочно-перегрузочные операции и возврат порожней тары;
- е) мала потребность в хранилищах материалов.

В сельскохозяйственном производстве гидравлический транспорт используется при перемещении кормовых смесей, навозных масс, удобрений и других материалов. Гидротранспорт отличается высокой экономической эффективностью. Так, например, затраты труда на одну тонну кормов при подаче их по трубопроводу составляют около 0,04 ч, в то время как при раздаче другими средствами механизации они равны 0,1–2 ч на одну тонну.

## Классификация и основные параметры гидросмесей

Гидросмесью называется материал, получаемый перемешиванием достаточно мелких твердо-зернистых или высокопластичных частиц с жидкостью. В производственной практике для обозначения различных гидросмесей применяют специальные термины. Например, в строительном деле смесь песка, цемента и воды называют раствором; смесь воды и песка при транспортировании ее по трубам и лоткам называют пульпой; смесь торфа с водой — гидромассой и т. п.

Классификация частиц, входящих в состав гидросмеси, в зависимости от их величины, приведена в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Характерные признаки частиц гидросмеси	Диаметр частиц, мкм
В покое частицы не оседают на дно сосуда, находятся в броуновском движении	менее 0,001
Образуют коллоидные растворы	0,001–0,1
Образуют тонко- и грубодисперсные суспензии	0,1–10
Несвязные твердые частицы входят в состав гидросмеси, которая образуется только при движении. В покое частицы оседают на дно	более 10

Гидросмеси, частицы которых при покое не выпадают в осадок, называются структурными. Структурные гидросмеси представляют собой коллоидные растворы, в которых твердые частицы связаны друг с другом молекулярными (структурными) связями. Для разрушения этих связей в начальный момент движения необходимо создать некоторое усилие (напряжение сдвига).

Физические свойства гидросмесей характеризуются плотностью, объемным весом, размером частиц, концентрацией и реологическими параметрами.

Плотностью (объемной массой)  $\rho$  называется масса, содержащаяся в единице объема гидросмеси, т. е.

$$\rho = \frac{M}{V}, \quad (7.1)$$

где  $M$  — масса гидросмеси, кг;

$V$  — объем, занимаемый данной массой,  $\text{м}^3$ .

Плотность в системе СИ имеет размерность  $\text{кг/м}^3$ .

Объемным (удельным) весом  $\gamma$  называется вес единицы объема гидросмеси:

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (7.2)$$

где  $G$  — вес гидросмеси, Н;

$V$  — объем гидросмеси, имеющий данный вес,  $\text{м}^3$ .

Удельный вес в системе СИ имеет размерность  $\text{Н/м}^3$ .

Плотность и объемный вес связаны зависимостью, вытекающей из второго закона Ньютона:

$$\gamma = \rho g, \quad (7.3)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Размеры частиц гидросмеси характеризуются средним эквивалентным диаметром, коэффициентом неоднородности материала и другими показателями. Размеры частиц, входящих в состав сельскохозяйственных гидросмесей, представлены в таблицах 7.2, 7.3, 7.4.

Таблица 7.2 — Кормовые смеси

Компоненты кормовых смесей	Средний диаметр твердых частиц, мм
Корнеклубнеплоды	200
Дробленые корнеклубнеплоды, жом	2–7
Зерновые культуры	2–10
Комбинированные корма	0,8–1,04
Дробленая сахарная свекла	3–3,5
Сенная мука	1,2–1,5
Рыбная мука	0,3–0,6
Кормовой мел	0,3–0,5
Кормовые дрожжи	0,1–0,2

Средний диаметр частиц в зимних рационах изменяется от 2,2 до 2,7 мм, в летних — 3,2–3,6 мм. Плотность кормовых смесей равна 1050–1100  $\text{кг/м}^3$  соответственно при влажности 75 и 95 %.

Таблица 7.3 — Жидкий бесподстилочный навоз при кормлении крупного рогатого скота сочными кормами (силос, корнеклубнеплоды, барда, жом, зеленая масса)

Средний диаметр частиц, мм	0,541	0,530	0,500	0,483	0,490	0,487	0,484
Влажность, %	86	87	88	89	90	91	92
Плотность, %	989	990	991	992	993	995	996

Таблица 7.4 — Гранулометрический состав жидкого бесподстилочного навоза при кормлении свиней многокомпонентными кормами (пищевые отходы, комбикорм и травяная мука)

Диаметр частиц, мм	менее 1	1–2	2–3	3–5	5–7	7–10	Более 10
Содержание частиц данного размера в % по массе	30–35	35–40	10–15	5–7	2–5	2–4	1–2

Плотность навоза этого состава равна 1020–1060 кг/м<sup>3</sup> и соответствует влажности 88–91 %.

Кроме того, частицы твердой фазы гидросмеси характеризуются гидравлической крупностью, т. е. скоростью равномерного падения твердых частиц в спокойной воде при ее температуре 15 °С. Гидравлическая крупность зависит от диаметра, формы, объемного веса твердых частиц и определяется по таблицам или по эмпирическим формулам.

Влажность — доля воды, содержащаяся в массе смеси, выраженная в процентах:

$$W = \frac{M - M_c}{M} 100, \quad (7.4)$$

где  $M$  — масса влажной смеси, кг;

$M_c$  — масса сухой смеси, кг.

Концентрацией (консистенцией) гидросмеси называется степень насыщения твердыми частицами занимаемого гидросмесью объема. Концентрация может быть объемная (отношение объема твердых частиц к объему воды или всей смеси) и массовая (отношение массы твердых частиц к массе воды или всей смеси).

Влажность  $W$  и концентрация  $K$  смеси выражаются в % и связаны между собой зависимостью:

$$W = 100 - K. \quad (7.5)$$

Основные реологические параметры высоковязких сельскохозяйственных материалов и их специфические вязкостные особенности необходимо знать при инженерных расчетах гидротранспортных систем. К ним относятся напряжение при начальном сдвиге —  $\tau_0$  (предельное напряжение сдвига) и динамический коэффициент вязкости гидросмеси —  $\mu$ . Для их определения используется трубчатые, воронкообразные, ротационные, капиллярные вискозиметры и другие приборы.

Как известно из общего курса гидравлики, в обычных (ньютоновских) жидкостях касательные усилия  $\tau$  вызываются вязкостью и возникают только при движении. В ламинарном потоке жидкости они с ростом градиента скорости увеличиваются по линейному закону (рисунок 7.1, а).

При движении структурных гидросмесей касательные усилия оказывают сопротивление, вызывают взаимодействие не только молекул жидкости, но и твердой фазы.

Поэтому график зависимости касательных напряжений от градиента скорости для структурных смесей (рисунок 7.1, б) существенно отличается от аналогичной зависимости для ньютоновских жидкостей.

Главной особенностью этой зависимости является наличие у структурных гидросмесей напряжения начального сдвига  $\tau_0$ , т. е. структурная гидросмесь приходит в движение только в случае, если внешние усилия превысят некоторую величину.

В инженерных расчетах реальную зависимость часто заменяют приближенной (рисунок 7.1, в), которая представляет собой асимптотическую прямую. Ординату пересечения асимптоты с осью называют динамическим напряжением сдвига, причем  $\theta = \frac{4}{3}\tau_0$ .

Тангенс угла наклона асимптоты и оси абсцисс называют динамическим (структурным) коэффициентом вязкости гидросмеси  $\mu$ . По смыслу он

напоминает динамический коэффициент вязкости ньютоновской жидкости и имеет такую же размерность, например, в системе СИ —  $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ .

При перемещении по трубам структурных гидросмесей наблюдаются четыре режима течения:

а) режим с неразрушенной структурой (режим Шведова, или шведовский),

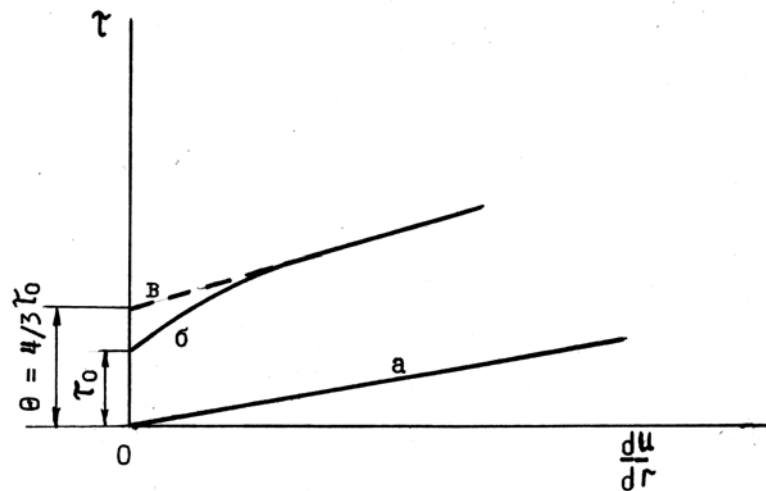


Рисунок 7.1 — Зависимость касательных напряжений от градиента скорости: *а* — ньютоновские жидкости при ламинарном режиме; *б* — структурные гидросмеси; *в* — асимптотическая прямая, аппроксимирующая реальную зависимость

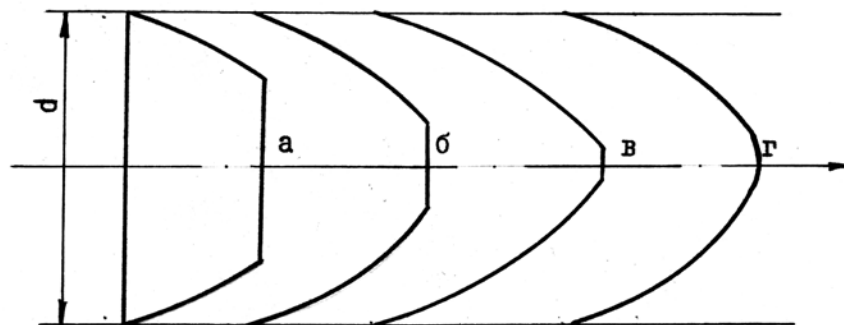


Рисунок 7.2 — Эпюры скоростей при различных режимах течения концентрированных гидросмесей в трубах: *а* — неразрушенная структура (шведовский); *б* — структурный (бингамовский); *в* — переходный; *г* — турбулентный

характеризующийся наличием предельного напряжения сдвига, при этом в центре потока имеется ядро, которое двигается как твердое тело (рисунок 7.2, а);

б) структурный режим (бингамовский) с непрерывно разрушающейся структурой, характеризуется наличием динамического напряжения сдвига (рисунок 7.2, б);



в) переходный режим, при котором эпюра скоростей приближается к форме, соответствующей ламинарному режиму движения ньютоновской жидкости, но отношение наибольшей скорости потока к средней всегда меньше двух (рисунок 7.2, в). При перемещении некоторых высококонцентрированных вязко–пластичных гидросмесей переходный режим не наблюдается;

г) турбулентный режим, когда происходит перемешивание потока и вязкость соответствует предельно разрушенной структуре (рисунок 7.2, г). Для большинства концентрированных вязко-пластичных гидросмесей турбулентный режим применять экономически невыгодно из-за больших затрат энергии, необходимых для преодоления резковозрастающих гидравлических сопротивлений.

При перемещении кормовых смесей и навозных масс в трубопроводах применяются скорости движения 0,3–2 м/с, при этом режим течения наблюдается обычно структурный, реже шведовский.

Опытные данные об основных реологических характеристиках некоторых структурных гидросмесей сельскохозяйственного назначения приведены в таблице 7.5.

Таблица 7.5

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Влажность <i>W</i> , %	Динамический коэффициент вязкости $\mu$ , Н · с/м <sup>2</sup>	Предельное напряжение сдвига $\tau_0$ , Па
Жидкий бесподстилочный свиной навоз			
1040	83,5	7,1	4,12
1040	86,5	2,6	1,73
1030	88,0	0,7	0,37
Жидкий бесподстилочный навоз крупного рогатого скота			
1010	86	0,425	14,0
1010	88	0,25	7,0
1010	90	0,175	2,7
1020	92	0,13	1,1
Кормовая смесь: комбикорм — 60 %, сахарная свекла — 40 %			
1050	76,4	6,6	34,6
1100	81,3	2,03	13,7
1090	85,0	0,97	6,8
1080	86,7	0,88	2,25

### Окончание таблицы 7.5

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Влажность $W$ , %	Динамический коэффициент вязкости $\mu$ , Н · с/м <sup>2</sup>	Предельное напряжение сдвига $\tau_0$ , Па
Кормовая смесь: комбикорм — 40 %, сахарная свекла — 60 %			
1120	69	5,5	16,0
1100	74	2,5	8,8
1090	76	1,75	6,3
1080	78	1,2	4,9
1070	82	0,75	3,75

### Расчет гидротранспорта высоковязких сельскохозяйственных материалов

Расчет гидротранспортной установки включает следующие разделы:

- а) технологический расчет системы гидротранспорта;
- б) гидравлический расчет установки;
- в) выбор напорного и вспомогательного оборудования.

#### Технологический расчет системы гидротранспорта

Технологический расчет системы гидротранспорта заключается в определении пропускной способности (производительности) гидротранспортной установки, которая зависит от производственного процесса и вида сельскохозяйственного материала.

При раздаче кормов на животноводческих фермах должно выполняться основное условие — подача корма животным в соответствии с зоотехническими требованиями. Исходя из этого условия, расчетная пропускная способность (расчетный расход)  $Q$  гидротранспортной установки вычисляется по формуле:

$$Q = \frac{qk}{tnc}, \quad (7.6)$$

где  $q$  — необходимое количество корма (норма кормления) на одну голову (определяется зоотехническими условиями в зависимости от рациона, вида и возрастной группы тавотных);

- $k$  — количество животных на ферме;
- $n$  — кратность кормления животных;
- $t$  — продолжительность разовой дачи корма;
- $\rho$  — плотность кормосмеси.

При уборке навоза основным условием является удаление из помещения фермы суточного выхода навоза от животных в установленные нормативные сроки.

В этом случае расчетная пропускная способность гидротранспортной установки определяется также по формуле (7.6), в которой обозначено:

- $q$  — суточная норма жидкого (с учетом разбавления водой) навоза на одну голову (зависит от вида животных, типа рациона и подстилки);
- $n$  — кратность удаления навоза в сутки;
- $t$  — продолжительность разового удаления навоза;
- $\rho$  — плотность жидкого навоза.

### **Гидравлический расчет установок гидротранспорта**

Задачей гидравлического расчета гидротранспортной установки является определение диаметра трубопроводов и напора, или давления, обеспечивающего заданный расход гидросмеси.

Диаметр трубопровода для транспортирования гидросмеси находится из общеизвестного уравнения неразрывности потока:

$$Q = vS, \quad (7.7)$$

где  $v$  — средняя скорость транспортирования;

$S$  — площадь поперечного сечения потока.

Средняя скорость транспортирования определяется технико-экономическими расчетами. В первом приближении можно назначать среднюю скорость в пределах  $v_k < v < 2$  м/с,  $v_k = 0,6-0,8$  м/с — скорость самоочищения труб для условий гидротранспортирования высоковязких сельскохозяйственных материалов.

По найденному значению площади выбирается ближайший стандартный диаметр трубопровода, уточняется скорость движения гидросмеси и делается проверка выполнения условия  $v > v_k$ .

Вычисляется обобщенный критерий Рейнольдса  $Re^*$  и определяется режим движения гидросмеси:

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{\phi_0 d}{6\mu m}}, \quad (7.8)$$

где  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$  — критерий Рейнольдса;

$d$  — диаметр трубопровода;

$\nu = \mu/\rho$  — кинематический коэффициент вязкости гидросмеси.

Режим движения структурных гидросмесей зависит не только от критерия Рейнольдса  $Re$ , но и от реологических параметров гидросмеси, что и учитывается обобщенным критерием  $Re^*$ .

Если  $Re^* < 1\,500\text{--}5\,000$ , то диаметр трубопровода и средняя скорость движения гидросмеси выбрана правильно, так как в этом случае имеет место шведовской, бингамовский или переходной режимы движения.

Если  $Re > 1\,500\text{--}5\,000$ , то режим движения гидросмеси турбулентный и в трубопроводе будут иметь место чрезмерно большие потери давления. Поэтому необходимо увеличить диаметр трубопровода и уменьшить скорость гидросмеси в трубопроводе.

Турбулентный режим допускается применять только для гидротранспорта навоза, имеющего повышенную влажность (свыше 95 %). При такой высокой влажности движение гидросмеси определяется теми же закономерностями, как и для чистой воды.

Динамический коэффициент вязкости  $\mu$  и предельное напряжение сдвига  $\tau_0$  выбирается из таблицы 7.5 в зависимости от типа гидросмеси и ее влажности.

Вычисляются потери давления от гидравлических сопротивлений

$$\Delta p = 1,1\lambda \frac{l}{d} \frac{c x^2}{2}, \quad (7.9)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения, определяемый для структурного режима по формуле Пуазейля;

$l$  — длина трубопровода;

1,1 — коэффициент, учитывающий местные потери давления.

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}^*}. \quad (7.10)$$

Определяется давление, которое необходимо создать в начале трубопровода, чтобы обеспечить заданную производительность гидротранспортной установки (потребное давление гидротранспортной установки):

$$p_{г.у} = (\nabla_{к} - \nabla_{н})\gamma + \Delta p, \quad (7.11)$$

где  $\nabla_{н}, \nabla_{к}$  — соответственно отметки центров тяжести начального и конечного сечений трубопровода (рисунок 7.3, 7.4).

### **Выбор напорного и вспомогательного оборудования**

Системой машин для комплексной механизации производственных процессов на животноводческих фермах и комплексах предусматривается подача вязких сельскохозяйственных материалов по трубам двумя способами: гидравлическим и пневматическим. Поэтому подбор напорного оборудования гидротранспортной установки начинается с выбора способа трубопроводного транспорта.

При пневматическом способе материалы транспортируются с помощью сжатого воздуха. Наиболее широкое применение этот способ нашел при подаче по трубам кормовых смесей на свиноводческих фермах и комплексах, а также для перекачки жидкого навоза к месту хранения или на поля.

Типовая схема пневматической установки для транспортирования жидких кормовых смесей на свиноводческих фермах по трубам приведена на рисунок 7.3. В смесителе приготавливается кормосмесь соответствующего зоо-

техническим условиям состава — влажность 70–75 %. Из смесителя готовая смесь самотеком поступает в продувочный котел (объемом 5 м<sup>3</sup>). После заполнения продувочного котла открывается задвижка на кормопроводе и закрывается на входе в котел. Из ресивера воздух под давлением поступает в продувочный котел и вытесняет смесь по кормопроводу в бункер-накопитель. Компрессор поддерживает давление в ресивере до 2 МПа. Давление в ресивере  $p_p$  пневматической установки определяется из условия:

$$p_p = (1,1-1,2) p_{г.у}, \quad (7.12)$$

где  $p_{г.у}$  — давление, которое необходимо создать в начале трубопровода.

При гидравлическом способе материалы транспортируются с помощью насосов.

Данный способ транспортирования по сравнению с пневматическим имеет более простую по устройству, а следовательно, более дешевую установку, которая легко может быть полностью автоматизирована.

Сравнительно малые размеры насоса позволяют устанавливать его в небольших помещениях.

Недостатком транспортирования жидкотекучих кормов с помощью насоса является то, что трубы после раздачи остаются заполненными кормом и при периодической промывке кормопроводов происходит потеря корма. Поэтому применение насосной раздачи считается экономичным и рациональным на свинооткормочных фермах с поголовьем до 12 тыс., так как при этом условии масса корма, остающегося в трубах, сравнительно невелика.

При гидравлическом способе раздачи кормов (рисунок 7.4) основным звеном гидротранспортной установки является насос. Поэтому от правильности выбора насоса зависит надежность и экономичность работы системы в целом.

Гидросмеси, как указывалось выше, по своим физико-механическим свойствам резко отличаются от однородных жидкостей. Они имеют высокий динамический коэффициент вязкости до 10 Н с/м<sup>2</sup> и включают механические частицы размером до 15 мм. Вследствие этого многие насосы не могут пере-

качивать такие гидросмеси. Из всего многообразия типов и видов насосов можно рекомендовать центробежные, одновинтовые и поршневые.

Из центробежных насосов находят применение фекальные насосы типа НФ или грунтовые типа ГР и ГРУ, которые могут перекачивать сельскохозяйственные материалы влажностью не ниже 80 % и развивать давление до 0,5 МПа (рисунок 7.5; 7.6).

Наиболее перспективными насосами являются одновинтовые типа ИВ, которые способны подавать кормосмеси с более низкой влажностью (не менее 70 %), при этом развивают давление до 1,5 МПа (рисунок 7.7; 7.8).

С учетом вышеизложенного насос подбирается в зависимости от вида и свойств гидросмеси таким образом, чтобы его рабочие расход и давление были равны или несколько превышали расчетные расход и потребное давление гидротранспортной установки, а КПД был близок к максимальному.

Для этого на графике, где приведены рабочие характеристики насосов, из которых делается выбор, наносится расчетная точка характеристики гидротранспортной установки (она соответствует расчетным расходу и потребному давлению). Выбирается насос, главная рабочая характеристика которого лежит выше расчетной точки, но ближе, чем характеристики других насосов. При этом коэффициент полезного действия насоса должен быть достаточно высоким. В оптимальном случае расчетная точка совместится с главной рабочей характеристикой насоса при наибольшем КПД.

Если у нескольких насосов окажутся близкими рабочие параметры, то окончательный выбор насоса делается с помощью технико-экономического расчета. Выбирается вариант, который дает наименьшие суммарные (капитальные и эксплуатационные) издержки на транспортирование гидросмеси.

Затем строятся рабочие характеристики выбранного насоса. Для этого с помощью графиков, приведенных в справочной литературе, определяются значения давления, развиваемого насосом, и КПД при четырех расходах:  $Q_1$  — наименьший расход, указанный на графике;  $Q_2 = (Q_1 + Q)/2$ , где  $Q$  — расчетный расход гидротранспортной установки ( $Q_2$  округляется до ближай-

шего значения, совпадающего с координатной сеткой графика);  $Q_3 = Q$  и  $Q_4$  — наибольшее значение расхода, имеющееся на графике.

По данным на миллиметровой бумаге строятся рабочие характеристики насоса. При построении графиков необходимо соблюдать правила их построения и ГОСТ на масштабы.

Рабочие параметры насоса определяются по рабочей точке, которая представляет собой точку пересечения главной рабочей характеристики насоса  $p = f(Q)$  с характеристикой гидротранспортной установки  $p_{г.у} = f(Q)$ .

При построении характеристики гидротранспортной установки используются те же расходы, которые были приняты для рабочих характеристик насоса.

Для указанных расходов (кроме расчетного) по формуле (7.7) вычисляется средняя скорость движения гидросмеси.

По формулам (7.8) и (7.9) рассчитываются потери давления в трубопроводе.

Для принятых расходов определяется по формуле (7.11) потребное давление насосной установки. Полученные результаты желательно занести в таблицу. В таблицу записываются вычисленные ранее параметры расчетной точки характеристики гидротранспортной установки.

На графике, где показана главная рабочая характеристика насоса, в том же масштабе наносятся точки, соответствующие полученным значениям расхода и давления, а также расчетная точка.

Эти точки соединяются плавной линией, которая называется характеристикой гидротранспортной установки и представляет собой графическое изображение системы уравнений (7.7)–(7.11), то есть зависимость потребного давления гидротранспортной установки от расхода.

Находится рабочая точка насоса (на графике обозначается буквой А), которая, как указывалось выше, представляет собой точку пересечения главной рабочей характеристики насоса с характеристикой гидротранспортной установки, и по ней определяются рабочие параметра насоса:  $Q_A$ , давление  $p_A$ , коэффициент полезного действия  $\eta_A$ .



Мощность, потребляемая насосом, вычисляется по формуле:

$$N = \frac{pQ}{3}, \quad (7.13)$$

в которой при подстановке в качестве  $p$ ,  $Q$ ,  $\eta$  используются соответствующие рабочие параметры насоса.

### Пример расчета гидротранспортной установки

#### Исходные данные

Гидротранспортная установка предназначена для подачи корма на свиноферму, количество свиней  $k = 2\ 500$ ; кормление двухразовое ( $n = 2$ ), продолжительность каждого кормления  $t = 1$  ч. Суточный рацион кормления на одно животное включает смесь комбикорма, масса  $M_1 = 2,5$  кг, и запаренного картофеля, масса  $M_2 = 3,5$  кг. Влажность исходных материалов соответственно  $W_1 = 13,5\ %$  и  $W_2 = 80\ %$ . Влажность кормосмеси  $W_c = 80\ %$ . Длина трубопровода  $l = 200$  м, высота подъема кормосмеси  $H = 5$  м.

Требуется определить диаметр трубопровода и подобрать насос.

#### Порядок расчета

1. Определяется масса воды  $M_b$ , которую необходимо добавить в исходные материалы для получения необходимой влажности кормосмеси по формуле:

$$M_b = \sum_1^i M \frac{W_c - W_i}{1 - W_c}. \quad (7.14)$$

В данном примере:

$$M_b = M_1 \frac{W_c - W_1}{1 - W_c} + M_2 \frac{W_c - W_2}{1 - W_c} = 2,5 \times \frac{0,8 - 0,135}{1 - 0,8} + 3,5 \times \frac{0,8 - 0,8}{1 - 0,8} = 8,3 \text{ кг.}$$

2. Вычисляется масса кормосмеси, приходящаяся на одно животное:

$$q = M_1 + M_2 + M_b = (2,5 + 3,5 + 8,3) = 14,3 \text{ кг.}$$

3. По справочным данным, например, таблица 7.5, находятся параметры, характеризующие физические свойства гидросмеси, или с помощью общеизвестных соотношений: плотность  $\rho = 1070 \text{ кг/м}^3$ , удельный вес  $\gamma = 10,3 \text{ кН/м}^3$ , динамический (структурный) и кинематический коэффициенты вязкости  $\mu = 0,8 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ,  $\nu = 7,6 \times 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ , напряжение начального сдвига  $\tau_0 = 3,8 \text{ Па}$ .

4. Определяется по формуле 7.6 пропускная способность (производительность) гидротранспортной установки:

$$Q = \frac{qk}{tnc} = \frac{14,3 \times 2500}{1 \times 2 \times 1070} = 17 \text{ м}^3/\text{ч} = 4,72 \text{ л/с}.$$

5. Намечается скорость движения кормосмеси в трубопроводе, при которой отсутствует прилипание смеси к стенкам, а потери давления по возможности минимальны. С учетом сказанного примем  $v = 1 \text{ м/с} = 10 \text{ дм/с}$ .

Далее с помощью уравнения неразрывности вычисляется площадь поперечного сечения трубопровода, и затем соответствующий диаметр:

$$S = \frac{Q}{x} = \frac{4,72}{10} = 0,472 \text{ дм}^2;$$

$$d = 0,775 \text{ дм} = 77,5 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение (приложение 9):

$$d = 83 \text{ мм}; \quad S = 0,541 \text{ дм}^2.$$

6. Применяя уравнение неразрывности, находим фактическую скорость движения кормосмеси в трубопроводе:

$$x = \frac{Q}{S} = \frac{4,72}{0,541} = 8,74 = 0,874 \text{ м/с}.$$

7. Находится число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{xd}{\nu} = \frac{0,874 \times 0,083}{7,6 \times 10^{-4}} = 95,4,$$

вычисляется обобщенное число Рейнольдса по формуле (7.8):

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{\phi d}{6\chi m}} = \frac{95,4}{1 + \frac{3,8 \times 0,083}{6 \times 0,874 \times 0,8}} = 88,7$$

определяется коэффициент гидравлического трения:

$$\lambda = \frac{64}{Re^*} = \frac{64}{88,7} = 0,72.$$

8. Находятся потери давления в трубопроводе по формуле (7.9):

$$\Delta p = 1,1\lambda \frac{l}{d} \frac{c\chi^2}{2} = 1,1 \times 0,72 \times \frac{200}{0,083} \times \frac{1070 \times 0,874^2}{2} = 765000 = 765 \text{ кПа}.$$

9. Определяется требуемое давление насосной установки (7.11):

$$p_{г.у} = \gamma H + \Delta p = 10,3 \times 5 \text{ м} + 765 = 817 \text{ кПа} \approx 0,82 \text{ МПа}.$$

Таким образом, расчетными параметрами, необходимыми для подбора насоса, являются расход  $Q_p = 4,72$  л/с; требуемое давление  $p_p = 0,82$  МПа; влажность гидросмеси  $\eta = 80$  %.

10. Выбираем насос ИВ 20/10 и строим рабочие характеристики выбранного насоса при влажности кормовой смеси  $W_c = 80$  %, (рисунок 7.9).

11. Строим кривую сопротивления трубопровода гидротранспортной установки, повторив пункты примера 7, 8, 9. Полученные расчеты сводим в таблицу 7.6.

Таблица 7.6 — Параметры, характеризующие гидротранспортную установку

$Q$ , л/с	3	4	5	$Q_p = 4,73$
$p_{г.у}$ , МПа	0,56	0,66	0,86	0,83

12. По рабочей точке насоса с параметрами:

$$Q_p = 4,4 \text{ л/с} = 0,0044 \text{ м}^3/\text{с}, \quad p_p = 0,79 \text{ МПа} = 790 \text{ кПа}, \quad \eta_p = 0,62$$

определяем мощность, необходимую на привод насоса:

$$N_p = \frac{Q_p p_p}{\eta_p} = \frac{0,0044 \times 790}{0,62} = 5,7 \text{ кВт}.$$

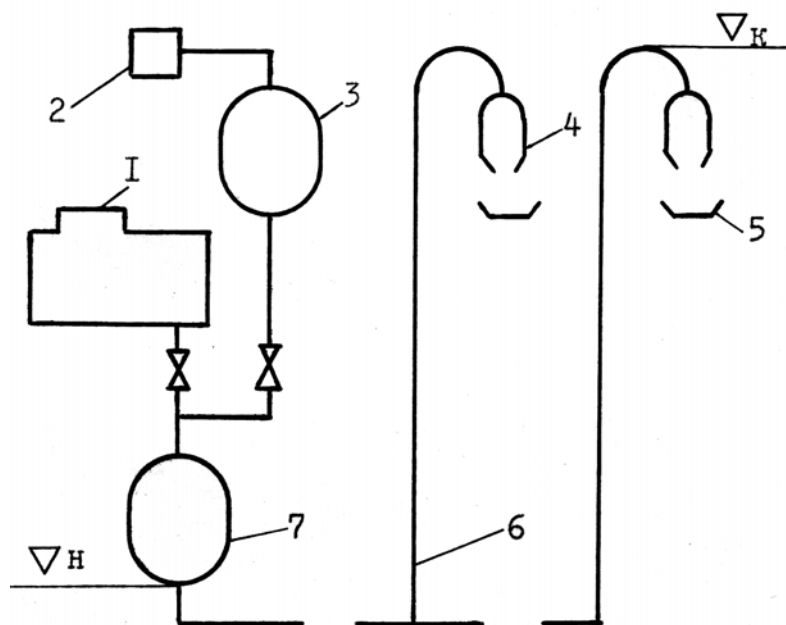


Рисунок 7.3 — Схема пневматической установки: 1 — смеситель; 2 — компрессор; 3 — ресивер; 4 — бункер; 5 — кормушка; 6 — кормопровод; 7 — продувочный котел

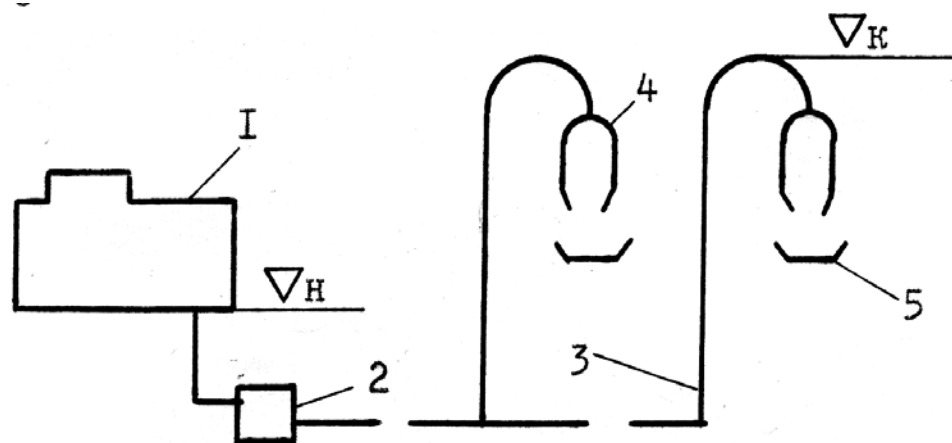


Рисунок 7.4 — Схема насосной установки: 1 — смеситель; 2 — насос; 3 — кормопровод; 4 — бункер; 5 — кормушка

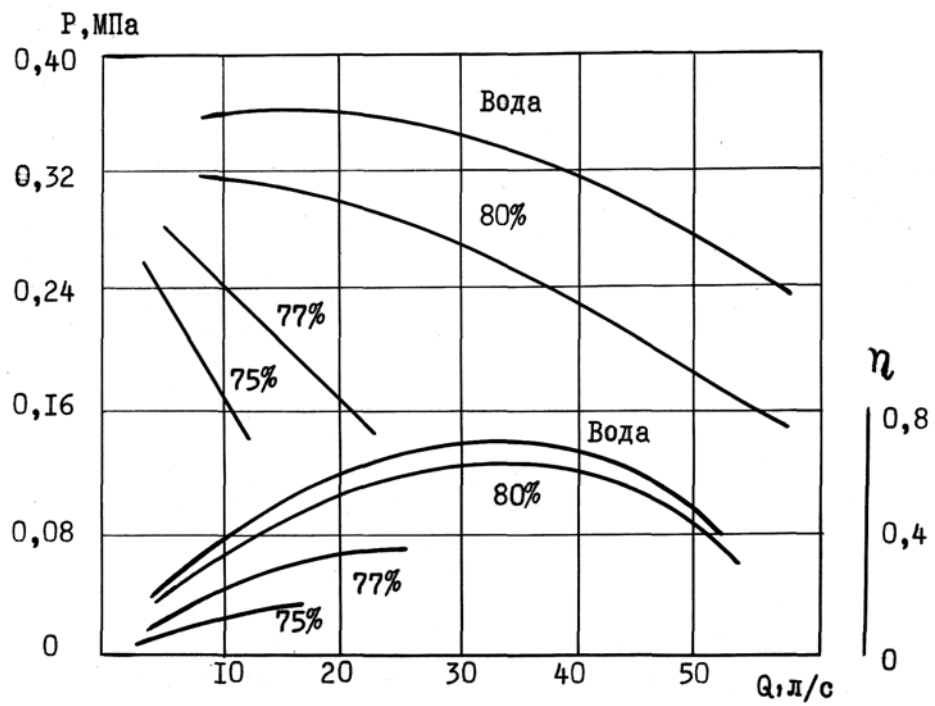


Рисунок 7.5 — Рабочие характеристики центробежного насоса 4НФ для кормосмеси (в % указана влажность кормосмеси)

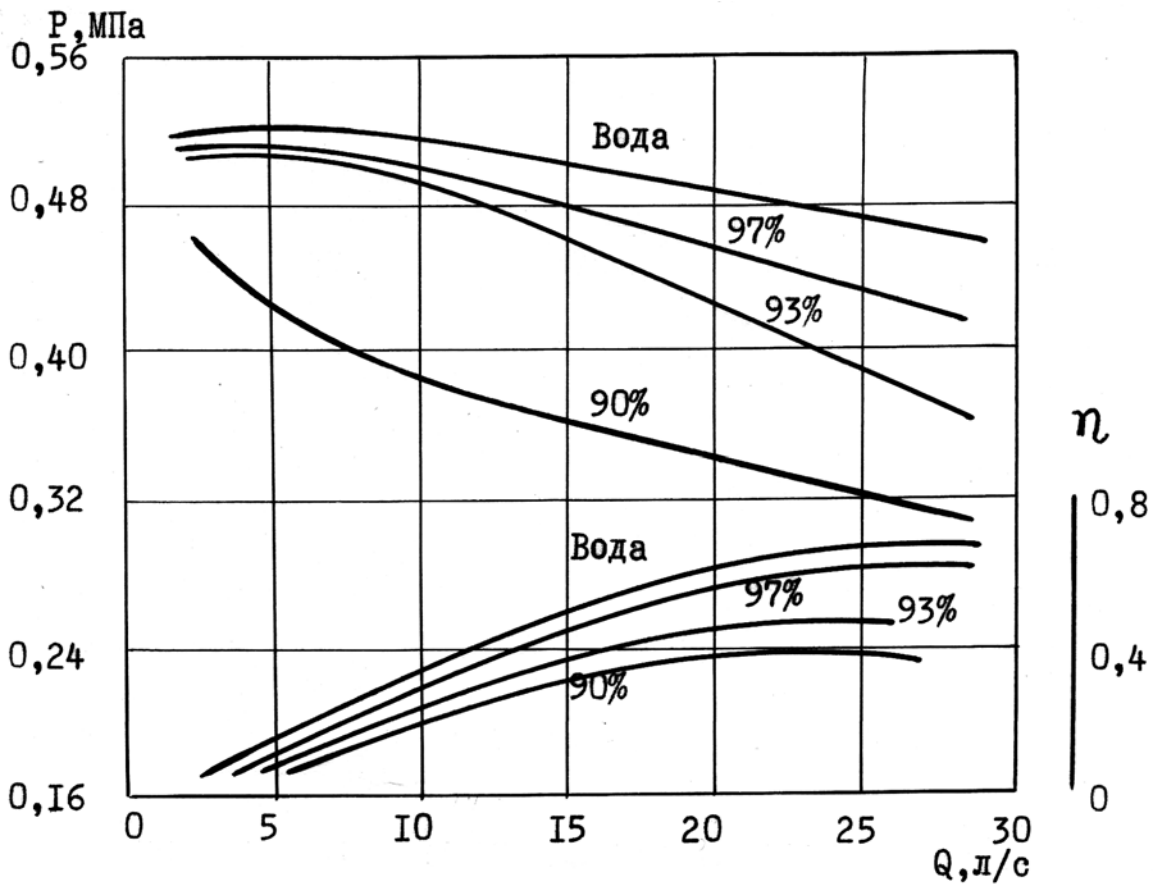


Рисунок 7.6 — Рабочие характеристики насоса 5ФВ-6 для навоза (в % указана влажность навоза)

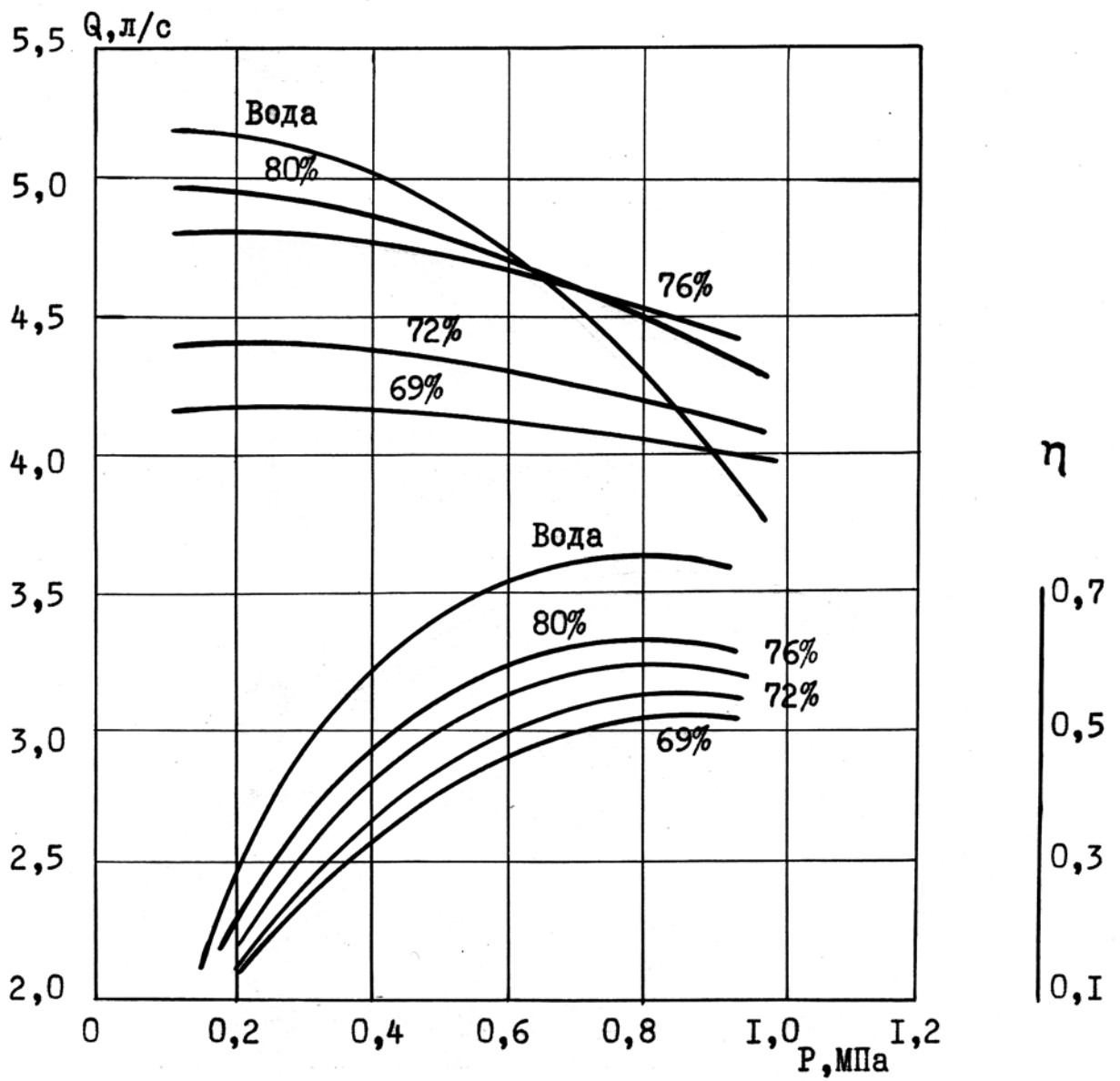


Рисунок 7.7 — Напорные характеристики насоса ИВ 20/10 для кормосмеси (в % указана влажность кормосмеси. Частота вращения вала рабочего колеса  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ )

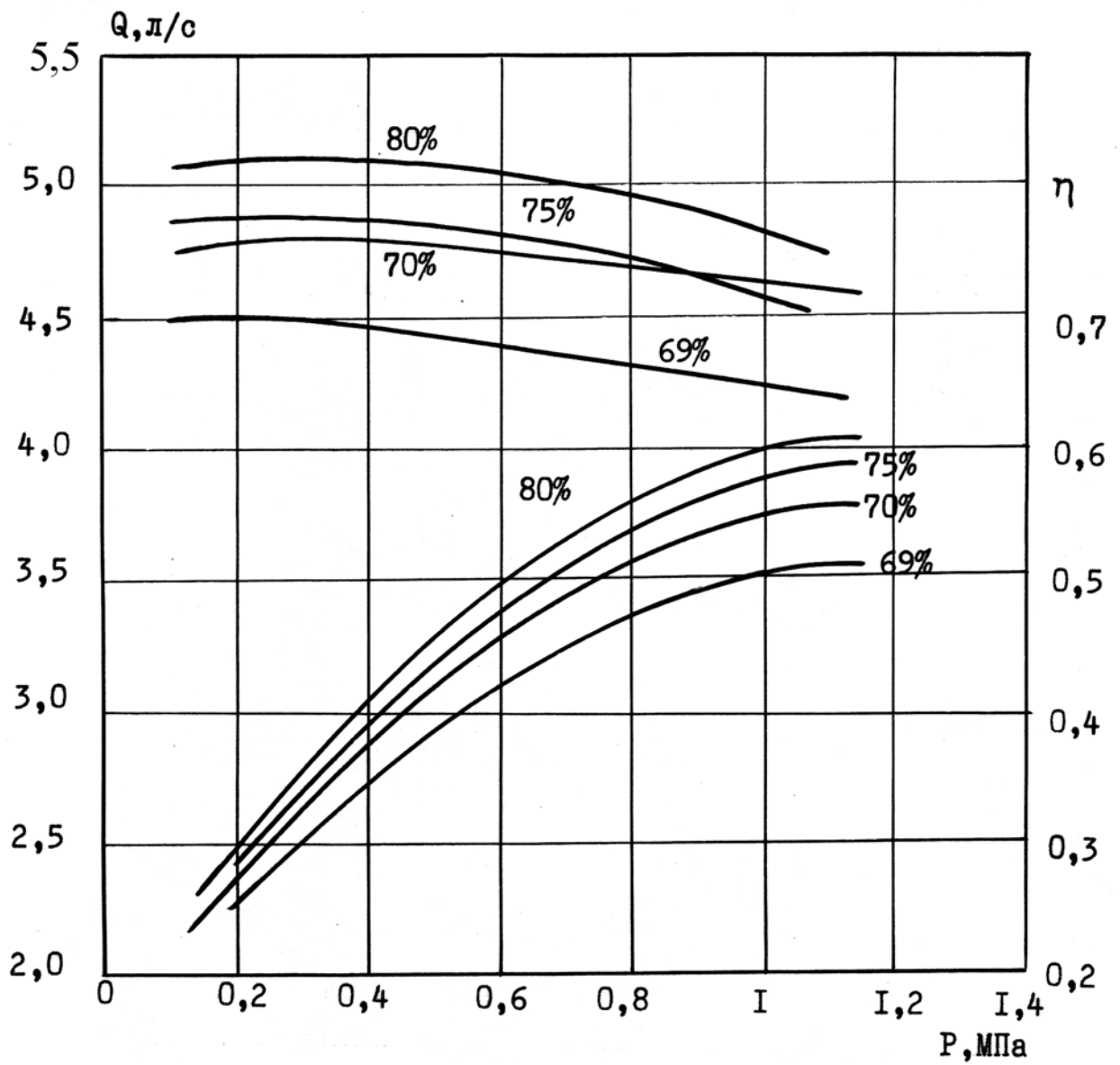


Рисунок 7.8 — Напорные характеристики насоса ИВ 20/5 для кормосмесей (в % указана влажность кормосмеси. Частота вращения вала рабочего колеса  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ )

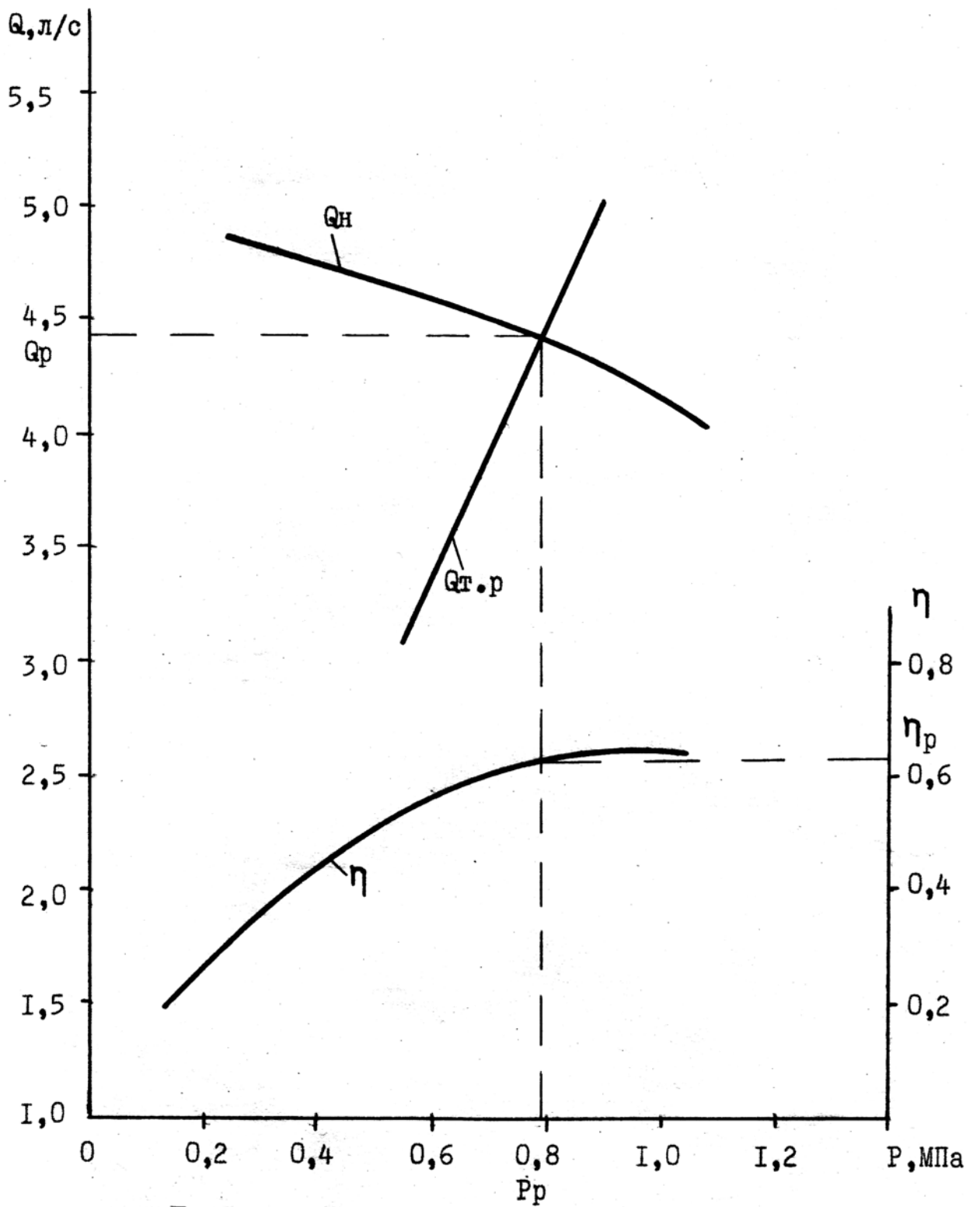


Рисунок 7.9 — Рабочие характеристики насоса ИВ 20/10 при влажности кормосмеси  $W_c = 80\%$



## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при температуре 20 °С

Тип жидкости	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\gamma$	
		Н/м <sup>3</sup>	кгс/м <sup>3</sup>
Вода	1 000	9 810	1 000
Бензин	680–740	6 670–7 260	680–740
Глицерин	1 260	12 240	1 260
Керосин	790–820	7 450–8 000	790–820
Спирт	790	7 750	790
Ртуть	13 550	132 800	13 550
Нефть	700–900	6 860–8 830	700–900
Масло машинное	898	8800	898
Масло минеральное	890–960	8 730–9 420	890–960
Воздух	1,29	12	1,29
Молоко	1 026	10 070	1 026
Дизельное топливо	831–861	8 150–8 450	831–861
Масло для гидросистем (АМГ–10)	850	9420	850

### Приложение 2

#### Модуль упругости жидкостей и материалов

Материал	$E$ , МПа	Материал	$E$ , МПа
Вода	2 060	Сталь	206 000
Спирт	980	Чугун серый	140 000
Глицерин	4 080	Медь	110 000
Ртуть	32 400	Бронза	100 000
Масло машинное	1 940	Латунь	100 000
Масло минеральное	1 500	Алюминий	69 000
Бензин	1 310	Стекло	55 000
Керосин	1 370	Бетон	19 600

### Приложение 3

#### Коэффициент температурного расширения при температуре 20 °С

Жидкость	$\beta$ , К <sup>-1</sup>	Жидкость	$\beta$ , К <sup>-1</sup>
Вода	0,000 15	Спирт	0,001 1
Бензин	0,000 8	Масло трансформаторное	0,000 9
Керосин	0,001	Нефть	0,000 85
Глицерин	0,000 53	Скипидар	0,000 94
Ртуть	0,000 18	Воздух	0,003 67

Приложение 4

Кинематический коэффициент вязкости некоторых жидкостей, см<sup>2</sup>/с

Тип жидкости	Температура, °С						
	0	10	20	30	40	50	60
Вода	0,018 0	0,013 0	0,010 0	0,008	0,006 7	0,005 6	0,004 8
Бензин	0,010 8	0,009 0	0,007 3	0,006 5	0,005 9	0,005 4	0,004 9
Керосин	0,040 0	—	0,0250	—	0,018 0	0,015 0	0,011 0
Спирт	—	0,019 0	0,015 1	0,013 0	0,010 0	—	—
Масло моторное	18	7,5	3,0	1,3	0,65	0,5	0,28
Молоко	—	0,024 0	0,017 0	—	—	—	—
Масло АМГ–10	0,44	0,30	0,23	0,21	—	0,11	—
Воздух	0,130	0,138	0,150	0,155	—	0,180	—

Приложение 5

Давление насыщенных паров жидкости (абсолютное), кПа

Жидкость	Температура, °С			
	10	20	30	40
Вода	1,2	2,4	4,3	7,5
Спирт	7,946	9,81	13,73	19,62
Керосин	3,582	4,022	4,71	5,69
Бензин	15,7	18,64	24,58	33,16

Приложение 6

Единицы физических величин, применяемые в науке и технике.

Международная система единиц (СИ)

Физическая величина	Единица физической величины	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, дольные и внесистемные единицы
		международное	русское		
Основные единицы					
Длина	Метр	m	м		1м=10дм=1*10 <sup>2</sup> см= =1*10 <sup>3</sup> мм=1*10 <sup>-3</sup> км, 1дюйм=25,4мм
Масса	Килограмм	kg	кг		1кг=1*10 <sup>3</sup> г= =1*10 <sup>-2</sup> ц=1*10 <sup>-3</sup> т
Время	Секунда	s	с		1ч=60мин=3600с
Температура	Кельвин	K	К		0 °С=-273К, t°,С — градус Цельсия

Продолжение приложения 6

Физическая величина	Единица физической величины	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, дольные и внесистемные единицы
		международное	русское		
Производные единицы					
Сила	Ньютон	N	Н	$N = \frac{кг \cdot м}{с^2}$	$1Н = 1 \cdot 10^{-3}кН =$ $= 1 \cdot 10^{-6}МН =$ $= 102гс = 0,1кгс =$ $= 1 \cdot 10^{-4}гс$
Работа	Джоуль	J	Дж	$Дж = Н \cdot м$	$1Дж = 1 \cdot 10^{-3}кДж =$ $= 1 \cdot 10^{-6}МДж$
Мощность	Ватт	W	Вт	$Вт = Дж/с$	$1Вт = 1 \cdot 10^{-3}кВт =$ $= 1 \cdot 10^{-6}МВт,$ 1л.с.=736Вт
Давление	Паскаль	Pa	Па	$Па = Н/м^2$	$1Па = 1 \cdot 10^{-3}кПа =$ $= 1 \cdot 10^{-6}МПа =$ $= 1 \cdot 10^{-5}кгс/см^2$ $1кгс/см^2 = 1ат =$ $= 1 \cdot 10^5Па = 0,1МПа =$ $0,1 \cdot 10^6бар =$ $= 10м вод. ст. =$ $= 750 мм рт. ст.$
Скорость	Метр в секунду	m/s	м/с		$1м/с = 100см/с =$ $= 10дм/с = 3,6км/ч$
Ускорение	Метр на секунду в квадрате	$m/s^2$	$м/с^2$		$1м/с^2 = 100см/с^2 =$ $= 10дм/с^2,$ $g = 9,81м/с^2$
Угловая скорость	Радииан в секунду	$s^{-1}$	$с^{-1}$		
Угловое ускорение	Радииан на секунду в квадрате	$s^{-2}$	$с^{-2}$		
Частота периодического процесса	Герц	Hz	Гц	$Гц = с^{-1}$	
Площадь	Квадратный метр	$m^2$	$м^2$		$1м^2 = 1 \cdot 10^6мм^2 =$ $= 1 \cdot 10^4см^2 = 1 \cdot 10^2дм^2$

## Окончание приложения 6

Физическая величина	Единица физической величины	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, дольные и внесистемные единицы
		международное	русское		
Производные единицы					
Объем	Кубический метр	m <sup>3</sup>	м <sup>3</sup>		$1\text{ м}^3 = 1 \cdot 10^9 \text{ мм}^3 =$ $1 \cdot 10^6 \text{ см}^3 = 1 \cdot 10^3 \text{ дм}^3 =$ $= 1 \cdot 10^3 \text{ л}$ $1\text{ м}^3/\text{с} = 1 \cdot 10^9 \text{ мм}^3/\text{с} =$ $= 1 \cdot 10^6 \text{ см}^3/\text{с} =$ $= 1 \cdot 10^3 \text{ дм}^3/\text{с} =$ $= 1 \cdot 10^3 \text{ л/с},$ $1\text{ м}^3/\text{ч} = 1 \cdot 10^3 \text{ л/ч} =$ $= 3,6 \text{ л/с}$
Расход	Кубический метр в секунду	m <sup>3</sup> /s	м <sup>3</sup> /с		$1\text{ кг/м}^3 = 1 \cdot 10^3 \text{ г/м}^3 =$ $= 1 \cdot 10^{-3} \text{ т/м}^3$
Плотность	Килограмм на кубический метр	kg/m <sup>3</sup>	кг/м <sup>3</sup>		$1\text{ Н/м}^3 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ кН/м}^3 =$ $= 9,81 \text{ кгс/м}^3 =$ $= 9,81 \cdot 10^{-3} \text{ тс/м}^3$
Удельный вес	Сила на кубический метр	N/m <sup>3</sup>	Н/м <sup>3</sup>		$1\text{ Па} \cdot \text{с} = 1\text{ Пз}$
Динамическая вязкость	Паскаль в секунду	Pa*s	Па*с		$1\text{ см}^2/\text{с} = 1\text{ Ст} =$ $= 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ сСт}$
Кинематическая вязкость	Квадратный метр на секунду	m <sup>2</sup> /s	м <sup>2</sup> /с		

Длина — м  
 1дм = 0,1м  
 1см = 0,01м  
 1мм = 0,001м  
 1км = 1000м

дециметр;  
 сантиметр;  
 миллиметр;  
 километр

Давление — Па

1ат = 1кгс/см<sup>2</sup>  
 1атм = 1,0332\*1ат  
 1бар  
 1мм вод. ст.  
 1мм рт. ст.

техническая атмосфера;  
 физическая атмосфера;  
 бар  
 миллиметр водяного столба  
 миллиметр ртутного столба

Масса — кг  
 1г = 0,001кг  
 1ц = 100кг  
 1т = 1000кг

грамм;  
 центнер;  
 тонна

Мощность — л.с.

1л.с. = 0,736кВт

лошадиная сила

Динамическая вязкость — Пз

Пуаз

Кинематическая

вязкость — Ст  
 сСт

Стокс;  
 сантистокс

Абсолютная шероховатость

Характер поверхности	$\Delta$ , мм
Новые тщательно уложенные бесшовные стальные трубы	0,04–0,17
Цельнотянутые стальные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,19
Чисто оцинкованные стальные трубы	0,12–0,21
Новые чугунные трубы с хорошо заглаженными стыками	0,31
Обычные новые чугунные трубы	0,25–0,42
Менее аккуратно уложенные новые или очищенные чугунные трубы	0,45
Старые заржавленные стальные трубы	0,60
Сильно заржавленные стальные трубы	0,67
Чистые трубы из стекла	0,002–0,01
Полиэтиленовые трубы	0,001–0,005
Поверхность из чистого цемента	0,25–1,25

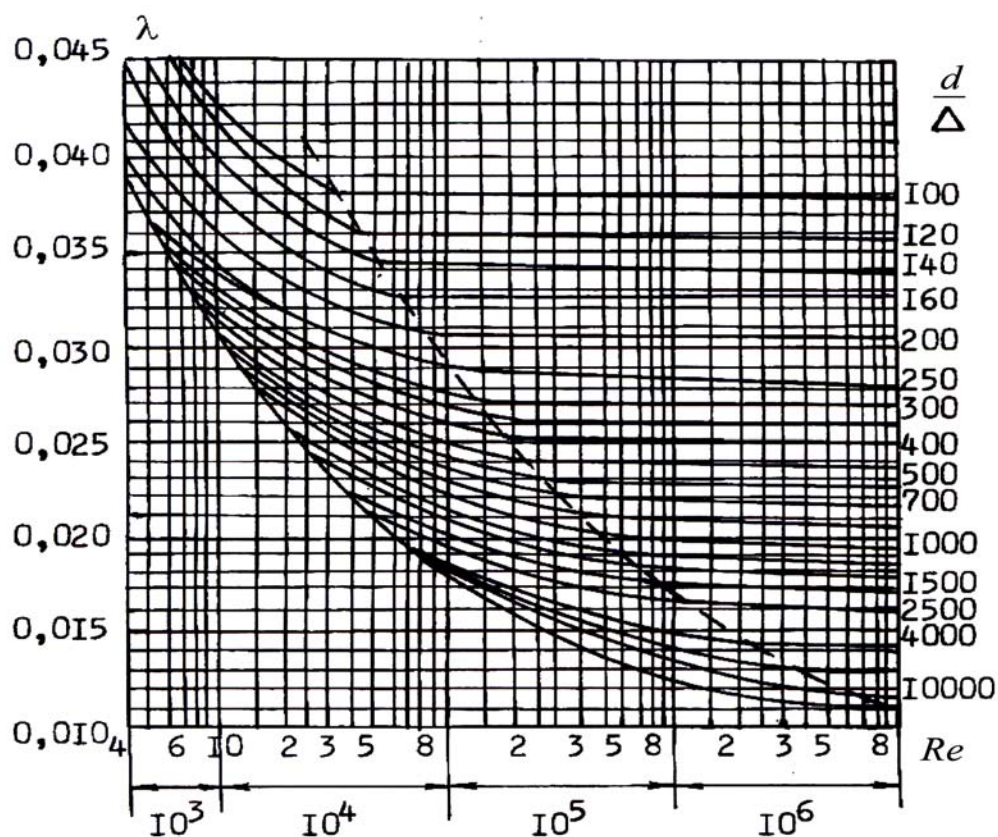


График ВТИ (Г.А. Мурина)

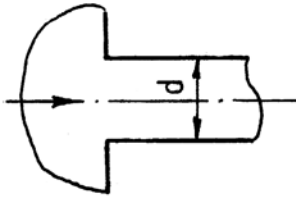
Квадрат модуля расхода  $K^2$  для труб при внутреннем диаметре  $d$  (условный проход  $d_y$ ) без учета поправки  $\beta$  на степень турбулентности потока воды при температуре 10 °С

$d$ , мм	$K^2$ , (л/с) <sup>2</sup>		$d_y$ , мм
	новые	неновые	
Трубы стальные водогазопроводные, ГОСТ 3262–95			
5,2	0,000 196 9	0,000 453 7	6
8,1	0,014 62	0,004 747	8
11,6	0,089 71	0,032 04	10
14,7	0,252 1	0,111 6	15
20,2	1,204	0,599 1	20
26,1	4,383	2,344	25
34,9	19,06	10,89	32
40	42,16	24,80	40
52	145,3	90,25	50
66,5	517,9	334,2	70
79,5	1 287	852,6	80
92,3	2 782	1 892	90
104	5 186	3 552	100
130	16 500	11 620	125
155	40 980	29 480	150
Трубы стальные электросварные, ГОСТ 1074–96			
64	424,2	271,9	50
70	665,1	434,7	70
83	1 604	1 076	75
95	3 255	2 200	80
114	8 383	5 822	100
135	18 620	13 110	125
158	45 090	32 440	150
170	66 380	48 100	175
209	193 200	143 100	200
260	608 600	461 000	250
311	1 518×10 <sup>3</sup>	1 186×10 <sup>3</sup>	300
363	3 403×10 <sup>3</sup>	2 680×10 <sup>3</sup>	350
414	6 630×10 <sup>3</sup>	5 144×10 <sup>3</sup>	400
464	12 420×10 <sup>3</sup>	10 020×10 <sup>3</sup>	450
Трубы чугунные, класс ЛА, ГОСТ 9583–95			
52,6	104,2	86,25	50
82,6	1 207	1 050	80
102	3 607	3 192	100
127,2	11 600	10 360	125
152,4	29 320	26 900	150
202,6	135 100	123 900	200
253	429 900	394 400	250

Типы местных потерь

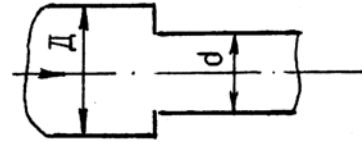
Вход в трубу

а  $\zeta = 0,5$



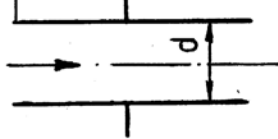
Внезапное сужение

$$\zeta = \frac{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}{2}$$



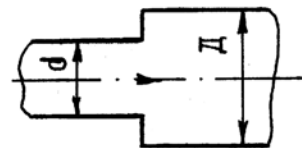
б Вход в трубу

а  $\zeta = 1 \quad \frac{a}{d} > 0,5$

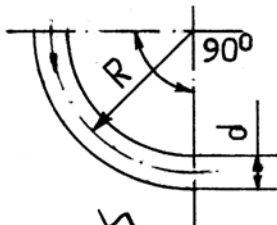


Внезапное расширение

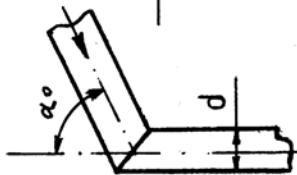
$$\zeta = \left(\frac{D^2}{d^2} - 1\right)^2$$



Плавный поворот

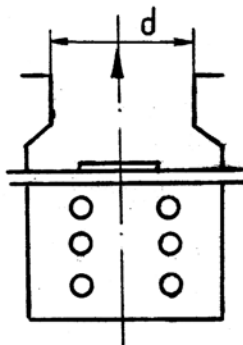


$\frac{d}{R}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
$\zeta$	0,14	0,15	0,16	0,21	0,22	0,24	0,29	0,44



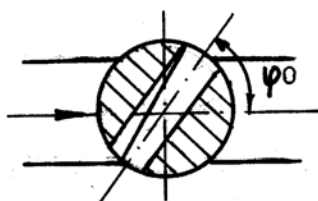
$\alpha^\circ$	30	40	60	70	80	90
$\zeta$	0,20	0,30	0,55	0,70	0,9	1,1

Клапан с сеткой



d, мм	40	50	75	100	150	200	250	300
$\zeta$	12	10	8,5	7,0	5,9	4,7	4,2	3,7

Кран



$\varphi^\circ$	5	10	15	20	30	35	40	45	50	55
$\zeta$	0,05	0,3	0,9	1,8	6,2	11	21	41	95	275

Приложение 11

Поправка  $\beta$  на степень турбулентности потока в зависимости от скорости движения  $v$  воды при температуре 10 °С

$v$ , м/с	Трубы				
	асбестоце- ментные	пластмассо- вые	новые чугунные	новые стальные	неновые чугунные и стальные
0,2	1,31	1,44	1,46	1,24	1,41
0,3	1,22	1,31	1,32	1,16	1,28
0,4	1,16	1,23	1,23	1,11	1,20
0,5	1,12	1,17	1,16	1,08	1,15
0,6	1,08	1,12	1,12	1,06	1,11
0,7	1,06	1,08	1,08	1,04	1,08
0,8	1,03	1,05	1,05	1,02	1,06
0,9	1,02	1,02	1,02	1,01	1,04
1,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03
1,2	0,97	0,96	0,96	0,99	1,00
1,4	0,95	0,93	0,94	0,97	1,00
1,6	0,94	0,90	0,92	0,96	1,00
1,8	0,92	0,88	0,90	0,96	1,00
2,0	0,91	0,86	0,88	0,95	1,00

Приложение 12

Значения коэффициентов, характеризующих истечение

Насадок	$\mu$	$\epsilon$	$\varphi$	$\zeta$
Цилиндрический внешний	0,82	1	0,82	0,5
Цилиндрический внутренний	0,71	1	0,71	1
Конический сходящийся	0,94	0,98	0,96	0,08
Конический расходящийся	0,45	1	0,45	3,94
Коноидальный	0,97	1	0,97	0,06
Малое круглое отверстие в тонкой стенке	0,62	0,64	0,97	0,06



Приложение 13

Технические данные насосов типа К 8/18  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 37,5 \text{ мм}$

$Q$		К 8/18 КМ 8/18 $D_K = 128 \text{ мм}$			К 8/18а КМ 8/18а $D_K = 115 \text{ мм}$			К 8/18б КМ 8/18б $D_K = 105 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}, \text{ м}$
л/с	$\text{м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	20	0,42	0	15,9	0,35	0	13,4	0,27	0	—
0,5	1,8	20,5	0,5	15	16	0,42	15	13,1	0,35	15	—
1,0	3,6	21	0,6	31	16	0,5	30	13	0,41	28	—
1,5	5,4	20,3	0,69	42	15,9	0,59	40	12,4	0,47	38	—
2,0	7,2	19,6	0,79	50	15	0,65	48	12	0,55	45	3
2,5	9	18,8	0,88	49	14,3	0,74	47	11,4	0,59	44	3
3,0	10,8	18	0,95	48	13,1	0,81	46	10,3	0,64	43	3,2
3,5	12,6	16	1,0	48	11,9	0,86	46	9	0,7	42,5	3,6
4,0	14,4	14	1,1	46	10,6	0,9	43	8	0,78	40	—

Приложение 14

Технические данные насосов типа К 20/18  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 50 \text{ мм}$

$Q$		К 20/18 КМ 20/18 $D_K = 129 \text{ мм}$			К 20/18а КМ 20/18а $D_K = 118 \text{ мм}$			К 20/18б КМ 20/18б $D_K = 106 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}, \text{ м}$
л/с	$\text{м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	20	0,6	0	16	0,5	0	12,7	0,4	0	—
1	3,6	20,8	0,75	22	16,8	0,6	23	13	0,51	24	—
2	7,2	21,6	0,95	40	17	0,75	43	13,3	0,65	40	—
3	10,8	20,8	1,2	55	16,8	0,8	53	13	0,7	51	2
4	14,4	20	1,35	64	15,6	0,9	61	12,3	0,75	59	2,1
5	18	18,8	1,4	68	14,8	1,1	61	11,3	0,8	64	2,5
6	21,6	17,5	1,51	67	12,6	1,2	62	9	0,8	58	3,8
7	25,2	15,6	1,6	60	—	—	—	—	—	—	—

Приложение 15

Технические данные насосов типа К 20/30  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 50 \text{ мм}$

$Q$		К 20/30 КМ 20/30 $D_K = 162 \text{ мм}$			К 20/30а КМ 20/30а $D_K = 148 \text{ мм}$			К 20/30б КМ 20/30б $D_K = 132 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}, \text{ м}$
л/с	$\text{м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	33,9	0,9	0	28	0,6	0	21,1	0,45	0	—
2	7,2	34,8	1,6	42	28,3	1,3	45	22,3	0,9	45	—
4	14,4	33,4	2,2	58	27,8	1,7	63	21	1,45	63	1,9
6	21,6	29,9	2,7	65	24,3	2,15	66	17,9	1,65	65	2,7
8	28,8	25	3,1	64	29,4	2,45	64	14	1,8	61	4,1
10	36	18,8	3,3	57	15,6	2,65	57	9	1,9	45	—
11	39,6	15,9	3,2	53	12,4	2,6	51	—	—	—	—

Приложение 16

Технические данные насосов типа К 45/30  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 75 \text{ мм}$

$Q$		К 45/30 КМ 45/30 $D_K = 168 \text{ мм}$			К 45/30а КМ 45/30а $D_K = 143 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}, \text{ м}$
л/с	$\text{м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	33,5	1,9	0	23,5	0,9	0	—
2	7,2	35,2	2,3	22	24,5	1,2	29	—
4	14,4	36	3,5	36	25	1,9	48	—
6	21,6	36	4	50	24,5	2,2	58	—
8	28,8	35	4,4	60	23,5	2,9	65	2,4
10	36	34	5	66	22,5	3,1	71	2,9
12	43,2	31,5	5,3	70	20	3,5	72	3,7
14	50,4	28	5,8	71	17	3,8	67	5,5
16	57,6	25	5,9	70	—	—	—	—

Приложение 17

Технические данные насосов типа К 45/55  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 75 \text{ мм}$

$Q$		К 45/55 КМ 45/55 $D_K = 218 \text{ мм}$			К 45/55а КМ 45/55а $D_K = 192 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \text{ м}$
л/с	$\text{м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	60	4,2	0	46	3	0	—
4	14,4	62	7	35	48,5	4,6	38	—
6	21,6	60	8	44	48	5,8	47	8
10	36	56	10,1	60	42	6,9	60	7,3
14	50,4	52	11,9	64	38	8	60	6,2
18	64,8	40	13	60	30	8,8	57	5,1

Приложение 18

Технические данные насосов типа К 90/20  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/20 КМ 90/20 $D_K = 148 \text{ мм}$			К 90/20а КМ 90/20а $D_K = 136 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}, \text{ м}$
л/с	$\text{м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	25,8	2,2	0	21,2	1,7	0	—
4	14,4	26,8	3,4	29	21,9	2,1	35	—
8	28,8	27,2	4	48	22,1	3	56	—
12	43,2	26,8	4,85	64	21,8	3,85	69	—
16	57,6	26,3	5,5	75	20	4,1	76	4,5
20	72	24	6	80	18	4,3	80	4,55
24	86,4	21,5	6,2	80	15	4,5	75	4,9
28	100,8	18,6	6,5	75	11,9	4,5	70	6
32	115	15	6,6	70	—	—	—	—

Приложение 19

Технические данные насосов типа К 90/35  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/35 КМ 90/35 $D_K = 174 \text{ мм}$			К 90/35а КМ 90/35а $D_K = 163 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \text{ м}$
		$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	36,5	4	0	31	3,8	0	—
4	14,4	38	5,5	29	32,5	4,3	28	—
8	28,8	40	6,6	46	33	5,5	45	—
12	43,2	40	7,5	60	32,5	6,6	60	7,2
16	57,6	39	8,4	68	32	7	69	7
20	72	38	8,9	74	30	8,2	74	6,5
24	86,4	35	10,5	78	28,6	8,8	72	6
28	100,8	30,2	11	74	24	9,2	68	5,5
32	115	26	12,3	70	18	9,9	60	4

Приложение 20

Технические данные насосов типа К 90/55  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/55 КМ 90/55 $D_K = 218 \text{ мм}$			К 90/55а КМ 90/55а $D_K = 200 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \text{ м}$
		$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	60	7,5	0	48	5	0	—
5	18	62	11	25	50	8	25	—
10	36	63	13	43	51	11,5	45	—
15	54	62	16	60	50	12,5	60	5,6
20	72	60	17	70	48	14	68	5,0
25	90	54	18	72	43	16	70	4,3
30	108	48	21	69	37	16,5	64	4
35	126	40	22	60	25	17	55	3,8

Приложение 21

Технические данные насосов типа К 90/85  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/85 КМ 90/85 $D_K = 272 \text{ мм}$			К 90/85а КМ 90/85а $D_K = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \text{ м}$
		$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	97,9	10	0	87	9	0	—
8	28,8	100	19	36	90	16	37	—
16	57,6	99	25	55	87	21	57	7,2
24	86,4	90	31	65	76	26	65	6,4
32	115	73	38	66	59	31	60	5
40	144	64	37	62	50	31	54	3,1

Приложение 22

Технические данные насосов типа К 160/20  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 150 \text{ мм}$

$Q$		К 160/20 $D_K = 264 \text{ мм}$			К 160/20а $D_K = 240 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ , м
л/с	м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	22	4,9	0	17,2	4	0	—
8	28,8	22,8	6	26	17,9	4,8	26	—
16	57,6	23,6	7	48	18,3	5	50	8,6
24	86,4	23,6	8	62	18	6	67	8,5
32	115	22,5	9	73	17	7	75	8,4
40	144	21,2	10,5	81	15,5	7,6	76	8,25
48	175	19,2	11,8	81	13,3	8	74	7,9
56	202	17	12,1	77	10	8,1	68	7

Приложение 23

Технические данные насосов типа К 160/30  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 150 \text{ мм}$

$Q$		К 160/30 $D_K = 328 \text{ мм}$			К 160/30а $D_K = 300 \text{ мм}$			К 160/30б $D_K = 275 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ , м
л/с	м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	36	9	0	32	7	0	25,5	4,5	0	—
10	36	37,5	12	35	31,5	9	39	28	7,2	35	—
20	72	38	15	58	31,5	11	61	27	10	61	—
30	108	37,5	18	69	30,5	12,5	71	24,5	11,1	69	6,6
40	144	35	20	74	28,2	15	72	21,2	12,5	70	6,2
50	180	32	22	75	24,8	17,1	68	15,8	13	65	5,9
60	216	27	24	71	20	18,2	62	12	14	58	5,3

Приложение 24

Технические данные насосов типа К 290/18  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 200 \text{ мм}$

$Q$		К 290/18 $D_K = 268 \text{ мм}$			К 290/18а $D_K = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ , м
л/с	м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	18,9	6,5	0	17,8	5	0	—
20	72	20	10,1	36	18,4	7,5	38	—
40	144	21,8	13,8	64	18	10,2	65	7,5
60	216	20,8	15	80	16,8	12,5	79	6,1
80	288	17,5	16,9	83	13,5	14	80	5,7
100	360	13	17	70	10	14,6	70	5

Приложение 25

Технические данные насосов типа К 290/30  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_B = 200 \text{ мм}$

$Q$		К 290/30 $D_K = 315 \text{ мм}$			К 290/30а $D_K = 290 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ , м
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	32	8	0	26	6,1	0	—
20	72	33,5	13,2	34	27	10	38	—
40	144	33,5	19	62	27	14,1	65	7,1
60	216	32	22	75	26	18	76	6,5
80	288	28	28	81	22,1	20,5	76	5,6
100	360	23,7	30	72	13,3	22	64	4

Приложение 26

Трубы стальные электросварные прямошовные, ГОСТ 1074–96

Наружный диаметр $D_{\text{н}}$ , мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр $D_{\text{н}}$ , мм	Толщина стенки, мм	
16	1,4	70	3,0	
	1,6		3,5	
18	1,6		73	3,0
	1,8			3,5
	2,0			4,0
20	1,8		76	3,0
	2,0			3,5
	1,8			4,0
25	2,0		83	3,0
	2,2			3,5
	2,5			4,0
32	2,5		89	4,5
	2,8			3,0
	3,0			3,5
38	2,2		102	4,0
	2,5			4,5
	3,0			3,0
40	2,5		108	3,5
	2,8			4,0
	3,0			4,5
45	2,5	108	5,0	
	3,0		3,0	
	3,5		3,5	
50	3,0	108	4,0	
	3,5		4,5	
	3,5		5,0	
53	2,5	108	5,0	
	3,0		5,5	
	3,5		3,0	
57	2,5	108	4,0	
	3,0		4,5	
	3,5		5,0	
64	2,5	108	4,0	
	2,5		4,5	

Окончание приложения 26

Наружный диаметр $D_{н}$ , мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр $D_{н}$ , мм	Толщина стенки, мм
114	3,0	194	4,5
	3,5		5,0
	4,0		5,5
	4,5		6,0
	5,0		7,0
	5,5		7,0
127	3,5	219	5,0
	4,0		5,5
	4,5		6,0
	5,0		7,0
	5,5		8,0
	5,5		9,0
133	3,5	273	6,0
	4,0		7,0
	4,5		8,0
	5,0		8,0
140	5,5	299	5,5
	3,5		6,0
	4,0		7,0
	4,5		8,0
	5,0		8,0
	5,5		9,0
152	3,5	325	6,0
	4,0		7,0
	4,5		8,0
	5,0		8,0
	5,5		9,0
	5,5		9,0
159	3,5	377	7,0
	4,0		7,0
	4,5		8,0
	5,0		8,0
	5,0		9,0
	5,0		9,0
168	3,5	426	9,0
	4,0		9,0
	4,5		10,0
	5,0		10,0
	5,5		11,0
	6,0		11,0
	7,0		12,0
	7,0		12,0
168	4,0	480	10,0
	4,5		10,0
	5,0		11,0
	5,5		11,0
	6,0		12,0
	7,0		12,0
	7,0		12,0
	8,0		12,0
168	4,0	530	10,0
	4,5		11,0
	5,0		11,0
	5,5		12,0
	6,0		12,0
	7,0		12,0

## Условные обозначения гидроарматуры

Вид арматуры	Шифр
Краны пробково-спускные	10
Краны для трубопроводов	11
Указатели уровня жидкости	12
Вентили	14 и 15
Клапаны обратные подъемные и приемные с сеткой	16
Клапаны предохранительные	17
Клапаны обратные поворотные	19
Клапаны запорные	22
Клапаны регулирующие	25
Задвижки	30 и 31
Затворы	32
Материал корпуса арматуры	Шифр
Сталь углеродистая	с
Сталь легированная	Лс
Коррозионно-стойкая (нержавеющая) сталь	нж
Чугун серый	ч
Чугун ковкий	кч
Латунь, бронза	Б
Алюминий	а
Монель-металл	мн
Стекло	ск
Винипласт	вп
Прочие пластмассы	п
Титан	тн
Привод арматуры	Шифр
Механический с передачей:	
червячной	3
цилиндрической	4
конической	5
Пневматический	6
Гидравлический	7
Электромагнитный	8
Электрический	9
Материал уплотнительных поверхностей запорных органов арматуры	Шифр
Латунь, бронза	бр
Монель-металл	мн
Коррозионно-стойкая (нержавеющая) сталь	нж
Нитрированная сталь	нт
Баббит	бт
Стеллит	ст
Сорбит	ср
Кожа	к
Эбонит	э

## Окончание приложения 27

Вид арматуры	Шифр
Виниплат Прочие пластмассы Без колец уплотнения	вп п бк
Отличительная окраска материала корпуса и крышки арматуры	Цвет окраски
Серый и ковкий чугун Углеродистая сталь Нержавеющая сталь Легированная сталь	черный серый голубой синий
Отличительная окраска материала уплотнительных поверхностей запорных органов арматуры	Цвет окраски
Латунь, бронза  Монель-металл  Нержавеющая сталь Нитрированная сталь Баббит  Стеллит  Алюминий Кожа, резина Эбонит, фибра  Пластмассы	красный серый с желтыми полосками по пери- метру голубой фиолетовый желтый серый с красной полоской по пери- метру алюминиевый коричневый зеленый серый с синей по- лоской по пери- метру
Примечание. Цветная краска для обозначения материала уплотнительных поверхностей запорных органов арматуры наносится на маховики, рукоятки, рычаги и т.п.	



Приложение 28

Технические данные  
насоса ЭЦВ 8–40–90

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	100	0	12
10	104	28	14
20	103	50	15
30	99	63	17,5
40	90	69	19
50	78	69	22
60	60	59	24
65	50	49	25

Технические данные  
насоса ЭЦВ 8–40–180

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	208	0	23
10	233	30	24
20	230	62	25
30	200	64	27
40	175	67	30
50	143	64	32
60	108	50	34
65	84	30	36

Технические данные  
насоса ЭЦВ 10–63–40

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	55	0	8
20	54	44	9
40	49	62	10
60	43	69	11
80	30	66	12
100	15	54	13
110	6	43	14

Технические данные  
насоса ЭЦВ 10–63–65

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	84	0	5
20	83	38	12
40	79	60	14
60	72	70	16
80	57	70	17
90	48	62	18

Технические данные  
насоса 2ЭЦВ 10–63–110

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	135	0	19
20	136	40	20
40	127	61	22
60	113	70	24
80	86	68	25
100	54	51	27
110	37	32	28

Технические данные  
насоса 2ЭЦВ 10–63–150

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	177	0	27
20	178	43	29
40	170	63	33
60	150	72	35
80	100	67	38
100	30	48	40

Технические данные  
насоса 4ЭЦВ 10–63–180

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	260	0	39
20	250	40	41
40	228	58	45
60	192	64	49
80	143	58	52
100	86	38	58
105	70	27	60

Технические данные  
насоса 4ЭЦВ 10–63–270

$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$\eta$ , %	$N$ , кВт
0	320	0	50
20	320	48	55
40	310	64	64
60	280	70	70
80	218	65	77
100	130	50	79,5
110	82	38	81,5

Приложение 29

Характеристика рабочих жидкостей для систем гидроприводов

Марка рабочей жидкости	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Вязкость при температуре, °С, см <sup>2</sup> /с				Пределы рабочей температуры, °С
		20	40	50	60	
АМГ-10	850	0,2	0,13	0,1	0,08	-60...+80
МГ-30	870	1,6	0,5	0,3	0,2	-60...+80
ДП-8	886	4	1	0,5	0,3	-20...+50
ДП-11	890	8	1,5	0,7	0,5	-10...+90
Индустриальное-20	885	0,7	0,38	0,18	0,14	0...+90
Индустриальное-30	890	1,6	0,5	0,3	0,2	0...+90
Турбинное-22	880	0,8	0,4	0,2	0,15	+5...+50

Приложение 30

Технические характеристики гидроцилиндров

Марка гидроцилиндра	$d_p$ , мм	$d_{шт,М}$ м	$\phi$	$S$ , мм*	$v_p$ , м/с			$F$ , кН		$p$ , МПа	
					мин.	ном.	макс.	толк.	тянущ.	ном.	макс.
ГЦ-32	32	16	1,33	60-200	0,12	0,3	1	16	12	16	20
ГЦ-32	32	20	1,65	250-400	0,12	0,3	1	16	10	16	20
ГЦП-32	32	16	1,33	60-200	0,12	0,3	1	6,5	4,8	6,3	8
Г-40	40	20	1,33	80-250	0,12	0,3	1	25	19	16	20
ГЦ-50	50	32	1,65	160-400	0,12	0,3	1	39	23	16	20
ГЦ-50	50	25	1,33	80-250	0,12	0,3	1	39	29	16	20
ГЦП-50	50	25	1,33	80-250	0,12	0,3	1	16	12	6,3	8
ГЦП-50	50	32	1,65	160-400	0,12	0,3	1	16	9	6,3	8
ГЦ-55	55	30	1,42	50-300	0,12	0,3	1	47,5	33	16	20
ГЦ-55	55	30	1,42	50-300	0,12	0,3	1	33	23	10	14
ГЦ-60	60	30	1,33	125-400	0,12	0,3	1	56	42	16	20
ГЦ-60	60	40	1,8	500-710	0,12	0,3	1	57	31	16	20
ГЦ-63	63	32	1,35	125-400	0,12	0,3	1	62	46	16	20
ГЦ-63	63	40	1,68	500-710	0,12	0,3	1	62	37	16	20
ГЦП-63	63	40	1,68	125-630	0,12	0,3	1	25	15	6,3	8
ГЦП-70	70	50	2	250-630	0,12	0,3	1	31	15	6,3	8
ГЦП-70	70	35	1,33	160-500	0,12	0,3	1	77	58	16	20
ГЦП-70	70	35	1,33	160-500	0,12	0,3	1	77	58	16	20

Окончание приложения 30

Марка гидроцилиндра	$d_{п, мм}$	$d_{шт, м}$	$\phi$	$S, мм^*$	$v_{п, м/с}$			$F, кН$		$p, МПа$	
					мин.	ном.	макс.	толк.	тянущ.	ном.	макс.
ГЦ-75	75	35	1,33	160–500	0,12	0,5	1	88	69	16	20
ГЦ-80	80	40	1,33	160–500	0,12	0,5	1	100	75	16	20
ГЦ-80	80	50	1,65	630–1000	0,12	0,5	1	100	61	16	20
ГЦ-90	90	45	1,33	200–630	0,12	0,5	1	127	95	16	20
ГЦ-90	90	63	1,96	800–1120	0,12	0,5	1	127	65	16	20
ГЦП-90	90	63	1,96	400–1000	0,12	0,5	1	51	26	6,3	8
ГЦ-100	100	50	1,33	200–630	0,12	0,5	1	157	118	16	20
ГЦ-100	100	60	1,6	800–1120	0,12	0,5	1	157	100	16	20
ГЦП-100	100	50	1,33	200–630	0,12	0,5	1	63	47	6,3	8
ГЦ-110	110	50	1,33	250–800	0,12	0,5	1	190	150	16	20
ГЦ-110	110	60	1,65	1000–1400	0,12	0,5	1	190	133	16	20
ГЦП-110	110	50	1,33	250–800	0,12	0,5	1	76	60	6,3	8
ГЦП-125	125	60	1,33	250–800	0,12	0,5	1	98	76	6,3	8
ГЦ-125	125	60	1,33	250–800	0,12	0,5	1	245	189	16	20
ГЦ-125	125	80	1,65	1000–1600	0,12	0,5	1	245	145	16	20
ГЦП-140	140	70	1,33	320–1000	0,15	0,5	1	123	92	6,3	8
ГЦ-140	140	70	1,33	320–1000	0,15	0,5	1	308	230	16	20
ГЦ-140	140	80	1,65	1250–1800	0,15	0,5	1	308	207	16	20
ГЦП-160	160	80	1,33	320–1000	0,15	0,5	1	161	121	6,3	8
ГЦ-160	160	80	1,33	320–1000	0,15	0,5	1	402	301	16	20
ГЦ-180	180	80	1,33	400–1250	0,15	0,5	1	508	408	16	20
ГЦ-180	180	110	1,8	1600–2240	0,15	0,5	1	508	318	16	20
ГЦП-180	180	80	1,33	400–1250	0,15	0,5	1	203	127	6,3	8
ГЦ-200	200	100	1,33	400–1250	0,15	0,5	1	628	472	16	20
ГЦ-200	200	125	1,65	1600–2500	0,15	0,5	1	628	382	16	20
ГЦП-200	200	100	1,33	400–1250	0,15	0,5	1	251	188	6,3	8

Примечание.\* В указанном интервале ход поршня выбирается из следующего ряда, мм: 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 400; 500; 630; 710; 800; 1000

## Техническая характеристика гидромоторов

Тип	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	Давление, МПа		Частота вращения, с <sup>-1</sup>			Крутя- щий момент, Н·м	КПД
		номин.	макс.	ном.	макс.	мин.		
Шестеренные гидромоторы								
ГМШ-10-М	10	10	12,5	-	20	12,5	13,5	0,78
ГМШ-32-3	32	14	17,5	25	32	8,33	69,7	0,8
ГМШ-50-3	50	14	16	25	32	8,33	93	0,78
ГМШ-50У-3	50	14	17,5	25	32	8,33	108	0,8
ГМШ-100-3	100	14	17,5	25	32	8,33	213,8	0,8
Планетарные гидромоторы								
МГП-80	80	16	21	5,75	13,5	0,17	151	0,78
МГП-100	100	16	21	4,6	10,8	0,17	189	0,78
МГП-125	125	16	21	3,67	8,67	0,17	237	0,78
МГП-160	160	16	21	2,87	6,67	0,17	303	0,78
МГП-200	200	16	21	3,34	5,41	0,17	300	0,78
МГП-315	315	16	21	1,48	5,5	0,17	300	0,78
ПМТ-320	320	12,5	16	3,2	6,5	0,3	590	0,78
ПМТ-400	400	12,5	16	2,5	6	0,34	738	0,78
ПМТ-500	500	12,5	16	2,5	5,5	0,3	922	0,78
ПМТ-630	630	12,5	16	3,2	5,5	0,3	1180	0,78
ПМТ-800	800	12,5	16	2,5	5,0	0,3	1459	0,78
ПМТ-1000	1000	12,5	16	2,0	4,5	0,3	1824	0,78

Окончание приложения 31

Тип	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	Давление, МПа		Частота вращения, с <sup>-1</sup>			Крутящий момент, Н·м	КПД
		номин.	макс.	ном.	макс.	мин.		
Аксиально-поршневые гидромоторы								
Г15-21Р	11,2	6,3	12,5	16	40	0,67	9,4	0,87
Г15-22М	20	6,3	12,5	16	35	0,67	14,7	0,8
Г15-22Р	20	6,3	12,5	16	35	0,5	16,7	0,87
Г15-23М	40	6,3	12,5	16	30	0,5	29,4	0,8
Г15-23Р	40	6,3	12,5	16	30	0,33	33,3	0,87
Г15-24М	80	6,3	12,5	16	25	0,33	58,8	0,8
Г15-24Р	80	6,3	12,5	16	25	0,33	66,6	0,87
Аксиально-плунжерные гидромоторы								
МП-90	69	35	45	43,2	48,3	0,83	274	0,9
МП-112	112	27	42	33,3	50	0,83	420	0,9
Пластинчатые гидромоторы								
Г16-11М	11,2	—	8	16	41,6	2,5	6,2	0,5
Г16-12М	18	—	8	16	41,6	2,5	12,3	0,63
Г16-13М	36	—	8	16	36,7	2,5	24,5	0,69
Г16-14М	63	—	7	16	30	1,7	49	0,73
Г16-15М	125	—	7	16	30	1,7	98	0,76
Г16-16М	250	—	7	16	25	1,7	196	0,77
Радиально-поршневые гидромоторы								
МРФ160/25МІ	160	—	25	8	10	0,17	597	0,9
МРФ250/25МІ	250	—	25	8	10	0,13	932	0,9
МРФ400/25МІ	400	—	25	5	7,5	0,08	1492	0,9
МРФ1000/25МІ	10000	—	25	4	5	0,08	3730	0,87

## Технические характеристики насосов

Марка насоса	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	Давление, МПа		Частота вращения, с <sup>-1</sup>			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	макс.	ном.	макс.	мин.		$\eta_n$	$\eta_o$
Шестеренные насосы									
НШ-6-II	6,3	2,5	4	33	42	12	0,6	0,8	0,9
НШ-6Е-3	6,3	16	20	40	-	16	5,12	0,8	0,85
НШ-10-3	10	16	20	32	40	16	7,5	0,87	0,92
НШ-32А-3	32	16	20	32	40	16	17,6	0,87	0,92
НШ-32У-2	32	14	18	32	40	16	17,9	0,88	0,92
НШ-32У-3	32	16	20	32	40	16	21	0,82	0,92
НШ-50А-3	50	16	20	32	40	16	26,2	0,9	0,92
НШ-50У-2	50	14	18	32	40	16	25,7	0,9	0,92
НШ-71А-3	70	16	20	25	32	16	30,5	0,88	0,92
НШ-100-4	100	20	25	19	24	5	41	0,86	0,94
НШ-100А-3	100	16	20	25	32	16	43,5	0,86	0,93
НШ-250А-3	250	16	20	25	32	16	106	0,7	0,94
НШ-400-4	400	20	25	25	32	16	250	0,86	0,9
Пластинчатые насосы									
НПл-5/16	5	16	—	25	30	20	—	0,5	0,71
НПл-8/16	8	16	—	25	30	20	—	0,56	0,74
НПл-12,5/16	12,5	16	—	25	30	20	—	0,63	0,77
НПл-16/16	16	16	—	25	30	20	—	0,7	0,81
НПл-20/16	20	16	—	25	30	20	—	0,75	0,85
НПл-25/16	25	16	—	25	30	20	—	0,8	0,88
НПл-8/6,3	8	6,3	—	16	25	10	—	0,58	0,76
НПл-12,5/6,3	12,5	6,3	—	16	25	10	—	0,65	0,81
НПл-16/6,3	16	6,3	—	16	25	10	—	0,7	0,83
НПл-25/6,3	25	6,3	—	16	25	10	—	0,78	0,88
НПл-32/6,3	32	6,3	—	16	25	10	—	0,81	0,91
НПл-40/6,3	40	6,3	—	16	25	10	—	0,85	0,93
БГ12-24АМ	45	12,5	14	25	25	25	—	0,76	0,83
БГ12-24М	56	12,5	14	25	25	25	—	0,77	0,88
Г12-24М	80	6,3	7	16	16	16	—	0,77	0,88

Окончание приложения 32

Марка насоса	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	Давление, МПа		Частота вращения, с <sup>-1</sup>			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	макс.	ном.	макс.	мин.		η <sub>н</sub>	η <sub>о</sub>
Г12-24АМ	63	6,3	7	16	16	16	—	0,75	0,84
Г12-25АМ	125	6,3	7	16	16	16	—	0,8	0,87
Г12-25М	160	6,3	7	16	16	16	—	0,78	0,88
Г12-26АМ	224	6,3	7	16	16	16	—	0,82	0,9
Пластинчатые насосы регулируемые									
НПЛР-20/18	7-20	16	—	24	33	12,5	8,5	0,8	0,88
НПЛР-20/6,3	7-20	6,3	—	24	33	12,5	3,8	0,8	0,88
НПЛР-50/16	15-50	16	—	24	30	17	22,5	0,82	0,88
НПЛР-50/6,3	15-50	6,3	—	24	30	17	8,8	0,82	0,88
НПЛР-80/16	27-80	16	—	24	30	17	32	0,84	0,9
НПЛР-80/6,3	27-80	6,3	—	24	30	17	14,5	0,85	0,9
НПЛР-125/16	41-125	16	—	24	30	17	52	0,85	0,9
НПЛР-125/6,3	41-125	6,3	—	24	30	17	22,5	0,86	0,9
Аксиально-поршневые насосы									
НА-4/320	4	32	40	25	—	5	3,3	0,82	0,88
НА-6,3/320М	6,3	32	40	25	—	5	5,3	0,82	0,88
НА-10/320М	10	32	35	25	—	5	8,3	0,78	0,86
НА-16/320	16	32	35	25	—	5	13,4	0,8	0,86
НА-25/320М	25	32	35	25	—	5	20,8	0,8	0,88
НА-32/320М	32	32	35	25	—	5	28,8	0,8	0,88
НА-40/320	40	32	40	25	—	5	34,5	0,82	0,9
НА-50/320	50	32	40	25	—	5	44	0,82	0,91
210-20	55	16	25	30	53	—	26	0,88	0,91
210-23	107	16	25	23	43	—	39	0,87	0,95
210-32	225	16	25	19	33	—	66	0,87	0,95
11Р-20	251	10	16	25	—	—	—	0,92	0,96
11Р-30	501	10	16	16	—	—	—	0,93	0,97
11Р-50	790	10	16	16	—	—	—	0,93	0,97

Техническая характеристика стальных бесшовных труб

Условный проход, мм	Номинальное давление, МПа											
	до 6,3			до 10			до 20			до 32		
	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм
ГОСТ 8734-75												
6	6	1	8	6	2	10	7	3,5	14	7	3,5	14
8	8	1	10	8	3	14	9	4,5	18	9	4,5	18
10	10	1	12	12	3	18	12	5	22	12	5	22
12	12	1	14	13	3,5	20	15	5	25	15	5	25
16	15,2	1,4	18	15	3,5	22	16	6	28	16	6	28
20	19,2	1,4	22	21	3,5	28	22	6	34	22	6	34
25	24	2	28	26	4	34	28	7	42	26	8	42
ГОСТ 8732-78												
32	33	2,5	38	34	4	42	36	7	50	34	8	50
40	39	3	45	42	4	50	44	8	60	40	10	60
50	50	3,5	57	50	5	60	56	10	76	52	12	76
63	60	4	68	64	6	76	67	11	89	61	14	89
80	79	5	89	86	8	102	86	14	114	78	18	114

Примечание:  $d_{н}$  — наружный диаметр трубопровода;  
 $d_{в}$  — внутренний диаметр трубопровода;  
 $\delta$  — толщина стенки трубопровода.



## Основные размеры медных труб по ГОСТ 617-72

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм*	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм*
6	0,5–2	35	1–5
8	0,5–2	40	1–5
10	0,5–2	45	1–5
12	0,8–2	50	1–5
14	1–3	55	1–5
16	0,8–3,5	60	1–5
18	1–4	70	1–5
20	1–4,5	80	1–8
25	1–7	90	1–8
30	1–5	100	1–10

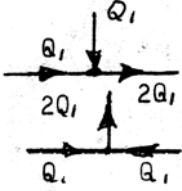
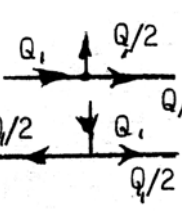
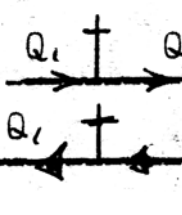
Примечание — \* В указанных пределах брать из ряда, мм:

0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 10.

## Основные размеры резино-металлических рукавов высокого давления (РВД) по ГОСТ 6286-73

Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр с металлической оплеткой, мм		Максимальное давление, МПа					
	Одна (тип I)	Две (тип II)	Группа А		Группа Б		Группа В	
			Тип I	Тип II	Тип I	Тип II	Тип I	Тип II
6	16,5	19	19	28	23	33	27	37
8	18	21	16,5	25	21	32	24	35
10	20,5	23	15	21,5	18	27	22	31
12	22,5	25	13,5	21	16	25	20	30
16	27,5	29	10	16,5	13	20	15	24
20	32	34	9	15	12	18	14	22
25	37	39	8	12,5	10	16	12	20
32	44	46	6,5	10	7,5	13	9	14
38	50	52	4	8	5	9	6	9
40	54,6	59,2	3,5	6	4	6	5	8
50	62	64	3	4	3,5	5	4	6

Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	$\zeta$
Внезапное расширение (вход в гидроаппаратуру, гидробак и т.д.)	0,8–0,9
Внезапное сужение (выход из гидроцилиндра, гидробака и т.д.)	0,5–0,7
Штуцер присоединительный, переходник.	0,1–0,15
Колено (плавный поворот)	0,12–0,15
Угольник (резкий поворот)	2,0–2,5
Тройники прямые:	
слияние потоков	
<div style="text-align: center;">  </div>	0,5–0,6
разделение потоков	
<div style="text-align: center;">  </div>	0,9–1,2
транзитный поток	
<div style="text-align: center;">  </div>	0,1–0,2
Обратный и предохранительный клапан	2,0–3,0
Дроссель	2,0–2,5
Редукционный клапан	3,0–5,0

## Технические данные предохранительных клапанов

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин			Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{max}}$	$Q_{\text{min}}$	$p_{\text{ном}}$	$p_{\text{min}}$
ПГ66-32М	10	32	50	1	32	2,5
МКПВ-10/32	10	80	160	3	32	2,5
КПЕ 15	15	40	—	8	32	5,5
ПГ66-34М	20	125	170	3	32	2,5
КПЕ-20	20	63	—	8	32	5
КРЕ-25	25	100	—	12,5	32	5
ПГ66-35М	32	200	300	5	32	2,5
МКПВ-32/32	32	320	630	10	32	2,5
КПЕ-32	32	160	—	12,5	32	5
КПЕ-40	40	250	—	20	32	5
КПЕ-50	50	400	—	32	32	5

Примечание — Предохранительные клапана КПЕ и ПГ — прямого действия, МКПВ — непрямого действия.

## Технические данные редуционных клапанов

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин		Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{max}}$	$p_1$	$p_2$
Г57-22	10	20	—	20	0,3–1,5
ПГ57-22	10	20	—	32	0,3–1,5
ТУ2-053	10	40	56	32	0,3–1,5
Г57-23	16	40	—	20	0,3–1,5
Г57-24	20	80	—	20	0,3–1,5
ТУ2-054	10	100	140	32	0,3–1,5
Г57-25	32	160	—	20	0,3–1,5
ПГ57-25	32	160	—	20	0,3–1,5
ТУ2-055	32	250	320	32	0,3–1,5

Примечание:  $p_1$  — давление перед клапаном,  $p_2$  — вление после клапана.

## Технические данные обратных клапанов и гидрозамков

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин		Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{мах}}$	$p_{\text{ном}}$	$p_{\text{мах}}$
Г51-31	8	16	25	20	22
КВРНД-10	8	16	20	10	11,5
Г51-32	10	32	50	20	22
1МК0-10/20	10	40	100	20	22
1МК0-10/32	10	40	100	32	35
Г51-33	16	63	100	20	22
КВРНД-18	16	50	63	10	11,5
1МКО-20/20	20	160	250	20	22
Г51-34	20	125	160	20	22
КВРНД-28	25	125	160	10	11,5
Г51-35	32	250	280	20	22
1МКО-32/20	32	400	600	20	22
1МКО-32/32	32	400	600	32	35
КВРНД-42	32	200	250	10	11,5
1КУ-12/320	12	40	–	32	35
1КУ-20/320	20	100	–	32	35
1КУ-32/320	32	250	–	32	35

Примечание. КУ — гидрозамки.

Клапан КВРНД встраивается в трубопровод.

## Технические характеристики гидрораспределителей

Типоразмер	Расход, л/мин.		Давление, МПа			Число ЗОЛОТНИКОВ
	$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{max}}$	$p_{\text{ном}}$	$p_{\text{max}}$	$p_{\text{min}}$	
34-9-3	17	—	5	—	—	1
P-103B	20	80	—	32	—	
50-340615	21	—	8	—	—	1
151-40-053	30	—	7	—	—	1
P50-3/1	50	60	16	20	—	3
KP-34-9-2	60	—	2,5	—	—	1
P75-43-ПГ	75	—	10	14	—	
P80-2/1-22	80	—	14	16	—	3
ЭГР-4	90	—	—	20	—	1
P80-2/3-44	80	—	16	20	—	3
1P-203	120	300	—	32	—	
P160-3/1-222	160	200	16	20	—	3
P160-2/1	160	—	12	14	—	
2P-323	330	500	—	32	—	
P500-3/3-5	500	—	16	20	2	3
P500-51-3	500	—	16	20	—	

## Технические характеристики дросселей и регуляторов потока

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин.			Давление, МПа		
		$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{max}}$	$Q_{\text{min}}$	$p_{\text{ном}}$	$p_{\text{max}}$	$p_{\text{min}}$
ПГ77-12	10	25	30	0,06	20	20	0,5
ПМГ55-12М	10	25	32	0,1	6,3	11	0,05
ПМГ55-12М'	10	25	32	0,1	10	14	0,5
ПМГ55-12М''	10	25	32	0,1	20	24	0,5
ПГ77-14	20	25	80	0,12	20	20	0,5
ДК-12	12	25	40	—	32	35	0,6
КВМК-1061.1	10	32	50	3	32	35	0,05
КВМК-1661.1	16	63	120	5	32	35	0,05
ДК-20	20	63	100	—	32	35	0,6
МПГ-55-14М	20	100	120	0,5	6,3	1	0,05
МПГ-55-14М'	20	100	120	0,5	10	14	0,05
МПГ-55-14М''	20	100	120	0,5	20	24	0,5
МПГ-55-15М	32	200	240	0,15	20	20	0,5
ДК-32	32	160	250	—	32	35	0,7
КВМК-2561.1	25	160	300	15	32	35	0,05
КВМК-3261.1	32	250	400	15	32	35	0,05

## Технические данные фильтров

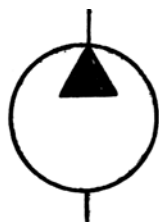
Типоразмер	Ду, мм	Тонкость очистки, мм	Расход, л/мин	Перепад давления, МПа
Всасывающая линия				
СЧ1-2-81	8	80	2	0,007
СЧ1-2-82	10	80	8	0,007
СЧ1-2-83	20	80	32	0,007
СЧ1-2-84	40	80	125	0,007
СЧ1-2-85	80	80	320	0,007
Сливная линия				
ФС-3,2-40	8	40	3,2	0,1
ФС-50-40	20	40	50	0,1
ФС-200-40	32	40	200	0,1
ФС-400-40	63	40	400	0,1
СЧ2-51	10	80	8	0,1
СЧ2-53	20	80	32	0,1
СЧ2-54	25	80	63	0,1
Нагнетательная линия				
1ФМГ-32-М	25	40	50	0,3–0,16
2ФМГ-32-М	50	40	100	0,3–0,16
3ФМГ-32-М	70	40	200	0,3–0,12
4ФМГ-32-М	70	40	400	0,3–0,09
Заливной фильтр				
ФЗ-16-160	20	160	16	—
ФЗ-160-160	65	160	100	—
ФЗ-200-160	65	160	100	—

## Технические данные объемных делителей потока

Типоразмер	Расход, л/мин			Число потоков
	$Q_{\text{ном}}$	$Q_{\text{max}}$	$Q_{\text{min}}$	
МШД12-001	25	38	12	2
МШД12-002	32	49	16	2
МШД12-006	40	60	19	2
МШД12-010	50	75	24	2
МШД12-011	63	98	31	2
МШД12-015	80	120	38	2
МШД13-001	40	57	18	3
МШД13-003	50	75	24	3
МШД13-007	63	86	28	3
МШД13-014	80	127	41	3
МШД13-015	100	139	44	3
МШД13-035	125	180	58	3
МШД14-001	52	76	24	4
МШД14-004	63	105	34	4
МШД14-026	80	131	42	4
МШД14-028	100	154	49	4
МШД14-058	125	210	67	4
МШД14-065	160	218	70	4
МШД24-053	320	468	117	4
МШД24-120	400	605	151	4
МШД15-002	63	105	34	5
МШД15-008	800	135	43	5
МШД15-020	100	158	49	5
МШД15-029	125	171	55	5
МШД15-101	160	222	71	5
МШД15-125	200	288	92	5
МШД25-033	320	511	205	5
МШД25-120	400	701	175	5
МШД25-170	500	758	189	5
МШД16-002	80	132	42	6
МШД16-011	100	161	52	6
МШД16-049	125	201	64	6
МШД16-061	160	233	74	6
МШД16-126	200	319	102	6
МШД26-039	320	502	201	6
МШД26-053	400	588	235	6
МШД26-124	500	754	301	6
МШД26-210	500	907	227	6



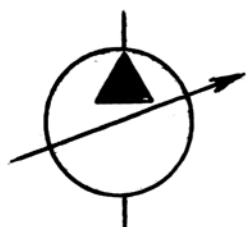
Условные графические изображения



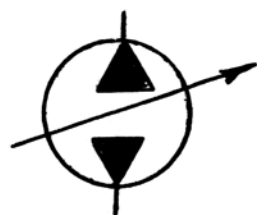
Насос постоянной производительности с постоянным направлением потока



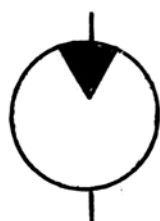
Насос постоянной производительности с реверсивным потоком



Насос с регулируемой производительностью и постоянным направлением потока



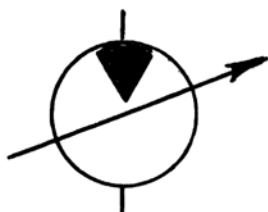
Насос с регулируемой производительностью и реверсивным потоком



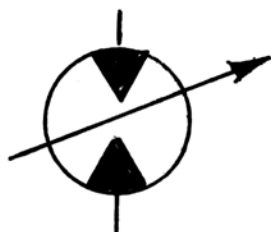
Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока



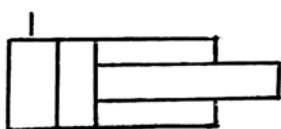
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком



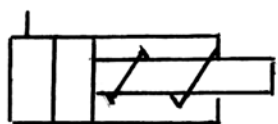
Гидромотор регулируемый с постоянным направлением потока



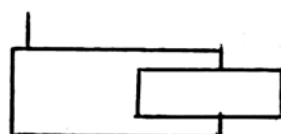
Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком



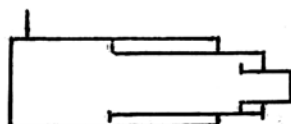
Гидроцилиндр одностороннего действия с любым способом возврата штока



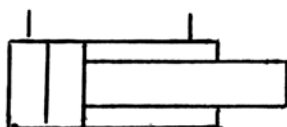
Гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной



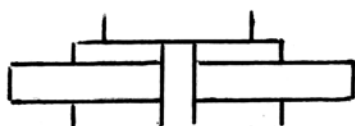
Гидроцилиндр плунжерный



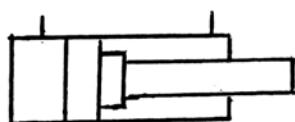
Гидроцилиндр телескопический



Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком



Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком

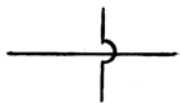


Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и постоянным торможением в конце хода

Продолжения приложения 44



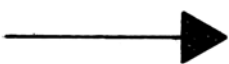
Соединение трубопроводов



Перекрещивание трубопроводов  
(без соединения)



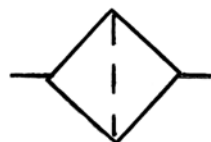
Трубопровод гибкий (РВД)



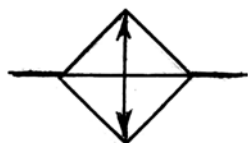
Сливной трубопровод



Бак для рабочей жидкости под атмосферным давлением



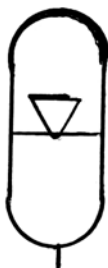
Фильтр для рабочей жидкости



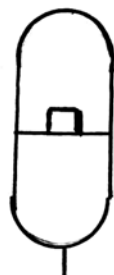
Охладитель рабочей жидкости



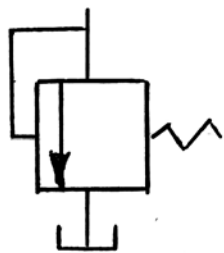
Нагреватель рабочей жидкости



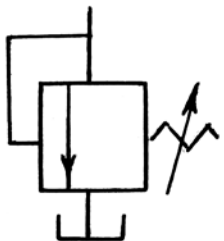
Аккумулятор пневмогидравлический



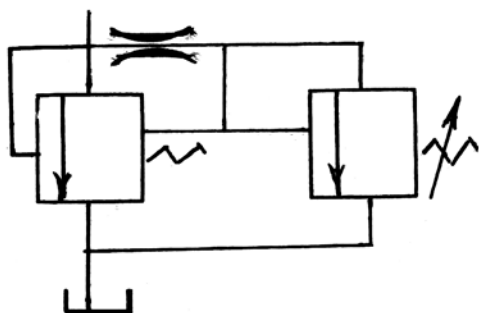
Аккумулятор грузовой



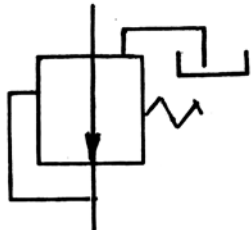
Клапан предохранительный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



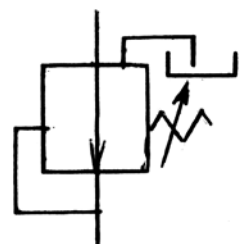
Клапан предохранительный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



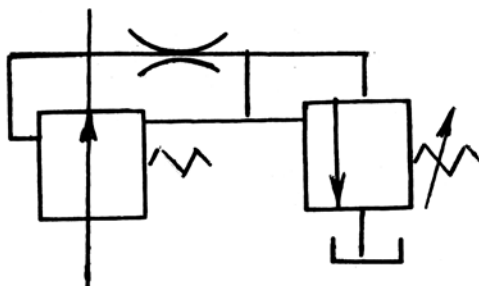
Клапан предохранительный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



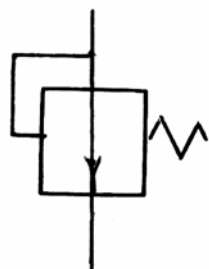
Клапан редукционный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



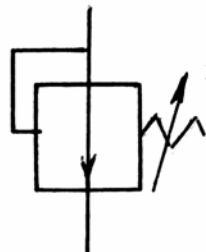
Клапан редукционный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



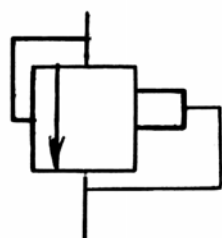
Клапан редукционный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



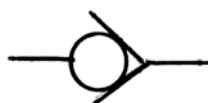
Переливной клапан с нерегулируемой пружиной возврата



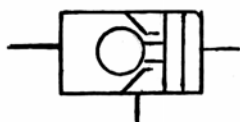
Переливной клапан с регулируемой пружиной возврата



Клапан разности давлений (клапан, поддерживающий постоянное отношение давлений)



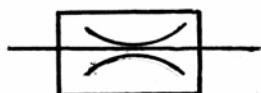
Клапан обратный



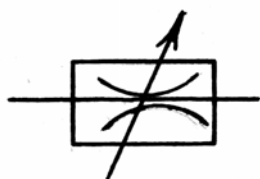
Клапан обратный управляемый односторонний (гидрозамок)



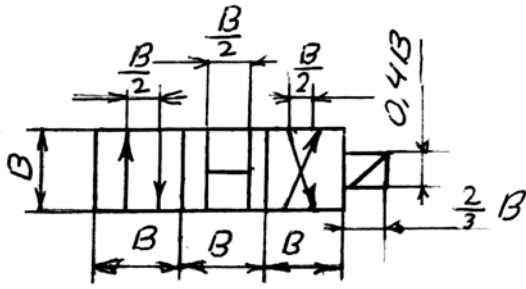
Клапан обратный управляемый двухсторонний (гидрозамок)



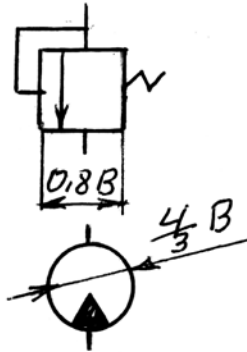
Дроссель нерегулируемый



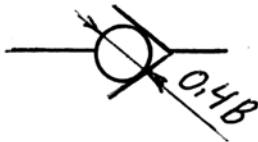
Дроссель регулируемый



Распределитель золотниковый

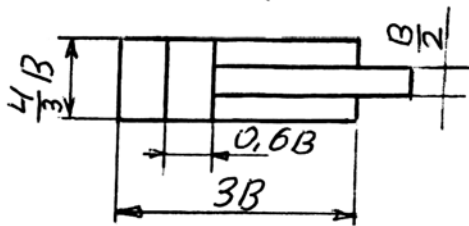


Клапан предохранительный

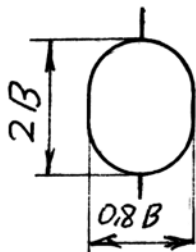


Гидромотор или насос

Клапан обратный



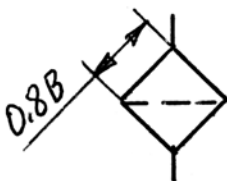
Гидроцилиндр



Аккумулятор



Манометр



Фильтр

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ловкис, З.В. Гидравлика и гидравлические машины / З.В. Ловкис [и др.]. – Москва : Колос, 1995.
2. Башта, Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т.М. Башта [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1982.
3. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация с.-х. процессов / А.П. Исаев. – Москва : Агропромиздат, 1990.
4. Калекин, А.А. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие для студ. вузов по спец. 050502 «Технология и предпринимательство» и 050501 «Проф. обучение (агроинженерия)» / А.А. Калекин. – Москва : Мир, 2005.
5. Карасев, Б.В. Гидравлика, основы с.-х. водоснабжения и канализации / Б.В. Карасев. – Минск : Вышэйшая школа, 1983.
6. Костюченко, Э.В. Водоснабжение и насосы в с.-х. производстве / Э.В. Костюченко, В.И. Лаптев. – Минск : Ураджай, 1984.
7. Кудинов, В.А. Гидравлика : учебное пособие для студ. вузов по напр. в обл. техники и технологии / В.А. Кудинов, Э.М. Каштанов. – Москва : Высшая школа, 2006.
8. Ловкис, З.В. Гидроприводы с.-х. техники: конструкция и расчет / З.В. Ловкис. – Москва : ВО Агропромиздат, 1990.
9. Палишкин, И.А. Гидравлика и с.-х. водоснабжение / И.А. Палишкин. – Москва : Агропромиздат, 1990.
10. Штеренлихт, Д.В. Гидравлика : учебник для студ. вузов, обуч. по напр. в обл. техники и технологии, сельского и рыбного хозяйства / Д.В. Штеренлихт; под ред. Н.М. Щербакова. – 3-е изд., перераб. и доп.. – Москва : Колос, 2006.

## Содержание

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ, МЕТОДАХ РАСЧЕТА И ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ .....	4
1.1 Практическое занятие «Физико-механические свойства жидкостей» .....	4
1.2 Практическое занятие «Измерение гидравлических параметров и их обработка» .....	7
2 ГИДРОСТАТИКА .....	15
2.1 Лабораторное занятие «Измерение давления» .....	15
2.2 Практическое занятие «Эпюры гидростатического давления» .....	27
2.3 Практическое занятие «Сила давления на плоскую поверхность» .....	29
2.4 Практическое занятие «Сила давления на криволинейную поверхность» .....	35
2.5 Практическое занятие «Расчет устройств, основанных на законах гидростатики» .....	38
2.6 Практическое занятие «Относительный покой жидкости» .....	41
3 ГИДРОДИНАМИКА .....	46
3.1 Лабораторное занятие «Измерение расхода жидкости» .....	46
3.2 Лабораторное занятие «Опытная иллюстраций уравнения Бернулли» .....	58
3.3 Лабораторное занятие «Определение коэффициентов, характеризующих гидравлическое трение» .....	65
3.4 Лабораторное занятие «Местные сопротивления» .....	72
3.5 Практическое занятие «Расчет короткого трубопровода» .....	78
3.6 Практическое занятие «Расчет разомкнутой водопроводной сети сельскохозяйственного водоснабжения» .....	86
3.7 Практическое занятие «Гидравлический удар» .....	103
3.8 Лабораторное занятие «Истечение жидкости через отверстия и насадки» .....	106
4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ .....	115
4.1 Лабораторное занятие «Конструкция и параметры динамических насосов» .....	115
4.2 Лабораторное занятие «Испытание центробежного насоса» .....	140
4.3 Практическое занятие «Расчет насосной установки» .....	149
5 СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ .....	160
5.1 Лабораторное занятие «Трубопроводы, трубопроводная арматура, Систем водоснабжения» .....	160
5.2 Лабораторное занятие «Гидравлическое испытание трубопроводов» .....	176
5.3 Практическое занятие «Расчет сельскохозяйственного водоснабжения» .....	182
6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН .....	205
6.1 Практическое занятие «Расчет объемного гидропривода» .....	205
7 ГИДРОТРАНСПОРТ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ .....	231
7.1 Практическое занятие «Расчет гидротранспортной установки» .....	231
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	253
ЛИТЕРАТУРА .....	291



Учебное издание

## **ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ**

*Практикум*

Составители:

**Лахмаков** Владимир Степанович,  
**Лаптев** Владимир Ильич,  
**Плискевич** Евгений Владимирович

Ответственный за выпуск *В.С. Лахмаков*  
Редактор *М.А. Макрецкая*  
Верстка *М.А. Макрецкая*

Подписано в печать 15.01.2008 г. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>  
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 15,08.  
Уч.-изд. л. 14,3. Тираж 450 экз. Заказ 40.

Издатель и полиграфическое исполнение  
Белорусский государственный аграрный технический университет  
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006. ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006.  
220023, г. Минск, пр. Независимости, 99, к. 2