

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Л. И. Мельникова, Д. А. Дрозд

ГИДРАВЛИКА

ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области сельского хозяйства
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений, обеспечивающих получение
высшего образования I ступени по специальности
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных
и водохозяйственных работ*

Горки
БГСХА
2020

УДК 532.5(075.8)

ББК 30.123я73

М34

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства
27.01.2020 (протокол № 5)
и Научно-методическим советом БГСХА
26.02.2020 (протокол № 6)*

Авторы:

старший преподаватель *Л. И. Мельникова*;
ассистент *Д. А. Дрозд*

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор *И. В. Качанов*;
кандидат технических наук, доцент *А. С. Анженков*

Мельникова, Л. И.

М34

Гидравлика. Практикум : учебно-методическое пособие /
Л. И. Мельникова, Д. А. Дрозд. – Горки : БГСХА, 2020. – 151 с.
ISBN 978-985-7231-62-1.

Приведены задания, описание конструкций лабораторных установок, средств измерений, последовательность проведения опытов и обработки результатов, контрольные вопросы.

Для студентов учреждений, обеспечивающих получение высшего образования I ступени по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

УДК 532.5(075.8)

ББК 30.123я73

ISBN 978-985-7231-62-1

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2020

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторный практикум по гидравлике содержит пояснения по теории изучаемых вопросов, формулировку задач лабораторных исследований, описание опытных установок и применяемых средств измерений, последовательность проведения опытов и вычислений, контрольные вопросы.

Практикум предназначен для студентов инженерных специальностей сельскохозяйственных вузов как пособие при выполнении лабораторных работ по курсу «Гидравлика». Каждая лабораторная работа выполняется независимо от других работ, т. е. можно выполнять их избирательно, в соответствии с учебной программой для данной специальности в зависимости от объема курса гидравлики, читаемого на факультете, а также от возможностей гидравлической лаборатории.

Описание каждой лабораторной работы состоит из четырех основных частей:

- 1) общие сведения по теме, которой посвящена работа;
- 2) цель и задачи лабораторной работы;
- 3) описание опытной установки и порядок выполнения работы;
- 4) заполнение журнала измерений и обработка опытных данных с последующими выводами к лабораторной работе.

Методика и порядок проведения лабораторных работ описаны с расчетом на выполнение студентами полного объема работы самостоятельно. Обеспечению самостоятельности при проведении лабораторной работы и хорошему усвоению материала способствует условие, при котором состав группы, проводящей работу на экспериментальной установке, не превышает 10–12 студентов.

При составлении практикума предусматривалась простота изложения материала, чтобы он мог служить пособием также для студентов-заочников, самостоятельно изучающих курс гидравлики.

В практикуме набор лабораторных работ и описание лабораторных установок приводятся согласно имеющемуся оборудованию в лаборатории общей гидравлики УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».

ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Порядок выполнения и оформления работ

При проведении лабораторных работ студент должен иметь журнал, который может быть составлен по образцам, приведенным в практикуме.

Перед началом конкретной лабораторной работы необходимо уяснить ее содержание и последовательность наблюдений и измерений. Общие сведения по теме, приведенные в начале каждой работы, изъяснены кратко, конспективно, с расчетом на то, что поставленная в лабораторной работе тема теоретически рассмотрена и студентом усвоена. Если теоретический материал темы не усвоен, то рекомендуется перед началом лабораторной работы ознакомиться с ним подробнее по соответствующему разделу курса гидравлики.

В журнале, прежде всего, вычерчивается схема экспериментальной установки с ее основными деталями и размерами. Выписываются основные формулы и зависимости, необходимые для вычислений определяемых в работе величин.

При вычислениях надо внимательно следить за правильной размерностью величин, подставляемых в формулы. Следует заметить, что ошибки студентов при обработке опытных материалов чаще всего происходят из-за несоответствия размерности величины в уравнениях. В расчетах необходимо использовать размерность величин в международной системе единиц измерений (СИ).

Если определяемая опытным путем величина может быть вычислена по теоретической или эмпирической формуле, то полученный опытный результат надо сравнить с вычисленным по формуле (со ссылкой на автора формулы).

Все наблюдения, измерения и вычисления во время опыта проводятся студентами самостоятельно. Преподаватель контролирует проведение опыта, обработку материала наблюдений и измерений и принимает выполненную работу. При сдаче работы студент должен дать качественную оценку результатов лабораторной работы.

Точность измерений

При проведении опытов следует твердо знать, с какой погрешностью можно измерить величины, определяющие искомую характеристику, и какова будет их точность.

Известно, что при выполнении измерений могут допускаться ошибки трех видов:

1) грубые ошибки как следствие описки, просчета, неправильного использования измерительного прибора, несоответствия размерностей величин при вычислениях и т. п.;

2) систематические погрешности вследствие неточности постоянных прибора (смещение места нуля, наличие воздуха в подводящих трубках пьезометров и т. п.);

3) случайные погрешности, вызванные неточностью отсчетов в ту или другую сторону, неизбежно допускаемые наблюдателем. Ошибки первых двух видов могут быть сведены к минимуму при соответствующем внимании исполнителя, контроле записей и выверке инструментов. Снижение величин ошибок третьего вида достигается повторностью измерений.

Пусть, например, при измерении уровня воды по пьезометру сделано n отсчетов: $H_1, H_2, \dots H_n$. Тогда среднеарифметический результат $H = \sum H_i / n$, ошибка каждого измерения $\Delta H_i = H_1 - H$, средняя ошибка $\Delta H = \sum H_i / n$, а относительная погрешность измерений $\Delta H / H$.

В учебной лабораторной работе обычно из-за дефицита времени приходится ограничиваться двух- или трехкратной повторностью опыта, что соответствующим образом сказывается на точности измерения величины.

Если искомая характеристика зависит от нескольких измеряемых величин, то по теории ошибок относительная погрешность ее определяется как сумма относительных погрешностей этих величин. Рассмотрим это на примере определения коэффициента расхода μ при истечении жидкости через круглое отверстие в стенке или насадок. Как известно, в этих случаях

$$\mu = \frac{Q}{\omega \sqrt{2gH_0}},$$

где Q – расход;

$\omega = \pi d^2 / 4$ – площадь живого сечения, имеющего диаметр d ;

H_0 – расчетный напор;

g – ускорение свободного падения.

Поэтому относительная погрешность вычисления коэффициента расхода μ будет равна сумме относительных погрешностей измерения расхода, диаметра выходного сечения, расчетного напора:

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{2\Delta d}{d} + \frac{1}{2} \frac{\Delta H_0}{H_0}.$$

Цифры 2 и 1/2 учитывают степень соответствующей величины в формуле коэффициента расхода.

Если определяемая опытным путем величина может быть вычислена по теоретической или эмпирической формуле, то полученный опытный результат ($A_{\text{оп}}$) нужно сравнить с вычисленным по формуле ($A_{\text{т}}$), определив относительную разность (%):

$$\Delta A = (A_{\text{т}} / A_{\text{оп}} - 1) \cdot 100.$$

Лабораторная работа 1. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Давлением называют физическую величину, характеризующую напряжение в жидкости, т. е. равную силе, приходящейся на единицу площади. В энергетическом смысле давление представляет собой энергию, содержащуюся в единице объема жидкости. За единицу давления в системе СИ принят паскаль ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$).

Ньютон (Н) – сила, сообщаящая телу массой 1 кг ускорение 1 м/с^2 в направлении действия силы.

Различают давление атмосферное, избыточное, абсолютное, вакуумметрическое.

Атмосферное давление – это давление столба воздуха на уровне моря. Для измерения его применяются приборы, называемые барометрами.

Так как приборы для измерения давлений чаще всего используются в атмосферных условиях, то за точку отсчета удобно принимать атмосферное давление. Давление, отсчитываемое от атмосферного в положительную сторону (выше атмосферного), называется избыточным или манометрическим ($p_{\text{и}}$, $p_{\text{ман}}$). Для измерения избыточного давления применяются приборы, называемые манометрами.

Сумму атмосферного и избыточного давлений называют абсолютным или полным давлением ($p_{\text{полн}}$). Если абсолютное давление меньше атмосферного, то их разность называют вакуумметрическим давлением ($p_{\text{вак}}$). Приборы для измерения вакуумметрического давления называются вакуумметрами.

Давление в любой точке покоящейся однородной жидкости можно вычислить по основному уравнению гидростатики:

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (1.1)$$

где p_0 – давление на свободной поверхности жидкости, так называемое внешнее давление;

ρgh – давление столба жидкости, так называемое весовое, или гидростатическое, давление;

ρ – плотность жидкости;

h – глубина погружения точки под уровень жидкости.

Если в уравнении (1.1) $p_0 = p_{\text{ат}}$, а $p > p_{\text{ат}}$, то избыточное давление $p_{\text{и}} = p - p_{\text{ат}} = \rho gh$. В случае когда $p_0 = p_{\text{ат}}$, то вакуумметрическое давление $p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p = \rho gh$. Поэтому небольшие величины как избыточного, так и вакуумметрического давления можно измерить по высоте h столба жидкости в стеклянной трубке, один конец которой присоединяется к месту, где определяется давление, а второй сообщается с атмосферой (рис. 1.1, а, б, в). Простейший жидкостный манометр, изображенный на рис. 1.1, а, называется пьезометром. При значительных величинах избыточного или вакуумметрического давлений применяются U-образные стеклянные трубки, заполненные ртутью (рис. 1.1, б, в). Избыточное давление в точке А (рис. 1.1, б) согласно основному уравнению гидростатики вычисляется по формуле

$$p_A = g(\rho_{\text{рт}} h - \rho h_1), \quad (1.2)$$

где $\rho_{\text{рт}}$, ρ – соответственно плотности ртути и жидкости, давление в которой измеряется.

Вакуумметрическое давление в газовой среде (рис. 1.1, в)

$$p_{\text{вак}} = \rho_{\text{рт}} gh. \quad (1.3)$$

Так как плотность газа составляет весьма мизерную долю от плотности ртути, то влиянием высоты его столба в соединительном трубопроводе пренебрегают.

Однотрубные (чашечные) манометры (рис. 1.1, з) аналогичны U-образным, но одна часть трубки у них заменена сосудом значительно большего диаметра (чашкой), что позволяет сглаживать колебания уровня и делает более удобным измерение (от нуля, расположенного на уровне свободной поверхности). При небольших давлениях для повышения точности отсчета применяются чашечные манометры с наклонной трубкой (микроманометры), что увеличивает длину шкалы. В этом случае измеряемое избыточное давление

$$p = \rho g l \sin \alpha. \quad (1.4)$$

Разность давлений (рис. 1.1, ∂)

$$\Delta p = p_2 - p_1 = (\rho_{\text{PT}} - \rho)gh.$$

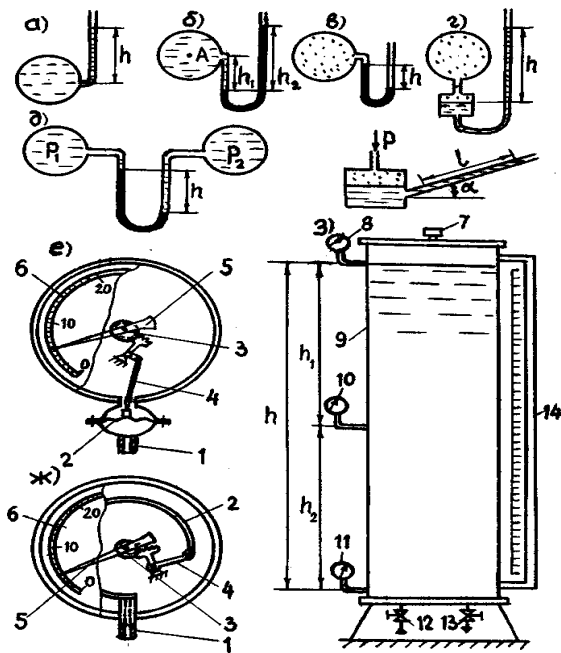


Рис. 1.1. Схема опытной установки

На рис. 1.1, *ж* представлена схема манометра с трубчатой одновитковой пружиной. Трубчатая пружина имеет в сечении овальную форму, изготавливается из латуни или стали. Один конец витка ее закреплен в штуцере 1, соединенном с измеряемой средой. Второй, запаянный конец пружины, через тягу 4 и зубчатую передачу 3 соединен со стрел-

кой 5. При повышении давления в полости пружины она разгибается и поворачивает стрелку относительно шкалы 6. В приборах, самопишущих или с дистанционной передачей показаний, применяются многовитковые трубчатые пружины.

Манометр, схема которого представлена на рис. 1.1, *е*, отличается тем, что основной рабочий элемент его – пружина 2 – имеет пластинчатую форму. Пружина зажата между двумя половинами корпуса. Нижняя полость соединяется через штуцер 1 с измеряемой средой, верхняя – сообщается с атмосферой. При повышении давления в нижней полости пружина прогибается и через шток 4, зубчатую передачу 3 воздействует на стрелку 5, которая поворачивается по шкале 6.

Механические пружинные вакуумметры работают по тому же принципу, что и пружинные манометры. Различие лишь в том, что трубчатая или пластинчатая пружина под действием вакуума перемещается в противоположную сторону. Выпускаются также комбинированные приборы – мановакуумметры, позволяющие измерять как избыточное, так и вакуумметрическое давления. В них нуль расположен в середине шкалы. При избыточном давлении стрелка перемещается в сторону положительных, а при вакуумметрическом давлении – в сторону отрицательных значений.

Выпускаются также пружинные дифференциальные манометры. Принцип действия такого прибора можно пояснить, используя рис. 1.1, *е*. Если нижнюю камеру (под пружиной) соединить трубкой с одной точкой измеряемой среды, а верхнюю (над пружиной) – с другой точкой, то прогиб пружины будет соответствовать разности давлений в измеряемых точках, что и определится по положению стрелки 5 на шкале 6. Чтобы стрелка перемещалась по шкале в нужном направлении, штуцер с большим давлением помечается знаком «+», а с меньшим – знаком «–».

Для измерения небольших величин давления и разрежения выпускаются также механические сильфонные манометры и вакуумметры. Чувствительным элементом у них является сильфон, представляющий собой гофрированную тонкостенную трубку из высокопрочного сплава, которая помещена в корпус. При изменении давления меняется длина сильфона. Перемещение свободного конца сильфона посредством тяги передается стрелке прибора.

Для измерения давлений в различных пределах выпускаются также электрические манометры, принцип действия которых основан на ис-

пользовании различного рода электрических явлений: на способности пьезоэлектрических материалов создавать электродвижущую силу, тензорезисторов менять электрическое сопротивление под нагрузкой и др.

Такие приборы обычно имеют более сложную конструкцию.

Задачи исследования:

- 1) изучить конструкции приборов для измерения избыточного и вакуумметрического давлений;
- 2) создавая в лабораторной установке различные давления, измерить их применяемыми приборами;
- 3) используя основное уравнение гидростатики, вычислить давления в местах подключения приборов, сопоставить их с опытными величинами.

Лабораторная установка. Сосуд, представляющий собой вертикальную трубку 9 (рис. 1.1, з), закрытую с обоих торцов крышками, заполняется водой через вентиль 12 из напорного бака лаборатории или насосной станции, что позволяет создавать в нем избыточные давления различной величины. При выпуске части воды через вентиль 13 вверху сосуда образуется вакуум. Для измерения избыточных давлений в нижней и средней частях сосуда присоединены манометры 11 и 10, а в верхней – мановакуумметр 8. Уровень воды в сосуде определяется по пьезометру 14. Открыв пробку 7 в верхней крышке, можно создать атмосферное давление на свободной поверхности воды.

Проведение опытов. Всего проводятся три опыта, различающихся между собой величинами давлений в сосуде, в приведенном ниже порядке.

1. При открытых вентиле 12 и пробке 7, закрытом вентиле 13 сосуд 9 заполняется водой полностью, затем пробка 7 закрывается, создается избыточное давление в точке присоединения мановакуумметра 8. Измеряются давления манометрами 10, 11 и мановакуумметром 8.
2. Открывается вентиль 13 и выпускается часть воды из сосуда 9, чтобы прибор 8 показывал вакуумметрическое давление и $h > h_2$, вентили 13 и 12 закрываются, проводится измерение давлений приборами 8, 10, 11, измеряется показание h пьезометра 14.
3. Открывается пробка 7 для сообщения верхней части сосуда с атмосферой; регистрируются показания всех приборов.

Результаты опытов и их обработки записываются в табл. 1.1 журнала лабораторных работ.

Таблица 1.1. Результаты измерения и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Пьезометрический напор	мм			
2. Показания давления мановакуумметра p_m	Па			
3. Показания давления первого манометра $p_{m1}^{\text{оп}}$	Па			
4. Вычисленное давление в точке подсоединения первого манометра $p_{m1}^{\text{в}}$	Па			
5. Относительная разность Δp_1	%			
6. Показания давления второго манометра $p_{m2}^{\text{оп}}$	Па			
7. Вычисленное давление в точке подсоединения второго манометра $p_{m2}^{\text{в}}$	Па			
8. Относительная разность Δp_2	%			

Постоянные величины: $h_1 = \dots$ см; $h_2 = \dots$ см; $p_{\text{ат}} = \dots$ кПа.

Обработка результатов. По полученным результатам измерений выполняются следующие вычисления:

1) при отсутствии в сосуде свободной поверхности жидкости (в первом опыте) избыточные давления на уровнях 1–1 и 2–2 определяются по следующим формулам:

$$p_{m1} = p_{\text{мв}} + \rho g h_1, \quad (1.6)$$

$$p_{m2} = p_{m1} + \rho g h_2 = p_{\text{мв}} + \rho g (h_1 + h_2); \quad (1.7)$$

2) при наличии в сосуде свободной поверхности жидкости (во втором и третьем опытах) избыточные давления определяются по зависимостям

$$p_{m1} = p_{\text{мв}} + \rho g (h + h_2), \quad (1.8)$$

$$p_{m2} = p_{m1} + \rho g h_2 = p_{\text{мв}} + \rho g h; \quad (1.9)$$

3) определяются абсолютные (полные) давления жидкости в плоскостях 1–1 и 2–2

$$p_{n,i} = p_{m,i} + p_{\text{ат}}; \quad (1.10)$$

4) по каждому опыту определяется относительное отклонение (в %) расчетного значения давления от опытного:

$$\Delta p = \left(\frac{p_r}{p_{\text{оп}}} - 1 \right) 100. \quad (1.11)$$

Контрольные вопросы

1. Что называется абсолютным (полным), избыточным, вакуумметрическим давлением?
2. Объясните устройство и принцип действия приборов для измерения и разности давлений.
3. Как вычислить давление в точке покоящейся жидкости, используя основное уравнение гидростатики?

Лабораторная работа 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОКОЯ ЖИДКОСТИ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ СОСУДЕ

В лабораторной работе изучается частный случай относительного покоя жидкости. Цилиндрический сосуд заполнен жидкостью и вращается с постоянной угловой скоростью. На единицу массы жидкости действуют центробежная сила инерции и сила тяжести. Проекции этих сил на соответствующие координатные оси равны:

$$F_x = \omega_0^2 x; \quad F_y = \omega_0^2 y; \quad F_z = -g, \quad (2.1)$$

где x, y, z – координаты точки жидкости.

Подставив значение проекций единичной массовой силы в дифференциальное уравнение поверхности равного давления

$$F_x dx + F_y dy + F_z dz = 0, \quad (2.2)$$

получим

$$\omega_0^2 x dx + \omega_0^2 y dy - g dz = 0 \quad (2.3)$$

и в результате интегрирования

$$Z_{\text{св}} - Z_0 = Z' = \frac{\omega_0^2 r^2}{2g}, \quad (2.4)$$

где Z' – высота параболоида вращения;

$Z_{\text{св}}$ – координата свободной поверхности жидкости в произвольной точке;

Z_0 – то же для точки с координатами $x = 0, y = 0$;

ω_0 – угловая скорость вращения цилиндра;

$r = \sqrt{x^2 + y^2}$ – расстояние произвольной точки свободной поверхности жидкости от оси вращения.

Уравнение (2.4) показывает, что в рассматриваемом случае поверхность равного давления представляет собой параболоид вращения. При известном радиусе цилиндра r_0 и его угловой скорости вращения ω_0 оно позволяет построить кривую свободной поверхности.

Из равенства объема жидкости до вращения и при вращении цилиндра (рис. 2.1) можем записать, что

$$W_{DEMN} = W_{ACMN} - W_{ABC}, \quad (2.5)$$

где $W_{DEMN} = \pi r_0^2 H$ – объем жидкости в цилиндре до вращения;

H – начальный уровень жидкости в цилиндре;

$W_{ACMN} = \pi r_0^2 h_{\text{ст}}$ – объем при наибольшей высоте подъема свободной поверхности жидкости у стенки цилиндра;

$h_{\text{ст}}$ – максимальная высота подъема жидкости у стенки цилиндра.

Так как объем параболоида вращения

$$W_{ABC} = \frac{1}{2} \pi r_0^2 h', \quad (2.6)$$

тогда максимальная высота параболоида вращения будет равна:

$$h' = 2(h_{\text{ст}} - H) = 2h_{\text{пов}} \quad (2.7)$$

или

$$h' = 2(H - Z_0) = 2h_{\text{пон}}, \quad (2.8)$$

где $h_{\text{пов}}$, $h_{\text{пон}}$ – высоты наибольшего повышения и понижения свободной поверхности у боковой стенки и на оси вращения по сравнению с первоначальным уровнем жидкости в цилиндре.

Эти уравнения находят применение при решении практических задач.

Задачи исследования:

- 1) определить высоту параболоида вращения опытным путем;
- 2) вычислить высоту параболоида вращения по формуле (2.4) для условий опытов;
- 3) сопоставить опытную высоту параболоида вращения с вычисленной по формуле.

Лабораторная установка. Лабораторная работа проводится на специальной установке (рис. 2.1), состоящей из цилиндра 1 с прозрачными стенками, вращающегося с угловой скоростью ω_0 .

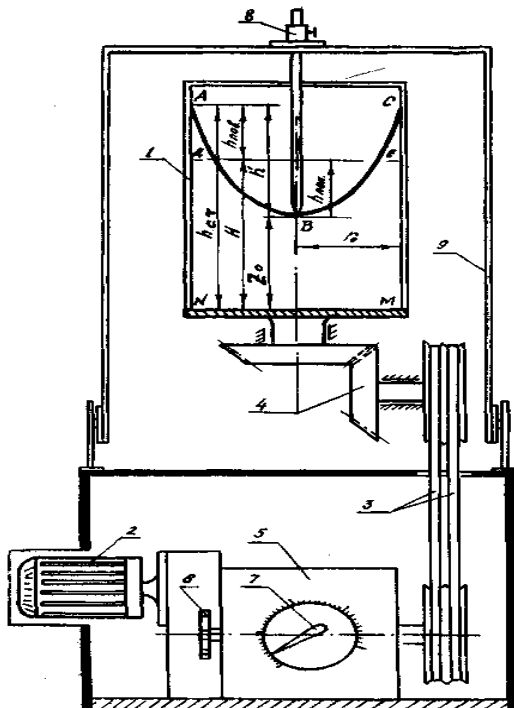


Рис. 2.1. Схема опытной установки

Вращение цилиндра 1 осуществляется от электродвигателя 2 через клиноременную передачу 3 и конические шестерни 4. Регулировка частоты вращения осуществляется редуктором 5 (рукоятка 6). На редукторе 5 имеется указатель 7 со шкалой частоты вращения цилиндра. Отметки свободной поверхности жидкости в цилиндре измеряются шпигмасштабом 8, закрепленным на защитном кожухе 9.

Проведение опытов.

1. Замеряется радиус цилиндра r_0 и отметка уровня жидкости при глубине H в нем до начала вращения.

2. Производится запуск установки и редуктором устанавливается необходимая частота вращения цилиндра.

3. При установившемся относительном покое замеряются отметки свободной поверхности жидкости на оси вращения и у стенки цилиндра.

Опыты проводятся при трех различных значениях частоты вращения цилиндра. Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 2.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 2.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Частота вращения цилиндра n	с^{-1}			
2. Угловая скорость ω_0	рад/с			
3. Отметка свободной поверхности жидкости на оси вращения Z_0	см			
4. Отметка свободной поверхности жидкости у стенки цилиндра $h_{\text{ст}}$	см			
5. Высота параболоида вращения: опытная $h'_{\text{оп}}$ вычисленная h'_r	см			
	см			
6. Относительная разность $\Delta h'$	%			

Постоянные величины: радиус цилиндра $r_0 = \dots$ см; отметка уровня жидкости до начала опыта $H = \dots$ см.

Обработка результатов.

1. Определяется высота параболоида вращения по данным опыта:

$$h'_{\text{оп}} = h_{\text{ст}} - Z_0.$$

2. Определяется угловая скорость вращения цилиндра $\omega_0 = 2\pi n$.

3. Определяется высота параболоида вращения по формуле (2.4).

4. Находится разница в процентах между вычисленной и опытной высотами параболоида вращения.

Техника безопасности при работе на установке

1. Не допускается частота вращения цилиндра более 5 с^{-1} (300 об/мин).

2. Опыты проводятся при опущенном защитном кожухе.

3. Регулировка частоты вращения цилиндра производится только после включения установки.

4. Запрещается касаться электропроводки и корпуса электродвигателя.

Контрольные вопросы

1. Что называется относительным покоем жидкости?
2. Как рассчитываются координаты свободной поверхности жидкости при вращении цилиндра?
3. Как определяется давление при относительном покое жидкости на дно и боковые стенки цилиндра?
4. Зависит ли высота параболоида вращения от плотности жидкости?

Лабораторная работа 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Сила гидростатического давления жидкости на ограниченную плоскую поверхность для условий (рис. 3.1), когда внешнее давление равно атмосферному, определяется по формуле

$$F_p = \rho g h_{\text{ц.т.}} \omega, \quad (3.1)$$

где $h_{\text{ц.т.}}$ – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой поверхности;

ω – площадь этой поверхности.

Так как плоская поверхность правильной формы имеет ось симметрии, то точка приложения силы, т. е. центр давления, будет находиться на ней и определяться одной ординатой относительно линии уреза жидкости (ось OX):

$$l_d = l_{\text{ц.т.}} + \frac{I_0}{l_{\text{ц.т.}} \omega}, \quad (3.2)$$

где $l_{\text{ц.т.}}$ – ордината центра тяжести площади ω (при вертикальном расположении этой площади она равна $h_{\text{ц.т.}}$);

I_0 – момент инерции площади ω относительно оси, проходящий через центр тяжести ее параллельно оси OX .

Как видно из формулы (3.2), центр давления расположен ниже центра тяжести площади ω на величину эксцентриситета:

$$e = \frac{I_0}{l_{цт} \omega} . \quad (3.3)$$

Задачи исследования:

- 1) определить силу гидростатического давления на плоскую поверхность опытным путем;
- 2) вычислить эту силу для условий опытов по формуле (3.1);
- 3) сопоставить полученные результаты.

Лабораторная установка. Рассматриваемой плоской поверхностью является круглый клапан 2 (рис. 3.1), закрывающий отверстие в стенке резервуара 1, наполненного водой. Клапан посредством рычага 4 шарнирно прикреплен к стенке резервуара и может поворачиваться относительно оси K под действием грузов 8, подвешенных на тросе, который уложен на блоки 3 и присоединен к рычагу 4. Задвижки 6 и 7 предназначены соответственно для наполнения резервуара водой и сброса ее. Глубина погружения центра тяжести клапана измеряется пьезометром 5.

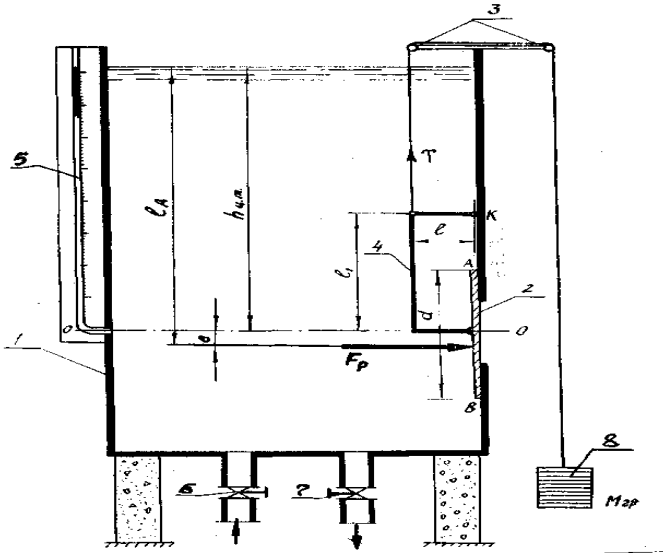


Рис. 3.1. Схема опытной установки

Проведение опытов.

1. Замеряются диаметр d клапана 2, плечи ℓ и ℓ_1 рычага 4.
2. Подбирается масса груза (противовеса) $m_{\text{пр}}$, достаточная для преодоления сил трения и веса клапанного устройства при его открытии при незаполненном резервуаре водой.
3. Резервуар заполняется водой.
4. На подвеску устанавливаются грузы массой $m_{\text{гр}}$.
5. Открывается задвижка 7, уровень воды в резервуаре понижается. В момент открытия клапана, определяемый визуально по вылету струи из отверстия и падению грузов, фиксируется показание пьезометра 5, т. е. величина $h_{\text{ц.т}}$.

Опыты проводятся для трех различных значений массы грузов. Результаты измерений записываются в табл. 3.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 3.1. Результаты измерения и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Глубина погружения центра тяжести клапана $h_{\text{ц.т}}$	см			
2. Масса груза $m_{\text{гр}}$	кг			
3. Подъемное усилие T	Н			
4. Величина эксцентриситета e	см			
5. Сила гидростатического давления: опытная $F_{\text{оп}}$ вычисленная $F_{\text{р}}$	Н			
	Н			
6. Относительная разность ΔF	%			

Постоянные величины: диаметр клапана $d = \dots$ см; площадь клапана $\omega = \dots$ см²; плечо $\ell = \dots$ см; $\ell_1 = \dots$ см; масса противовеса $m_{\text{пр}} = \dots$ кг.

Обработка результатов.

1. Определяется подъемное усилие открытия клапана:

$$T = (m_{\text{гр}} - m_{\text{пр}})g. \quad (3.4)$$

2. По формуле (3.3) вычисляется величина эксцентриситета, соответствующая полученному значению $h_{\text{ц.т}}$, при котором открылся клапан:

$$e = \frac{I_0}{l_{\text{ц.т}}\omega} = \frac{d^2}{16h_{\text{ц.т}}}. \quad (3.5)$$

3. Из уравнения моментов сил относительно оси K определяется опытное значение силы гидростатического давления на клапан:

$$F_{\text{оп}} = T \frac{\ell}{\ell_1 + e}. \quad (3.6)$$

4. По формуле (3.1) вычисляется расчетная величина силы гидростатического давления, соответствующая полученному в опыте значению $h_{\text{ц.т.}}$.

5. Относительное отклонение (в %) расчетного значения силы гидростатического давления от опытного определяется по формуле

$$F_{\text{оп}} = \left(\frac{F_p}{F_{\text{оп}}} - 1 \right) 100. \quad (3.7)$$

Все результаты вычислений также заносятся в табл. 3.1.

Контрольные вопросы

1. Как определяется сила гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность расчетным и опытным путем?
2. Почему сила гидростатического давления определяется в момент открытия клапана?
3. Какой вид имеет эпюра гидростатического давления на плоскую поверхность?
4. Как найти центр давления?

Лабораторная работа 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВАНИЯ ТЕЛ В ЖИДКОСТИ

В лабораторной работе будет изучаться только надводное плавание тел в жидкости – плавучесть и остойчивость.

Плавучестью тела называется способность тела плавать в полупогруженном состоянии. Условие плавания тела выражается равенством

$$F_A = gM = G, \quad (4.1)$$

где M – масса тела;

F_A – результирующая сила давления жидкости на погруженное в нее тело – архимедова сила, которая направлена вверх и проходит через центр тяжести водоизмещения.

Архимедова сила F_A находится по формуле

$$F_A = \rho g W, \quad (4.2)$$

где ρ – плотность жидкости, в которую погружено тело;

W – объем жидкости, вытесненный телом, или водоизмещение.

Остойчивостью называется способность плавающего тела при отклонении в заданных пределах от положения равновесия возвращаться в это положение после прекращения действия отклоняющих сил. В изучаемом курсе гидравлики рассматривается остойчивость при надводном плавании тел, при малых углах крена ($\alpha < 15^\circ$). В этом случае считается, что центр водоизмещения D перемещается по некоторой дуге, проведенной из точки пересечения линии действия силы F_A с осью плавания 0–0. Эта точка называется метacentром (рис. 4.1, точка M).

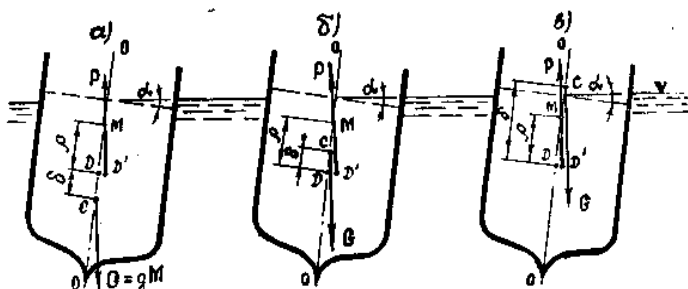


Рис. 4.1. Схема к расчету остойчивости плавающего тела

Остойчивость плавающего тела зависит от положения центров тяжести C и водоизмещения D , а также метacentра M . Рассмотрим различное расположение этих центров:

а) центр тяжести C плавающего тела расположен ниже центра водоизмещения D . Тогда восстанавливающий момент равен (рис. 4.1, а):

$$M_B = F_A \rho_0 \sin \alpha + G \delta \sin \alpha, \quad (4.3)$$

где ρ_0 – метacentрический радиус, т. е. расстояние между центром водоизмещения D и метacentром M ;

δ – расстояние между центрами тяжести C и водоизмещения D .

Метacentрический радиус находится по формуле

$$\rho_0 = \frac{I_0}{W}, \quad (4.4)$$

где I_0 – момент инерции плоскости плавания относительно продольной оси (рис. 4.2).

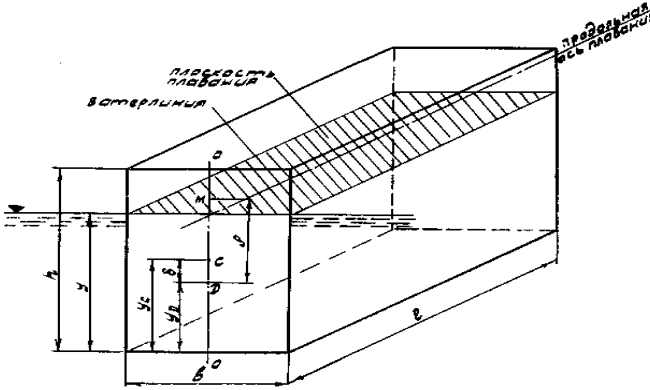


Рис. 4.2. Схема к расчету плавучести тела

Из уравнения (4.3) следует, что в этом случае плавающее тело всегда устойчиво, так как силы F_A и G стремятся восстановить плавающее тело в первоначальное положение;

б) центр тяжести C плавающего тела расположен выше центра водоизмещения D . Тогда восстанавливающий момент равен (рис. 4.1, б):

$$M_v = F_A \rho_0 \sin \alpha - G \delta \sin \alpha. \quad (4.5)$$

Плавающее тело будет устойчивым, если восстанавливающий момент будет положительным. Так как $F_A = G$, то из уравнения (4.5) следует, что тело будет устойчивым при условии

$$\rho_0 - \delta > 0 \text{ или } \rho_0 > \delta; \quad (4.6)$$

в) если центр тяжести C плавающего тела расположен выше метacentра M , то тело неустойчиво; возникающая пара сил G и F_A стремится увеличить крен (рис. 4.1, в), т. е.

$$\rho_0 - \delta < 0 \text{ или } \rho_0 < \delta. \quad (4.7)$$

Задачи исследования:

- 1) определить плавучесть и остойчивость тела в жидкости опытным путем;
- 2) вычислить плавучесть и остойчивость тела в жидкости для условий опытов;
- 3) сопоставить опытные и вычислительные величины по плавучести и остойчивости тела.

Оборудование для проведения опытов. Для проведения опытов имеется резервуар с жидкостью, набор образцов плавающих тел простой геометрической формы (параллелепипед, призма, цилиндр), выполненных из материалов различной плотности, весы для определения массы образцов.

Проведение опытов. В работе предусматривается три опыта, которые отличаются между собой формой плавающего тела и плотностью материала.

Рекомендуется следующий порядок проведения опытов:

- 1) замеряются размеры плавающего тела и определяется его масса;
- 2) образец опускается в жидкость и определяется его осадка y (глубина погружения в жидкость наинизшей точки смоченной поверхности);
- 3) создается крен плавающего тела в пределах $10\text{--}15^\circ$ и фиксируется его возможность возвращения в первоначальное положение.

Результаты измерений и наблюдений заносятся в журнал лабораторных работ (табл. 4.1).

Обработка результатов. В качестве примера показан расчет условия плавания однородного тела формы параллелепипеда (рис. 4.2). При этом рекомендуется следующий порядок вычислений:

- 1) вычисляется плотность образца

$$\rho_m = M / W_0 ,$$

где W_0 – объем образца;

2) исходя из условия плавания тела ($F_A = G$) вычисляется осадка образца:

$$y = \frac{\rho_r}{\rho} h , \quad (4.8)$$

где ρ – плотность жидкости;

h – высота образца;

Т а б л и ц а 4.1. Результаты измерений и обработка опытных данных

Наименование	Единица измерения	Форма образца		
1. Размер образца: длина ℓ	см			
ширина b	см			
высота h	см			
2. Объем образца W_0	см ³			
3. Масса образца M	г			
4. Плотность материала образца ρ	г/см ³			
5. Осадка образца: опытная $y_{оп}$	см			
вычисленная $y_{выч}$	см			
6. Расстояние до центра тяжести y_c	см			
7. Расстояние до центра водоизмещения y_p	см			
8. Расстояние между центром тяжести и центром водоизмещения δ	см			
9. Момент инерции плоскости плавания I_0	см ⁴			
10. Объем водоизмещения W	см ³			
11. Метacentрический радиус ρ_0	см			
12. Условие остойчивости: опытной				
по данным вычислений				

3) вычисляется метacentрический радиус:

$$\rho_0 = \frac{I_0}{W} = \frac{b^2}{12y}; \quad (4.9)$$

4) вычисляется расстояние между центрами тяжести и водоизмещения:

$$\delta = y_c - y_d = 0,5(h - y); \quad (4.10)$$

5) сравниваются значения метacentрического радиуса ρ_0 и δ . При

$$\rho_0 > \delta - \text{тело остойчиво,}$$

$$\rho_0 < \delta - \text{тело нестойчиво;}$$

6) в результате проведенных опытов и вычислений дается заключение об остойчивости плавающего тела.

Контрольные вопросы

1. Как определяется плавучесть тела и от чего она зависит?
2. Что называется ватерлинией, плоскостью плавания и осадкой плавающего тела?
3. Как определяется метацентрический радиус плавающего тела?
4. От чего зависит осадка плавающего тела и как она определяется?
5. Чем определяется условие остойчивости плавающего тела? Объяснить физический смысл этого условия.
6. Почему определяется остойчивость плавающего тела только относительно продольной оси плавания?

Лабораторная работа 5. ИССЛЕДОВАНИЕ И ГРАФИЧЕСКАЯ ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Если в потоке несжимаемой жидкости действуют из массовых сил только сила тяжести, то выражение полной удельной энергии в любой точке можно представить в следующих трех вариантах:

$$E_G = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}, \quad (5.1)$$

$$E_w = \rho g z + p + \frac{u^2}{2} \rho, \quad (5.2)$$

$$E_m = g z + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}, \quad (5.3)$$

где z – превышение рассматриваемой точки над выбранной плоскостью отсчета (сравнения);

p , u – соответственно гидростатическое давление и скорость движения жидкости в этой точке.

Формула (5.1) выражает энергию, приходящуюся на единицу веса (м), (5.2) – на единицу объема (Па), (5.3) – на единицу массы жидкости ($\text{м}^2/\text{с}^2$). Тогда удельной энергией в сечении потока называется энергия, приходящаяся на единицу количества (веса, объема, массы) жидкости.

В гидравлике широко применяется запись (5.1). Три составляющие правой части этого уравнения имеют следующий физический смысл:

z – удельная потенциальная энергия положения точки над плоскостью сравнения (геометрический напор);

$\frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия давления жидкости в точке (пьезометрический напор);

$\frac{u^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия (скоростной напор).

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии в потоке жидкости. Оно устанавливает связь между удельными энергиями в двух любых сечениях потока. Если использовать запись (5.1) применительно не к точкам, а к сечениям потока, то уравнение Бернулли представляется в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{тр}, \quad (5.4)$$

где V_1, V_2 – средние скорости движения жидкости в первом и втором сечениях потока;

α_1, α_2 – коэффициенты кинетической энергии в этих сечениях;

$h_{тр}$ – потери энергии при движении жидкости от первого сечения ко второму.

Полная удельная энергия в первом сечении потока отличается от полной удельной энергии во втором сечении на величину потерь $h_{тр}$.

При изменении положения и площади сечения потока происходит преобразование одного вида энергии в другой. Уравнение (5.4) позволяет находить одну из неизвестных составляющих полной удельной энергии, если известны все остальные.

Задачи исследования:

1) на лабораторной установке определить по показаниям трубок Пито и пьезометров составляющие полной удельной энергии в центрах тяжести трех различных по площади сечениях потока;

2) проанализировать визуально во время опытов и по подсчетам преобразование одного вида энергии в другой при изменении положения и площади сечения потока;

3) построить по результатам опытов схематично линии, показывающие изменение полной и потенциальной удельных энергий в сечениях потока вдоль пути его движения.

Лабораторная установка. В наклонный трубопровод 4 (рис. 5.1) переменного сечения поступает вода из резервуара 1, питаемого через

задвижку 3; постоянный уровень воды в резервуаре поддерживается с помощью переливного устройства 2.

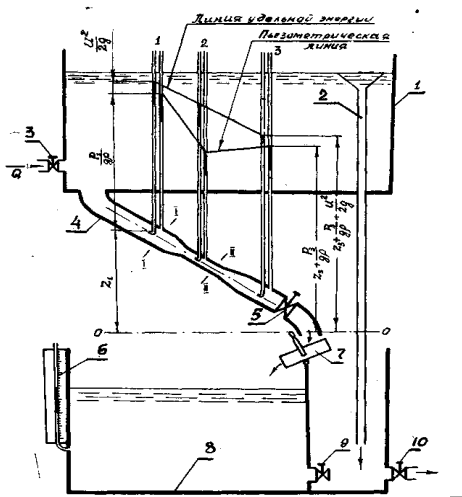


Рис. 5.1. Схема установки для демонстрации уравнения Бернулли

В центрах тяжести трех сечений трубопровода 4, расположенных на определенных расстояниях одно от другого, подключены трубки Пито и пьезометры. Трубка Пито (изогнутая навстречу потоку) служит для измерения полной удельной энергии, пьезометр – удельной потенциальной энергии давления.

Расход воды в опытном трубопроводе 4 регулируется задвижкой 5. Измеряется он объемным способом. Для этого поворотный желоб 7 наклоняется в сторону мерного резервуара 8 и определяется высота наполнения последнего по пьезометру 6 за время t . Сброс воды и опорожнение мерного резервуара производятся через задвижки 9 и 10.

Проведение опытов.

1. С помощью задвижек 5 и 3 устанавливается определенный расход воды в опытном трубопроводе. При этом нужно добиться, чтобы показания пьезометров и трубок Пито стабилизировались.

2. Измеряется для каждого сечения удельная энергия положения – высота z от принятой плоскости сравнения до центра тяжести сечения.

3. Во всех трех сечениях по пьезометрам определяется

удельная энергия давления $\frac{p}{\rho g}$, а по трубкам Пито – сумма удельных энергий давления и кинетической $\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right)$.

4. Поворотом желоба 7 поток направляется в мерный резервуар 8 и по секундомеру определяется время t , в течение которого уровень в пьезометре 6 поднимается на заданную высоту h .

5. Измеряются расстояния L_1 и L_2 между сечениями опытного трубопровода и площадь сечения в плане мерного резервуара.

Измеренные и вычисленные показатели заносятся в табл. 5.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 5.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера сечений		
		1	2	3
1. Диаметр трубопровода d	см			
2. Площадь сечения ω	см ²			
3. Высота z	см			
4. Напор по показаниям пьезометра $p / (\rho g)$	см			
5. Пьезометрический напор $z + p / (\rho g)$	см			
6. Показания, снятые по трубкам Пито, $p / (\rho g) + u^2 / (2g)$	см			
7. Полный напор по показанию приборов H	см			
8. Потери напора по показаниям приборов $h_{тр}$	см			
9. Средняя скорость в сечениях потока V	см/с			
10. Скоростной напор, вычисленный по средней скорости, $\alpha V^2 / (2g)$	см			
11. Полный напор по средней скорости H' [5+10]	см			
12. Потери напора, вычисленные по средней скорости, $h'_{тр}$	см			
13. Расстояние между сечениями L	см			
14. Гидравлический уклон $I = h'_{тр} / L$	см			

Постоянные величины: объем воды в мерном баке $W = b\ell h = \dots \text{см}^3$; размеры мерного бака в плане $b = \dots \text{см}$; $\ell = \dots \text{см}$; показание пьезометра на мерном баке $h = \dots \text{см}$; время наполнения мерного бака $t = \dots \text{с}$; расход потока $Q = W/t = \dots \text{см}^3/\text{с}$.

Обработка результатов.

1. По показаниям трубки Пито и пьезометра в каждом сечении вычисляются соответственно полная удельная энергия E_G (полный напор H) (5.1) и удельная потенциальная энергия $z + \frac{p}{\rho g}$ относительно

принятой плоскости сравнения.

2. Потери напора между соседними сечениями трубопровода равны разности полных напоров в этих сечениях:

$$h_{\text{тр}} = H_1 - H_2. \quad (5.5)$$

3. Расход жидкости в опытном трубопроводе и средняя скорость в сечении определяются соответственно по следующим формулам:

$$Q = \frac{W}{t} = \frac{b\ell h}{t}, \quad (5.6)$$

$$V = \frac{Q}{\omega}, \quad (5.7)$$

где W – объем жидкости, поступившей в мерный резервуар за время опыта;

ω – площадь сечения трубопровода.

4. Вычисляется удельная кинетическая энергия (скоростной напор) $\frac{\alpha V^2}{2g}$ и полная удельная энергия (полный напор) $H' = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$ по

средней скорости потока в каждом сечении. Так как режим движения в трубопроводе турбулентный, то коэффициент кинетической энергии $\alpha = 1,13-1,0$ (с повышением турбулентности он уменьшается и для условий данной лабораторной установки может быть принят близким к 1,0).

5. По полным напорам, вычисленным с учетом средних скоростей, определяются аналогично (5.5) потери напора $h'_{\text{тр}}$, а также гидравлический уклон между соседними сечениями:

$$I = \frac{h'_{\text{тр}}}{L}. \quad (5.8)$$

По полученным результатам опытов строятся графики изменения полной и потенциальной удельных энергий потока вдоль пути его

движения, пример построения которых для исследуемого трубопровода (см. рис. 5.1) показан на рис. 5.2.

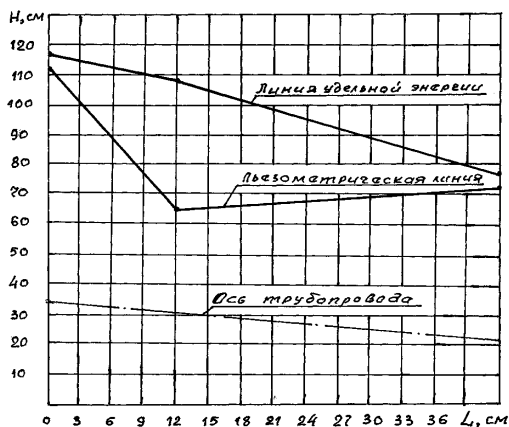


Рис. 5.2. Пьезометрическая линия и линия полной удельной энергии

Для построения линии полной удельной энергии используются ее значения, подсчитанные по средним скоростям в сечениях потока.

Контрольные вопросы

1. Что называется в гидравлике удельной энергией?
2. Как можно определить опытным путем удельную потенциальную и кинетическую энергии в сечении потока?

Приборы для измерения расхода называют расходомерами, а для определения количества протекающей через них жидкости – счетчиками. Расходомер может быть совмещен со счетчиком в одном приборе.

Для измерения расхода жидкости или газа в напорных трубопроводах широко применяются сужающие устройства: диафрагма (рис. 6.1, *а*), сопло (рис. 6.1, *б*), труба Вентури (рис. 6.1, *в*). При движении потока через сужающее устройство создается перепад потенциальных напоров, обусловленный разностью площадей сечений ω_1 самого трубопровода и ω_2 сужающего устройства. Между расходом Q и перепадом потенциальных напоров существует определенная зависимость, которая может быть получена с помощью уравнения Бернулли и уравнения неразрывности (сплошности) движения для сечений 1–1 и 11–11 (рис. 6.1, *а*), выбранных соответственно перед сужающим устройством и в месте наибольшего сужения потока. Приняв за начало отсчета ось трубопровода 0–0, запишем уравнение Бернулли:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{тр}. \quad (6.1)$$

Изменение удельной потенциальной энергии обозначим через h . Тогда уравнение (6.1) примет вид

$$h = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + h_{тр}. \quad (6.2)$$

Далее продолжим вывод для идеальной жидкости ($h_{тр} = 0$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$). Так как согласно уравнению неразрывности потока $V_1 = V_2 \omega_2 / \omega_1$, то из равенства (6.2) получим теоретические значения скорости и расхода в трубопроводе:

$$V_2 = \sqrt{2g / (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)} \sqrt{h}; \quad (6.3)$$

$$Q_{тр} = \omega_2 V_2 = \omega_2 \sqrt{2g / (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)} \sqrt{h}. \quad (6.4)$$

Как видно из уравнения (6.4), расход зависит от разности h потенциальных напоров в сужающем устройстве. Эту разность удобно определить с помощью дифференциального манометра. Так как в последнем применяется жидкость с большей плотностью (ρ_2), чем плотность жидкости в трубопроводе (ρ_1), то, используя основное уравнение гидростатики, величину h можно выразить через показание дифманометра h_d :

$$h = h_d (\rho_2 / \rho_1 - 1). \quad (6.5)$$

При прохождении реальной (вязкой) жидкости через сужающее устройство часть энергии ее теряется. Поэтому применительно к ней уравнение (6.4) будет давать завышенный результат. Необходимо ввести поправочный коэффициент $\mu = Q / Q_t$, который называется коэффициентом расхода. Учитывая его, а также зависимость (6.5), можно определить действительный расход жидкости:

$$Q = \mu A \sqrt{h_d}, \quad (6.6)$$

где

$$A = \omega_2 \sqrt{2g / (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)(\rho_2 / \rho_1 - 1)} \quad (6.7)$$

есть постоянная сужающего устройства.

Зависимость (6.6) применима для любого из сужающих устройств, представленных на рис. 6.1. Она нелинейна, поэтому шкала прибора неравномерная.

Коэффициент μ для каждого расходомера определяется опытным путем при различных расходах, а значит, и различных числах Рейнольдса, что позволяет получить зависимость $Q = \Phi(h_d)$. В области квадратичного сопротивления для данного расходомера $\mu = \text{const}$.

Действительный расход жидкости при тарировке прибора обычно измеряют объемным способом. Тарировочные данные представляют в виде графической зависимости $Q = \Phi(h_d)$. Пользуясь этим графиком, можно по величине h_d непосредственно и быстро находить расход Q , не прибегая к формуле (6.6).

Измерение давлений для определения величины h_d дифманометром производится из специальных кольцевых камер (рис. 6.1, а, б, в). Наличие кольцевой камеры сглаживает возможную пульсацию и осредняет давление по периметру трубы.

К материалу диафрагмы и обработке ее поверхности предъявляются повышенные требования. Диск обычно изготавливается из нержавеющей стали, а кольцевые камеры – из углеродистой. Кромка отверстия диска у входа потока должна быть острой, без вмятин и заусенцев.

Из рассмотренных сужающих устройств диафрагма, хотя и отличается простотой конструкции, имеет наибольшие гидравлические сопротивления. Кроме того, по мере износа острой кромки отверстия коэффициент расхода ее изменяется. Сопла более стойки к стиранию и

менее подвержены загрязнению, поэтому тарировочные характеристики их более стабильны в эксплуатации. Но они более сложны в изготовлении и дороги. Сопло Вентури дает наименьшие потери давления.

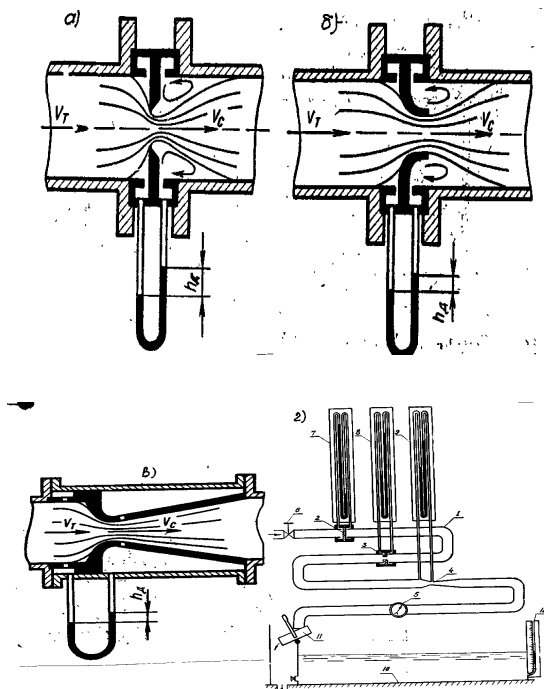


Рис. 6.1. Схема сужающих устройств и опытной установки:
а – диафрагма; б – сопло; в – труба Вентури; г – опытная установка

Счетчики жидкости бывают скоростные и объемные. В скоростном счетчике жидкость вращает винт, расположенный соосно потоку (водомеры типа ВВ, ВТ), или крыльчатку, расположенную тангенциально потоку (водомеры ВКОС, УВК). Это вращение через червячную пару передается счетному механизму. Показание последнего (в м^3) пропорционально числу оборотов данного вращающегося устройства.

Принцип действия объемного счетчика основан на регистрации количества определенных объемов жидкости, вытесняемых из измерительной камеры прибора под действием разности давлений. Например, отсчет объемов в счетчике типа ШЖ (шестеренном, жидкостном) вы-

полняется двумя овальными шестернями, находящимися в постоянном зацеплении и вращающимися под действием разности давлений на входе и выходе прибора. За один оборот обе шестерни проталкивают объем жидкости, равный объему измерительной камеры. Чтобы не выводить ось шестерни за пределы камеры и тем самым избежать дополнительных потерь давления на трение в сальниковых уплотнениях, вращение от нее передается счетному механизму с помощью магнитной муфты.

Задачи исследования:

1) изучить конструкции приборов для измерения расхода и количества жидкости;

2) по результатам опытов, выполненных при различных расходах, построить зависимость (график тарировки) $Q = \Phi(h)$ для одного из расходомеров (по заданию преподавателя);

3) определить для каждого опыта коэффициент расхода, проанализировать его полученные значения.

Лабораторная установка. Установка (рис. 6.1, а) состоит из трубы 1 постоянного сечения, по длине которой вмонтированы сужающие устройства: диафрагма 2, сопло 3, труба Вентури 4 и счетчик-водомер 5 (скоростной, типоразмер ВВ-50). Расход в трубопроводе регулируется задвижкой 6. Перепад давления в сужающих устройствах 2, 3, 4 измеряется дифференциальными манометрами 7, 8, 9. Расход жидкости, протекающий в трубопроводе 1, определяется с помощью мерного резервуара 10. При этом желоб 11 наклоняется в сторону мерного резервуара 10 и по пьезометру 12 определяется глубина его наполнения за время t опыта.

Проведение опытов. Из-за ограниченности лабораторного занятия во времени всего проводится 4–5 опытов, различающихся между собой расходами. Опыт выполняется в приведенном ниже порядке.

1. Задвижкой 6 устанавливается небольшой расход.

2. После стабилизации уровней жидкости в дифманометрах записывается показание дифманометра h_d исследуемого сужающего устройства.

3. Определяется время t наполнения мерного бака объемом W .

4. Определяется время t_c протекания объема W_c через счетчик ВВ-50.

Далее задвижкой 6 увеличивается расход и выполняется аналогично каждый следующий опыт. Последний опыт проводится при полностью открытой задвижке.

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 6.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 6.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Диафрагма						Сопло						Трубка Вентури						Расходомер ВВ-50					
		Номера опытов																							
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1. Диаметр трубы d_1	см																								
2. Площадь сечения ω_1	см ²																								
3. Диаметр сужения d_2	см																								
4. Площадь сужения ω_2	см ²																								
5. Показание дифманометра h_d	см																								
6. Перепад давления h	см																								
7. Расход, вычисленный по формуле, Q_t	см ³ /с																								
8. Объем по расходомеру ВВ-50 W_c	см ³																								
9. Время протекания измеренного объема t_c	с																								
10. Расход по расходомеру ВВ-50 Q_c	см ³ /с																								
11. Показание пьезометра на мерном резервуаре h_m	см																								
12. Объем воды в мерном резервуаре W	см ³																								
13. Время наполнения мерного резервуара t	с																								
14. Замеренный расход Q	см ³ /с																								
15. Коэффициент расхода μ	—																								

Обработка результатов.

1. По известным диаметрам d_1 и d_2 вычисляются соответственно площади сечений ω_1 и ω_2 заданного сужающего устройства, а по ним – постоянная A .

2. Вычисляется для каждого опыта теоретический расход:

$$Q_{\text{т}} = A\sqrt{h_{\text{д}}} \quad (6.8)$$

и действительный расход объемным способом:

а) по мерному резервуару $Q = W/t$;

б) по счетчику-водомеру $Q_{\text{с}} = W_{\text{с}}/t_{\text{с}}$.

3. Вычисляется коэффициент расхода сужающего устройства:

$$\mu = Q / Q_{\text{т}}. \quad (6.9)$$

Контрольные вопросы

1. Объяснить принцип измерения расхода с помощью сужающего устройства.

2. Как определяется разность потенциальных напоров в сужающих устройствах?

3. Как определить расход с помощью счетчика жидкости?

Лабораторная работа 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВОДОМЕРА ВЕНТУРИ

При движении потока через сужающее устройство создается перепад потенциальной энергии (напора), обусловленный разностью площадей сечений ω_1 самого трубопровода и ω_2 сужающего устройства. Между расходом Q и перепадом потенциальной энергии существует определенная зависимость, которая может быть получена с помощью уравнения Бернулли и уравнения неразрывности (сплошности) движения для сечений I–I и II–II (рис. 7.1), выбранных соответственно перед сужающим устройством и в месте наибольшего сужения потока. Запишем уравнение Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}. \quad (7.1)$$

Изменение удельной потенциальной энергии обозначим через h , т. е.

$$h = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right), \quad (7.2)$$

тогда

$$h = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + h_{\text{тр}}. \quad (7.3)$$

Далее продолжим вывод для идеальной жидкости ($h_{\text{тр}} = 0$) и при условии, что $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$. Так как согласно уравнению неразрывности потока $V_1 = V_2 \omega_2 / \omega_1$ из уравнения (7.3) получим теоретические значения скорости и расхода в трубопроводе:

$$V_2 = \sqrt{2g / (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)} \sqrt{h}; \quad (7.4)$$

$$Q_{\text{т}} = \omega_2 V_2 = \omega_2 \sqrt{2g / (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)} \sqrt{h}. \quad (7.5)$$

При прохождении реальной (вязкой) жидкости через сужающее устройство часть энергии ее теряется. Поэтому применительно к ней уравнение (7.5) будет давать завышенный результат. Необходимо ввести поправочный коэффициент $\mu = Q / Q_{\text{т}}$, который называется коэффициентом расхода. Учитывая его, можно определить действительный расход жидкости:

$$Q = \mu A \sqrt{h}, \quad (7.6)$$

где

$$A = \omega_2 \sqrt{2g / (1 - \omega_2^2 / \omega_1^2)} \quad (7.7)$$

есть постоянная Вентури.

Задачи исследования:

- 1) изучить конструкцию водомера Вентури;
- 2) определить для каждого опыта коэффициент расхода и проанализировать его полученные значения;
- 3) по результатам опытов, выполненных при различных расходах, построить тарировочный график $Q = f(h)$ водомера Вентури.

Лабораторная установка. Установка состоит из водомера Вентури (рис. 7.1) и двух пьезометров. Один из них присоединен перед сужени-

ем, а второй – в узком сечении. Водомер вмонтирован в трубопровод и является одним из его элементов. В конце трубопровода имеется свободный выход воды, позволяющий определять расход объемным способом. Изменение расхода в трубопроводе производится задвижкой K .

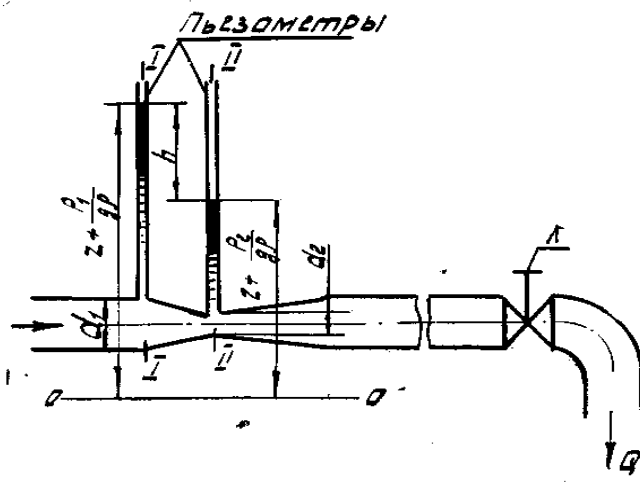


Рис. 7.1. Схема водомера Вентури

Проведение опытов. В работе проводится 5–6 опытов, различающихся между собой расходами. Опыт выполняется в приведенном ниже порядке.

1. Задвижкой K на трубопроводе устанавливается небольшой (минимальный) расход.
2. После стабилизации уровней жидкости в пьезометрах записываются их показания.
3. Определяется время t наполнения мерного бака объемом W и с помощью весов определяется масса воды m в нем.

Далее задвижкой K увеличивается расход и выполняется аналогично каждый следующий опыт. Последний опыт проводится при полностью открытой задвижке.

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 7.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 7.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов					
		1	2	3	4	5	6
1. Показание первого пьезометра $\frac{p_1}{\rho g}$	см						
2. Показание второго пьезометра $\frac{p_2}{\rho g}$	см						
3. Разность показаний h	см						
4. Объем воды в мерном баке W	см ³						
5. Время наполнения мерного бака t	с						
6. Замеренный расход Q_{Φ}	см ³ /с						
7. Расход, вычисленный по формуле, Q_t	см ³ /с						
8. Коэффициент расхода водомера μ	—						

Постоянные величины: диаметр трубопровода $d_1 = \dots$ см; диаметр горловины $d_2 = \dots$ см; постоянная водомера $A = \dots$ см^{2,5}/с.

Обработка результатов.

1. Определяется разность показаний пьезометров h .
2. Вычисляется действительный расход Q .
3. По формуле (7.7) вычисляется постоянная водомера A .
4. Находится теоретический расход Q_t по формуле (7.5).
5. Вычисляется коэффициент расхода μ .
6. Находится среднее арифметическое значение коэффициента расхода $\mu = \sum \mu_i / n$.
7. Строится тарировочный график зависимости $Q = f(h)$.

Контрольные вопросы

1. Как изменяется удельная потенциальная и кинетическая энергия вдоль водомера?
2. От чего зависит постоянная водомера A ?
3. Что учитывается коэффициентом расхода водомера?

Лабораторная работа 8. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Наблюдения за поведением частиц жидкости при ее движении позволили установить два вида движения жидкости, которые различаются разными зависимостями сил трения от скорости движения (Д. И. Менделеев, 1880). В дальнейшем поведение частиц жидкости при их движении будем называть режимом движения. Это ламинарный (слоистый) и турбулентный (беспорядочный) виды движения.

При ламинарном режиме все струйки движутся параллельно друг другу без заметного перемешивания слоев. Такое течение наблюдается в диапазоне сравнительно малых скоростей. Это легко видеть, если в поток жидкости, протекающей в стеклянной трубе, ввести окрашенную струйку с плотностью, близкой к окружающей жидкости. При ламинарном режиме движения подкрашенная струйка будет выделяться, не смешиваясь с основным потоком, по всей длине стеклянной трубы.

Если же постепенно увеличивать расход, то при некоторой возросшей скорости траектория струйки становится волнистой. Если после этого еще более увеличивать скорость, то подкрашенная струйка полностью рассеивается в основной массе движущегося потока. В этом случае наблюдавшееся ранее ламинарное движение переходит в турбулентное.

При постепенном уменьшении скорости движения потока явление повторяется в обратном порядке. Однако переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при скорости, меньшей той, при которой наблюдается переход от ламинарного движения к турбулентному. Скорость потока, при которой происходит смена режима движения жидкости, называется *критической*. Исследованиями О. Рейнольдса было выявлено существование двух критических скоростей: одной – при переходе ламинарного режима в турбулентный режим, она называется верхней критической скоростью $V_{в.кр.}$, другой – при переходе турбулентного режима в ламинарный режим, она называется нижней критической скоростью $V_{н.кр.}$. Исследованиями также доказано, что значение верхней критической скорости зависит от внешних условий опыта: постоянства температуры, уровня вибрации опытной установки и т. д. Нижняя критическая скорость в широком диапазоне изменения внешних условий остается практически неизменной. Опытами было установлено, что нижняя критическая скорость для потока в кругло-

цилиндрической трубе пропорциональна кинематической вязкости ν исследуемой жидкости и обратно пропорциональна диаметру трубы d :

$$V_{н.кр} = Kv / d. \quad (8.1)$$

Коэффициент пропорциональности K оказался одинаковым для различных V и d :

$$K = V_{н.кр} d / \nu. \quad (8.2)$$

В честь О. Рейнольдса этот коэффициент был назван критическим числом Рейнольдса и обозначен $Re_{кр}$.

Для любого потока по известным V , d , ν можно составить и вычислить число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (8.3)$$

и сравнить его с критическим значением $Re_{кр}$. Если $Re < Re_{кр}$, то $V < V_{н.кр}$ и режим движения жидкости ламинарный; если $Re > Re_{кр}$, то $V > V_{н.кр}$ и режим движения, как правило, турбулентный.

Так как переход от устойчивого ламинарного режима к устойчивому турбулентному движению жидкости не происходит мгновенно, то в некотором диапазоне скоростей намечается переходный режим, который принято относить к турбулентному.

В общем случае число Рейнольдса определяется безразмерным комплексом

$$Re = \frac{Vl}{\mu / \rho} = \frac{Vl}{\nu}, \quad (8.4)$$

составленным из четырех величин: динамической вязкости μ , плотности жидкости ρ , характерного геометрического размера живого сечения l и средней скорости потока V .

Поскольку характерный размер живого сечения выбирается произвольно, число Рейнольдса имеет индекс, указывающий выбранную линейную величину. Чаще всего в качестве характерных линейных величин принимают диаметр трубы d , гидравлический радиус R или глубину потока в открытом русле (канале) h . Тогда

$$Re_d = Vd / \nu; \quad Re_R = VR / \nu; \quad Re_h = Vh / \nu. \quad (8.5)$$

Число Re_d в учебной и справочной литературе обычно обозначается без индекса.

Критическое число Рейнольдса для потоков, в которых в качестве характерной линейной величины принят гидравлический радиус R , составляет

$$Re_{кр} = V_{н.кр} R / \nu = 580.$$

Задачи исследования:

- 1) установить визуально наличие ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости;
- 2) вычислить по результатам каждого опыта критерий Рейнольдса и дать заключение о режиме движения жидкости.

Лабораторная установка. Установка состоит из напорного резервуара 4 (рис. 8.1), стеклянной трубы 5, сливной воронки для поддержания постоянного напора, зажимов 3 и 6 на резиновых трубках, регулирующих подачу жидкости в приборе, трубки 1 для ввода в стеклянную трубу подкрашенной струйки, колбы 2 с окрашенной жидкостью и напорной линии с вентилем, с помощью которых производится подача жидкости в резервуар.

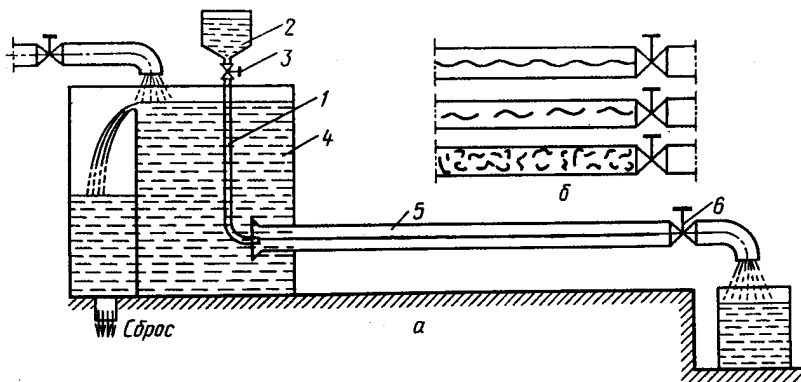


Рис. 8.1. Схема опытной установки

Проведение опытов. В работе выполняются четыре опыта, различающихся между собой режимом движения потока в стеклянной трубе.

Порядок проведения опытов приведен ниже.

1. Устанавливаем такую подачу воды, чтобы уровень жидкости в резервуаре 4 сохранялся постоянным, при этом должен быть небольшой перелив через сливную воронку.

2. Производится небольшое открытие зажима 6, и в стеклянную трубку 5 подается подкрашенная струйка.

3. По визуальным наблюдениям за поведением подкрашенной струйки устанавливается режим движения жидкости.

4. Определяется время t наполнения мерного цилиндра и объем жидкости W .

5. Замеряется температура T жидкости и по табл. 1 приложения устанавливается кинематическая вязкость воды.

Поддерживая постоянный уровень жидкости в резервуаре 1 и постепенно увеличивая расход, опыты повторяют. Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 8.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 8.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов			
		1	2	3	4
1. Объем воды в мерном цилиндре W	см ³				
2. Время наполнения мерного цилиндра t	с				
3. Расход Q	см ³ /с				
4. Средняя скорость V	см/с				
5. Температура воды T	°C				
6. Кинематический коэффициент вязкости ν	см ² /с				
7. Число Рейнольдса Re	—				
8. Режим движения: наблюдаемый вычисленный	— —				

Постоянные величины: диаметр трубы $d = \dots$ см; площадь сечения трубы $\omega = \dots$ см².

Обработка результатов.

1. Определяется площадь сечения трубы 5, расход $Q = W/t$ и средняя скорость потока $V = Q/\omega$.

2. Вычисляется число Рейнольдса по зависимости (8.3).

3. Сопоставляются полученные во всех опытах числа Рейнольдса с критическим $Re_{кр} = 2320$ и устанавливается режим движения жидкости.

4. Эти результаты сопоставляются с визуальными наблюдениями и дается заключение о соответствии критерия Рейнольдса данным опытов.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют режимы движения жидкости и чем они отличаются?
2. Как определяется режим движения с помощью критерия Рейнольдса?
3. Какие факторы влияют на режим движения жидкости?

Лабораторная работа 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Местными гидравлическими сопротивлениями называются элементы трубопроводов, каналов, в которых потери энергии происходят за счет деформации потока и вызваны изменением размеров или их конфигурации. Причинами этих потерь являются изменение скорости, отрыв транзитного потока от стенок и вихреобразование. В местном гидравлическом сопротивлении часть механической энергии, которой обладает поток, переходит в тепло и рассеивается в нем.

К простейшим местным сопротивлениям относятся внезапные или постепенные расширения, сужения и повороты канала, трубопровода. Более сложные сопротивления (например, вентиль, клапан и др.) представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Потери напора в любом местном сопротивлении можно определить по формуле Вейсбаха:

$$h_{\text{м}} = \zeta_{\text{м1}} \frac{V_1^2}{2g} = \zeta_{\text{м2}} \frac{V_2^2}{2g}, \quad (9.1)$$

где $\zeta_{\text{м1}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления, определенный по скорости V_1 в трубе перед местным гидравлическим сопротивлением;

$\zeta_{\text{м2}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления, определенный по скорости V_2 в трубе за местным гидравлическим сопротивлением.

Для простоты пользования литературными источниками по определению коэффициентов местных гидравлических сопротивлений их значения всегда приводятся по скорости V_2 в трубе за местным сопротивлением.

Тогда

$$h_m = \zeta_m \frac{V_2^2}{2g}. \quad (9.2)$$

Как видно из формулы (9.2), коэффициент ζ_m – величина безразмерная. Он представляет собой ту часть кинетической энергии, которая теряется в местном гидравлическом сопротивлении.

Обычно коэффициент ζ_m определяется опытным путем и приводится в справочной литературе в виде таблиц, графиков, эмпирических формул. Теоретические зависимости получены лишь для ζ_m некоторых местных сопротивлений. Экспериментальное определение сводится к вычислению его из уравнения (9.2) по полученным опытным путем значениям h_m и V_2 . При этом местные потери напора h_m находят из уравнения Бернулли:

$$h_m = H_1 - H_2,$$

где H_1 и H_2 – полные напоры в сечениях I – I и II – II (рис. 9.1).

Для подсчета полных напоров используются показания пьезометров и полученные опытным путем величины скоростей потока на входе и выходе местного сопротивления:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}, \quad (9.3)$$

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}. \quad (9.4)$$

В случае, когда местное сопротивление расположено на горизонтальном участке трубопровода постоянного сечения, потери напора в нем равны разности показаний пьезометров на входе и выходе:

$$h_m = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}. \quad (9.5)$$

Задачи исследования:

1) провести на лабораторной установке необходимые опыты и определить коэффициенты $\zeta_m^{\text{оп}}$ нескольких местных сопротивлений (по указанию преподавателя);

2) найти в справочных материалах коэффициенты ζ_m^T для аналогичных местных сопротивлений для условий опытов;

3) сравнить полученные опытные величины со справочными.

Лабораторная установка. Установка (рис. 9.1) состоит из трубопровода 1, на котором последовательно расположены местные гидравлические сопротивления: внезапное расширение 2, внезапное сужение 3, колено 4, задвижка 5, диффузор 6, конфузор 7 и кран 8, и пьезометров на входе и выходе каждого сопротивления. В трубопровод поступает вода из резервуара, в котором поддерживается постоянный уровень. Для регулирования расхода на конце трубопровода установлен вентиль 9.



Рис. 9.1. Схема опытной установки

Проведение опытов.

1. Выписываются из технической характеристики лабораторной установки величины внутренних диаметров труб, замеряются угол поворота колена, степень открытия задвижки, угол открытия крана, длина диффузора и конфузора (для определения угла конусности). Результаты записываются в табл. 9.1.

2. Вентилем устанавливается в трубопроводе постоянный расход, который измеряется весовым способом (с помощью мерного бака, секундомера и весов) при установившемся движении потока.

3. Снимаются показания пьезометров на входе и выходе каждого из указанных местных сопротивлений.

Результаты измерений и вычислений по проведенным опытам записываются в табл. 9.2 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 9.1. Параметры изучаемых местных сопротивлений

Местное сопротивление		d_1 , см	ω_1 , см ²	d_2 , см	ω_2 , см ²	Другие пара- метры
Наименование	Схема					
Внезапное расширение						
Внезапное сужение						
Колено						
Задвижка						
Диффузор						
Конфузор						
Кран						

Т а б л и ц а 9.2. Измеренные и вычисленные показатели

Наименование	Единица измерения	Внезапное расширение	Внезапное сужение	Колено	Задвижка	Диффузор	Конфузор	Кран
1. Скорость потока перед сопротивлением V_1	см/с							
2. Скоростной напор перед сопротивлением $V_1^2/(2g)$	см							
3. Скорость потока за сопротивлением V_2	см/с							
4. Скоростной напор за сопротивлением $V_2^2/(2g)$	см							
5. Показание пьезометра перед сопротивлением $P_1 / (\rho g)$	см							
6. Показание пьезометра за сопротивлением $P_2 / (\rho g)$	см							
7. Полный напор H_1	см							
8. Полный напор H_2	см							
9. Потери напора h_m	см							
10. Коэффициент местного гидравлического сопротивления: опытный $\zeta_m^{оп}$ табличный $\zeta_m^т$	— —							
11. Относительная разность $\Delta \zeta_m$	%							

Постоянные величины: время наполнения мерного бака $t = \dots$ с; объем воды в мерном баке $W = \dots$ см³; расход воды в трубопроводе $Q = \dots$ см³/с.

Обработка результатов.

1. Вычисляются расход в трубопроводе $Q = W/t$, площади и средние скорости потока на входе и выходе исследуемых местных сопротивлений $V_1 = Q/\omega_1$ и $V_2 = Q/\omega_2$.

2. По формуле (9.4) определяются напоры на входе и выходе каждого местного сопротивления, а по (9.3) – потери напора.

3. Опытный коэффициент местного сопротивления определяется из формулы (9.2):

$$\zeta_{\text{м}}^{\text{оп}} = \frac{h_{\text{м}}}{V_2^2 / (2g)}. \quad (9.6)$$

4. Полученные опытные значения $\zeta_{\text{м}}^{\text{оп}}$ сопоставляются с приведенными в литературе $\zeta_{\text{м}}^{\text{т}}$ (табл. 2 приложения).

Контрольные вопросы

1. Что называется местным сопротивлением?
2. Почему возникают потери напора в местных сопротивлениях?
3. Как определить потери напора или потери давления в местном сопротивлении?
4. Какой физический смысл имеет коэффициент местного сопротивления?

Лабораторная работа 10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ

Потери удельной энергии (напора) по длине потока в напорном трубопроводе круглого сечения определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (10.1)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси);

ℓ – длина участка трубопровода, на котором определяются потери напора;

d – внутренний диаметр трубопровода;

V – средняя скорость движения потока.

Многочисленными исследованиями установлено, что гидравлический коэффициент трения зависит от числа Рейнольдса ($Re = Vd / \nu$, где ν – кинематическая вязкость жидкости), диаметра и так называемой эквивалентной величины выступов (Δ_s) шероховатости трубопровода. Однако в разных условиях движения потоков влияние этих факторов сказывается по-разному и прежде всего – режима движения жидкости. Поэтому влияние их на гидравлический коэффициент трения рассмотрим отдельно для каждого режима.

Ламинарный режим движения. Как отмечалось в работе 8, ламинарный поток имеет слоистый характер – частицы жидкости движутся с различными скоростями параллельно оси трубы без перемешивания. Касательные напряжения, которые возникают между смещающимися параллельными слоями жидкости, обусловлены вязкостью жидкости и подчиняются закону жидкостного трения Ньютона, который имеет следующую запись:

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dr}, \quad (10.2)$$

где τ – касательное напряжение;

μ – динамическая вязкость жидкости;

du/dr – градиент скорости.

Используя общий закон распределения касательных напряжений

$$\tau = \rho g R I, \quad (10.3)$$

где ρ – плотность жидкости;

g – ускорение свободного падения;

R – гидравлический радиус потока;

I – гидравлический уклон $I = h_{дл}/\ell$. Выражая в нем τ формулой (10.2), получим дифференциальное уравнение, определяющее скорость u как функцию радиуса r трубопровода:

$$du = - \frac{\rho g I}{2\mu} r dr. \quad (10.4)$$

В результате интегрирования этого уравнения с учетом граничного условия ($u = 0$ при $r = r_0$, где r_0 – радиус трубопровода) получаем параболический закон распределения скорости (рис. 10.1) по сечению.

$$u = \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2). \quad (10.5)$$

Максимальная скорость будет на оси трубы:

$$u_{\max} = \frac{\rho g I}{4\mu} r_0^2. \quad (10.6)$$

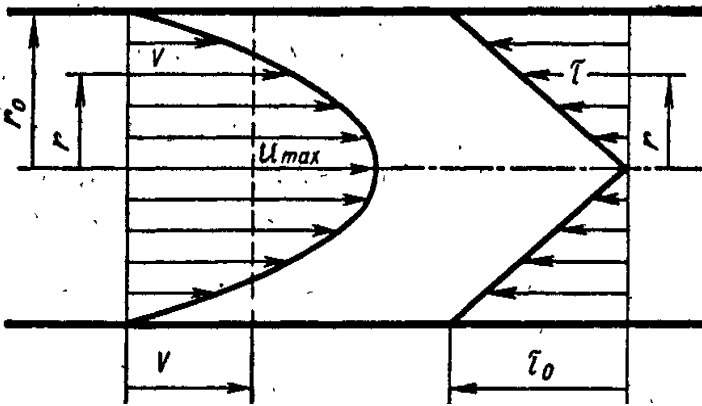


Рис. 10.1. Распределение скоростей и касательных напряжений по сечению ламинарного потока в круглой трубе

Используя выражение (10.6), можно представить найденный закон в форме

$$u = u_{\max} (1 - r^2 / r_0^2). \quad (10.7)$$

Определив расход жидкости суммированием расходов через элементарные кольцевые площадки живого сечения потока, найдем его среднюю скорость:

$$V = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \frac{1}{\pi r_0^2} \int_0^{r_0} u_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right) 2\pi r dr = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (10.8)$$

Следовательно, средняя скорость потока равна половине максимальной.

Решая совместно уравнения (10.6) и (10.8), получаем закон гидравлического трения в потоке при ламинарном режиме (формула Пуазейля)

$$h_{\text{дл}} = \frac{32\nu \ell V}{gd^2}, \quad (10.9)$$

из которого следует, что потери напора на трение по длине потока пропорциональны средней скорости движения потока и кинематической вязкости жидкости.

Приведя последнюю формулу к виду (10.1), получим гидравлический коэффициент трения для ламинарного потока:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (10.10)$$

Таким образом, при ламинарном режиме движения жидкости, когда $Re = \frac{Vd}{\nu} \leq Re_{\text{кр}} = 2320$, гидравлический коэффициент трения λ определяется по формуле (10.10). Теоретические результаты хорошо подтверждаются опытом для изотермических потоков, в которых отсутствует теплообмен с окружающей средой.

Турбулентный режим движения. Турбулентный поток характеризуется беспорядочным, хаотичным движением частиц жидкости. Наряду с основным поступательным перемещением жидкости вдоль трубы наблюдаются незакономерные поперечные перемещения и вращательные движения (завихривания) частиц, которые приводят к интенсивному перемешиванию жидкости.

Измерения скоростей в различных точках потока чувствительными самопишущими приборами обнаруживают *пульсации* скоростей, т. е. весьма быстрые и беспорядочные их колебания около некоторых средних значений, которые называют *осредненными* местными скоростями. На рис. 10.2 изображены пульсации продольной скорости в определенной точке потока.

За осредненную скорость в данной точке принимают такое постоянное значение скорости, при котором через любую площадку, содержащую эту точку, за время осреднения проходит объем жидкости, равный истинному; таким образом, проекция осредненной скорости на некоторое направление s определяется по формуле

$$u = \frac{1}{T} \int_0^T u_s dt, \quad (10.11)$$

где T – период осреднения;

u_s – проекция мгновенной местной скорости на это направление.

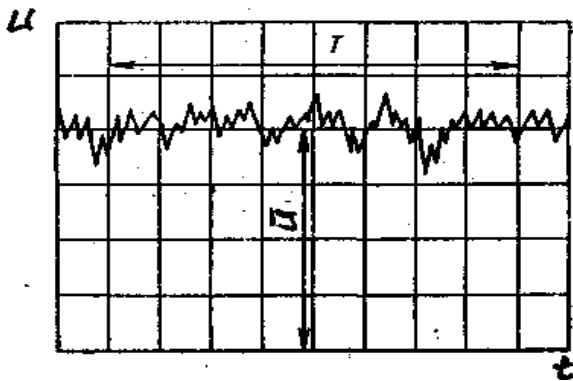


Рис. 10.2. Пульсации продольной скорости в турбулентном потоке

При достаточно большом периоде осреднения (по сравнению со средним периодом пульсаций, который обычно измеряется сотыми и тысячными долями секунды) величина u_s оказывается практически не зависящей от T ; в этом проявляется основная статистическая закономерность турбулентного потока.

Аналогичным образом происходят пульсации давлений и касательных напряжений в различных точках потока. Следовательно, турбулентный поток является по своей природе неустановившимся движением.

Так как пульсации имеют беспорядочный, случайный характер, установить зависимости между мгновенными характеристиками потока оказывается невозможным. Вместе с тем для большинства технических задач существенны не мгновенные пульсирующие величины местных скоростей и напряжений, а лишь их осредненные во времени значения. Поэтому при гидравлических расчетах турбулентных потоков обычно пользуются их осредненными характеристиками.

Замена действительного неустановившегося движения более простой схемой осредненного установившегося потока чрезвычайно облегчает изучение турбулентного потока, сохраняя вместе с тем его главные закономерности.

Измерения скоростей показывают, что при переходе к турбулентному режиму у стенок сохраняется тонкий слой жидкости, в котором частицы, подторможенные и направленные стенками, сохраняют в основном слоистый характер движения (так называемый ламинарный, или вязкий, подслой). Поэтому профиль осредненных скоростей имеет два значительно различающихся участка (рис. 10.3). В турбулентном ядре благодаря интенсивному поперечному перемешиванию, приводящему к выравниванию скоростей частиц, осредненные скорости отличаются незначительно и их распределение по основной части сечения оказывается более равномерным, чем при ламинарном режиме. В пределах вязкого подслоя происходит весьма резкое падение скоростей до нулевого значения на стенке.

Следует заметить, что поток внутри вязкого подслоя не является строго ламинарным, так как в нем существуют небольшие турбулентные пульсации скоростей и давлений и возникают периодические обмены с внешними турбулизированными слоями.

Толщина вязкого подслоя, который еще называется ламинарной пленкой δ (рис. 10.3), чрезвычайно мала (сотые и тысячные доли диаметра трубопровода) и определяется по зависимости

$$\delta = \frac{30d}{Re\sqrt{\lambda}}. \quad (10.12)$$

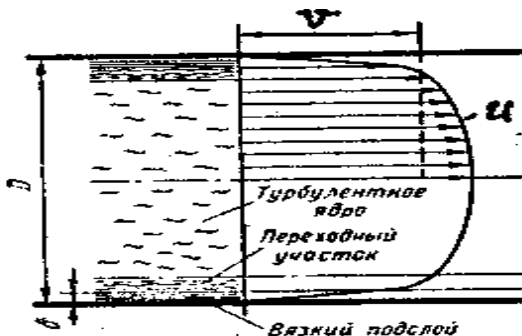


Рис. 10.3. Схема распределения осредненных скоростей в турбулентном потоке

Между турбулентным ядром и вязким подслоем имеется тонкий переходный участок, в котором по мере приближения к подслою резко уменьшаются турбулентные пульсации и интенсивно уменьшаются осредненные скорости. Так как характеристики потока изменяются по радиусу непрерывно, установить границы между этими участками можно только условно.

Переход потока в турбулентное состояние приводит к сильному возрастанию сопротивления, что связано с увеличением напряжений трения. В турбулентном ядре, где градиенты осредненной скорости невелики, напряжения вязкостного трения играют незначительную роль. Основная часть сопротивления создается так называемыми турбулентными касательными напряжениями, которые возникают из-за непрерывных поперечных перемещений (беспорядочного перемешивания) частиц. Обмен частицами между соседними слоями сопровождается соответствующим увеличением или уменьшением количества движения этих частиц (турбулентный обмен количеством движения). Так как при этом более быстрые слои тормозятся, а более медленные ускоряются, то между ними возникает динамическое взаимодействие, которое проявляется в виде турбулентных касательных напряжений.

Наибольшие турбулентные касательные напряжения возникают вблизи стенок у внешней границы турбулентного ядра. На этом участке наиболее интенсивно образуются вихри, которые затем рассеиваются в турбулентном ядре и гасятся силами вязкостного трения. Энергия вращения вихрей переходит при этом в тепло.

Точной теории турбулентного движения ввиду большой сложности его структуры в настоящее время не существует. Поэтому основную роль при изучении этого движения и при разработке практических методов расчета играют опытные данные. В результате многочисленных опытных исследований установлено, что свойства турбулентного потока (распределение осредненных скоростей по сечению, коэффициент сопротивления трения и др.) зависят от числа Re и относительной шероховатости стенок трубопровода.

По характеру и степени влияния этих факторов при турбулентном режиме различают зоны *гидравлически гладких* и *гидравлически шероховатых труб*, разделенные *переходной* зоной.

В зоне гидравлически гладких труб (рис. 10.4, а) толщина δ вязкого подслоя значительно больше максимальной высоты бугорков шерохо-

ватости $(\delta) \gg \Delta_{\max}$) или числа Рейнольдса, которое находится в интервале $2320 < Re \leq Re_{\text{гл}}$:

$$Re_{\text{гл}} = 27 \left(\frac{d}{\Delta_3} \right)^{1,14}, \quad (10.13)$$

или приближенно

$$Re_{\text{гл}} = 20d / \Delta_3, \quad (10.14)$$

где Δ_3 – эквивалентная величина выступов шероховатости, пояснение которой будет дано ниже.

При этом бугорки утоплены в вязком подслое, плавно обтекаются с очень малыми скоростями и не влияют на распределение скоростей и потерь напора. Гидравлический коэффициент трения является функцией только числа Рейнольдса:

$$\lambda = f(Re).$$

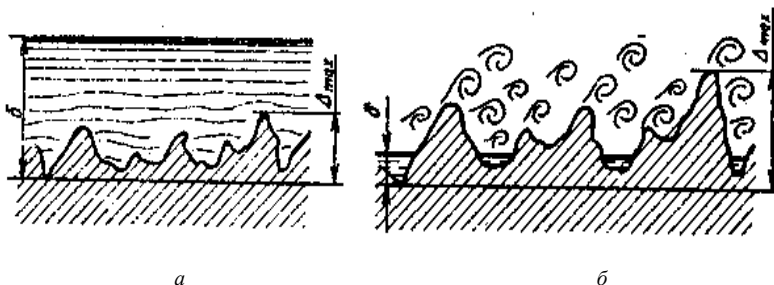


Рис. 10.4. Течение у стенок трубы при турбулентном режиме:
а – гидравлически гладкие трубы; б – гидравлически шероховатые трубы

Достаточно хорошо совпадают с опытом значения λ , вычисленные по формуле Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (10.15)$$

При $Re \leq 10^5$ применима также формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{1/4}}. \quad (10.16)$$

Пользуясь выражением (10.16), можно получить из общей формулы (10.1) следующую зависимость потери напора на трение от кинематической вязкости жидкости ν и средней скорости потока V для гидравлически гладких труб:

$$h_{\text{дл}} \sim \nu^{0,25} V^{1,75}.$$

Сравнение с ламинарным режимом (для которого $h_{\text{дл}} \sim \nu$) показывает, что при переходе к турбулентному режиму влияние вязкости на сопротивление значительно уменьшается, а значительно возрастает влияние скорости движения жидкости. Это объясняется тем, что в турбулентном потоке вязкостное сопротивление (пропорциональное первой степени скорости) сосредоточено лишь в пределах тонкого слоя у стенок. Основная часть сопротивления создается в результате перемешивания частиц жидкости в переходном участке и турбулентном ядре и связана с рассеиванием кинетической энергии вращения завихренных частиц, которая пропорциональна квадратам скоростей потока. В зоне гидравлически шероховатых труб (рис. 10.4, б) толщина δ вязкого подслоя значительно меньше высоты бугорков шероховатости ($\delta < \Delta_{\text{мк}}$) или числа Рейнольдса, которое находится в соотношении $Re \geq Re_{\text{кв}}$:

$$Re_{\text{кв}} = 21,6C \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}, \quad (10.17)$$

или приближенно

$$Re_{\text{кв}} = 500 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}, \quad (10.18)$$

где C – коэффициент Шеши, который может определяться по формуле И. И. Агроскина

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \ell g R, \quad (10.19)$$

где n – коэффициент шероховатости стенок трубопровода, который принимается по справочной литературе (табл. 3 приложения);

R – гидравлический радиус. В формулу (10.19) подставляется только в метрах.

При этом бугорки выступов шероховатости почти целиком оказываются в турбулентном ядре потока. Обтекание бугорков происходит с большими скоростями и сопровождается интенсивными отрывами вихрей, которые попадают в центральную часть потока и усиливают его турбулентность. Рассеивание кинетической энергии вращения этих вихрей, происходящее в процессе перемешивания частиц и приводящее к переходу этой энергии в тепло, увеличивает потерю напора. Соответственно возрастает также и касательное напряжение на стенке, которое создается в основном в результате перепадов давлений, возникающих на бугорках при их отрывном обтекании.

Поскольку слоистое пристенное течение практически полностью разрушено, влияние сил вязкостного трения на поток становится исчезающе малым и характеристики потока оказываются независимыми от числа Рейнольдса (зона *турбулентной автомодельности*). Гидравлический коэффициент трения является функцией только относительной шероховатости

$$\lambda = f(\Delta_s / d),$$

возрастая вместе с увеличением Δ_s / d . Потери напора в этой зоне не зависят от вязкости и пропорциональны квадрату средней скорости потока ($h_{\text{дл}} \sim V^2$), квадратичный закон сопротивления).

В этой зоне сопротивления гидравлический коэффициент трения может определяться по формуле Л. Прандтля

$$\lambda = 0,25 / (\lg 0,27 \frac{\Delta_s}{d})^2; \quad (10.20)$$

по формуле Б. Л. Шифринсона (при $\frac{\Delta_s}{d} < 0,007$)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}, \quad (10.21)$$

а также по коэффициенту Шези

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}. \quad (10.22)$$

В переходной зоне по мере возрастания числа Рейнольдса уменьшается толщина вязкого подслоя. При этом бугорки шероховатости начинают все более выступать за пределы вязкого подслоя, вызывая дополнительные вихреобразования и увеличивая потерю напора. Считается, что в этой зоне высота вязкого подслоя δ примерно равна высоте бугорков шероховатости $\Delta_{\max}$, т. е. ($\delta \approx \Delta_{\max}$), или числу Рейнольдса, которое находится в интервале

$$Re_{\text{гл}} < Re < Re_{\text{кв}}.$$

Гидравлический коэффициент трения в этой зоне зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок

$$\lambda = f(Re, \Delta / d)$$

и может определяться по формуле А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad (10.23)$$

по формуле Френкеля

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[0,27 \frac{\Delta_3}{d} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]. \quad (10.24)$$

Принятая в гидравлике методика определения Δ учитывает, что естественная шероховатость стенок трубопроводов всегда неоднородна (бугорки шероховатости имеют различные формы, размеры и расположение). Микрорельеф поверхности стенок зависит от нескольких факторов: материала, способа изготовления трубы, физико-химических свойств жидкости и срока эксплуатации (в связи с возможной коррозией стенок и образованием на них отложений).

Поскольку естественная шероховатость имеет многообразные нерегулярные формы (рис. 10.5, а), установить каким-либо геометрическим способом осредненное значение высоты бугорков, определяющее влияние шероховатости на потерю напора, оказывается невозможным. Поэтому параметр шероховатости вводится как условная величина,

определяемая по специальной шкале искусственной однородной шероховатости (рис. 10.5, б).



Рис. 10.5. Естественная (а) и эквивалентная зернистая (б) шероховатости

Такая шкала построена с помощью калиброванных зерен песка, наклеиваемых на гладкую поверхность трубы. Набор таких труб при различном диаметре зерен Δ дает ряд значений относительной шероховатости Δ/d , в функции которой получены значения λ (формула Никурадзе):

$$\lambda = \frac{1}{(2\ell g d / \Delta + 1,14)^2}. \quad (10.25)$$

С помощью такой шкалы за абсолютную шероховатость стенок принимают *эквивалентную* шероховатость, представляющую собой такой размер зерен песка искусственной шероховатости, который в квадратичной зоне равноценен по гидравлическому сопротивлению данной неоднородной шероховатости. Эквивалентная шероховатость определяется путем испытаний данной трубы в квадратичной зоне сопротивления и вычисления Δ по опытному значению λ из формулы (10.22).

Для металлических труб эквивалентная шероховатость составляет 0,5–0,7 максимальной высоты бугорков естественной шероховатости.

Задачи исследования:

1) провести на лабораторной установке необходимые опыты и определить гидравлические коэффициенты трения при различных скоростях движения потока в трубопроводе;

2) вычислить коэффициенты λ для условий опытов по рекомендуемым выше формулам;

3) сопоставить полученные результаты (вычислить $\Delta\lambda$).

Лабораторная установка. Лабораторная установка (рис. 10.6) состоит из трубопровода 4 постоянного сечения, напорного резервуара 1,

в котором поддерживается постоянный уровень воды. Расход в трубопроводе регулируется задвижкой 5. На прямолинейном горизонтальном участке трубопровода установлены на расстоянии l друг от друга пьезометры 2 и 3.

Проведение опытов.

1. Задвижкой 5 устанавливается постоянный небольшой расход, который измеряется весовым способом (с помощью мерного бака, секундомера и весов).

2. Измеряются температура воды T , расстояние между пьезометрами l , внутренний диаметр d трубопровода, снимаются показания пьезометров (после того, как они станут постоянными).

3. При увеличении расхода проводятся еще два аналогичных опыта.

Результаты измерений и обработки опытов записываются в табл. 10.1 журнала лабораторных работ.

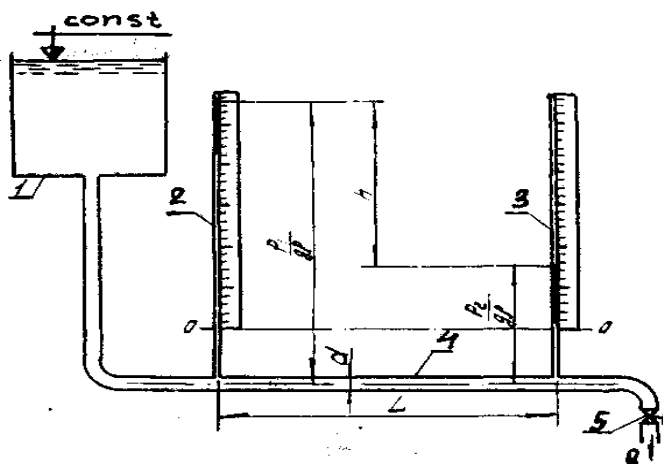


Рис. 10.6. Схема опытной установки

Таблица 10.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1	2	3	4	5
1. Диаметр трубы d	см			
2. Площадь сечения ω	см ²			

1	2	3	4	5
3. Объем воды в мерном баке W	см ³			
4. Время наполнения мерного бака t	с			
5. Расход Q	см ³ /с			
6. Средняя скорость V	см/с			
7. Показание первого пьезометра $\frac{P_1}{\rho g}$	см			
8. Показание второго пьезометра $\frac{P_2}{\rho g}$	см			
9. Потеря напора $h_{тр}$	см			
10. Расстояние между сечениями L	см			
11. Температура воды T	°С			
12. Кинематический коэффициент вязкости ν	Ст			
13. Число Рейнольдса Re	—			
14. Зона сопротивления	—			
15. Коэффициент Дарси: опытный $\lambda_{оп}$	—			
вычисленный $\lambda_{р}$	—			
16. Относительная разность $\Delta\lambda$	%			

Обработка результатов.

1. Вычисляются площадь сечения трубопровода, расход и средняя скорость потока.

2. Вычисляются потери напора по длине опытного участка трубопровода. Для горизонтального трубопровода постоянного сечения в соответствии с уравнением Бернулли

$$h_{дл} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}. \quad (10.26)$$

3. Из формулы (10.1) определяется опытное значение гидравлического коэффициента трения.

4. С учетом того, что в опыте с самым большим расходом область гидравлического сопротивления квадратичная, из формулы Никурадзе (10.25) вычисляется величина Δ , путем подстановки в нее опытного значения гидравлического коэффициента трения.

5. Далее устанавливаются по вышеизложенным рекомендациям границы зон гидравлического сопротивления.

6. В зависимости от зоны сопротивления применяется расчетная формула для определения расчетной величины гидравлического коэффициента трения λ_p .

7. Вычисляется относительное отклонение λ_p от $\lambda_{оп}$.

Контрольные вопросы

1. Как определить опытным путем потери напора по длине в горизонтальном и наклонном трубопроводе?

2. Что такое гидравлический коэффициент трения?

3. От чего зависит коэффициент λ при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?

Лабораторная работа 11. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

При истечении жидкости из малого отверстия в тонкой стенке и насадков при постоянном напоре расход определяется по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (11.1)$$

где μ – коэффициент расхода;

ω – площадь отверстия в тонкой стенке или насадка;

H_0 – расчетный напор.

Если жидкость вытекает из резервуара (рис. 11.1) при постоянном уровне H и давлении p_1 , то расчетный напор

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g}, \quad (11.2)$$

где V_0 – средняя скорость движения жидкости в сечении 1–1 (рис. 11.1).

В частном случае, когда $p_1 = p_0$ и $V_0 = 0$, расчетный напор $H_0 = H$.

Коэффициент μ есть величина безразмерная. Он представляет собой отношение действительного расхода к тому расходу, который был бы в случае отсутствия сопротивлений и сжатия струи:

$$\mu = Q / (\omega \sqrt{2gH_0}). \quad (11.3)$$

Коэффициент расхода выражается через коэффициент сжатия струи и коэффициент скорости:

$$\mu = \varepsilon \varphi . \quad (11.4)$$

Коэффициент сжатия струи

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega} , \quad (11.5)$$

где ω_c — площадь сжатого сечения струи после выхода ее из отверстия или насадка.

Для цилиндрического и коноидиального насадков $\varepsilon = 1,0$, т. е. струя не имеет сжатия на выходе. В случае конического сходящегося насадка коэффициент сжатия весьма близок к 1,0.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \sum \zeta}} , \quad (11.6)$$

где α_c — коэффициент кинетической энергии в сжатом сечении струи;

$\sum \zeta$ — сумма коэффициентов сопротивлений на пути движения жидкости от резервуара до сжатого сечения.

Задачи исследования:

1) определить по результатам выполненных опытов коэффициенты расхода, сжатия, скорости при истечении жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке, из внешнего цилиндрического и внешнего конического сходящегося насадков;

2) сопоставить полученные опытные коэффициенты с приведенными в литературе.

Лабораторная установка. Установка (рис. 11.1) состоит из резервуара 4, сливной воронки 2 для поддержания постоянного уровня H , фланца 5 со шпильками для крепления исследуемого насадка или диска 6 с отверстием, клапана 7 с рычагом 3 для перекрытия отверстия, пьезометра 1 для измерения H , задвижки 8 для регулировки расхода жидкости, поступающей в резервуар.

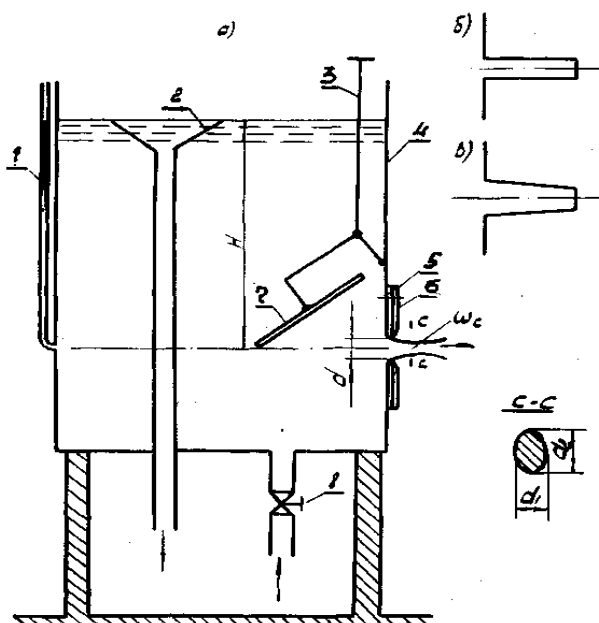


Рис. 11.1. Схема опытной установки:
a – общий вид; *б* – внешний цилиндрический насадок;
в – внешний конический сходящийся насадок;
с – сжатое сечение струи

Проведение опытов.

1. Резервуар наполняется водой, задвижкой 8 устанавливается такой расход, чтобы уровень в резервуаре был постоянным.
2. Измеряется диаметр отверстия.
3. Рычагом 3 открывается клапан 7.
4. Весовым способом измеряется расход истечения.
5. Штангенциркулем измеряются горизонтальный d_1 и вертикальный d_2 размеры струи в сжатом сечении.
6. По пьезометру 1 определяется геометрический напор H .
7. По мерной линейке определяется дальность L_x полета струи (на уровне пола).

Такие опыты проводятся с внешним цилиндрическим и коническим сходящимися насадками. Результаты измерений и вычислений записываются в табл. 11.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 11.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Круглое отверстие в тонкой стенке	Цилиндрический насадок	Конический сходящийся насадок
1. Диаметр отверстия d	см			
2. Площадь отверстия ω	см ²			
3. Объем воды в мерном баке W	см ³			
4. Время наполнения мерного бака t	с			
5. Расход Q	см ³ /с			
6. Напор над центром отверстия H	см			
7. Коэффициент расхода μ	—			
8. Размеры струи в сжатом сечении d_1 и d_2	см			
9. Площадь в сжатом сечении ω_c	см ²			
10. Коэффициент сжатия ε	—			
11. Коэффициент скорости φ	—			
12. Коэффициент сопротивления ζ	—			
13. Дальность отлета струи L_x	см			

Обработка результатов.

1. Вычисляются площади отверстий в тонкой стенке и исследуемых насадках.

2. По формуле (11.3) определяется коэффициент расхода.

3. Определяется площадь сжатого сечения струи:

$$\omega_c = \frac{\pi}{4} d_1 d_2. \quad (11.7)$$

4. По формуле (11.5) находится коэффициент сжатия струи.

5. Определяется коэффициент скорости:

$$\varphi = \mu / \varepsilon. \quad (11.8)$$

6. Определяется сумма коэффициентов сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = 1 / \varphi^2 - \alpha_c. \quad (11.9)$$

7. Полученные опытные коэффициенты сопоставляются с приведенными в литературе (табл. 3 приложения).

Контрольные вопросы

1. Какой физический смысл имеют коэффициенты расхода, сжатия, скорости и какая взаимосвязь между ними?
2. При каких условиях истечение из цилиндрического насадка становится таким же, как из отверстия в тонкой стенке?

Лабораторная работа 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ И ПОСТОЯННОМ ПРИТОКЕ

Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре относится к области неустановившегося движения, когда характеристики потока – скорость истечения и напор – изменяются во времени.

Время понижения (повышения) уровня жидкости в резервуаре (рис. 12.1) с постоянной площадью его сечения при постоянном притоке определяется по формуле

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} \left(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2} + \sqrt{H_a} \ln \frac{\sqrt{H_a} - \sqrt{H_1}}{\sqrt{H_a} - \sqrt{H_2}} \right), \quad (12.1)$$

где Ω – площадь сечения резервуара;

μ – коэффициент расхода отверстия;

H_1 – начальный напор;

H_2 – конечный напор;

H_a – напор, соответствующий установившемуся движению, при котором расход из отверстия равен притоку:

$$H_a = \frac{Q_a^2}{\mu^2 \omega^2 2g}, \quad (12.2)$$

где Q_a^2 – расход, поступающий в резервуар.

Зная начальный напор H_1 и значение H_a , можно судить об изменении уровня жидкости в резервуаре. Возможны следующие условия:

$H_1 > H_a$ – уровень жидкости в резервуаре понижается;

$H_1 < H_a$ – уровень жидкости в резервуаре повышается;

$H_1 = H_a$ – уровень жидкости в резервуаре не изменяется.

Задачи исследования:

- 1) определить опытным путем время изменения напора от H_1 до H_2 ;
- 2) вычислить для условий опытов время изменения напора;
- 3) сопоставить время понижения уровней в опыте с расчетным.

Лабораторная установка. Установка состоит из резервуара 1 (рис. 12.1), фланца 2 для присоединения диска с отверстием 3, клапана 4 с системой рычагов 5 для перекрытия отверстия 3. Заполнение резервуара 1 водой производится через задвижку 7, установленную на трубопроводе 8. Опорожнение резервуара 1 производится через задвижку 9. Напор в резервуаре измеряется пьезометром 6.

Проведение опытов.

В лабораторной работе проводятся четыре опыта, различающихся между собой значением поступающего в резервуар расхода Q_a , начальным напором H_1 и конечным H_2 .

Рекомендуется следующий порядок проведения опытов:

- 1) измеряются размеры сечения резервуара ℓ , b и диаметр отверстия d ;
- 2) резервуар 1 заполняется водой и задвижкой 7 устанавливается расход Q_a ;
- 3) открывается клапан 4. Выжидается некоторое время стабилизации уровня воды в резервуаре 1, который соответствует напору H_a , и его величина снимается по пьезометру 6;
- 4) открывается задвижка 9 и производится понижение уровня воды в резервуаре 1 (примерно на половину от величины H_a), после чего задвижка 9 закрывается;
- 5) выжидается некоторое время стабилизации уровня воды в резервуаре 1. Одновременно по пьезометру 6 фиксируется напор H_1 и включается секундомер;
- 6) после повышения напора до значения H_2 секундомер останавливается (напоры H_1 и H_2 назначаются произвольно). Затем опыт повторяется. Количество опытов устанавливается преподавателем.

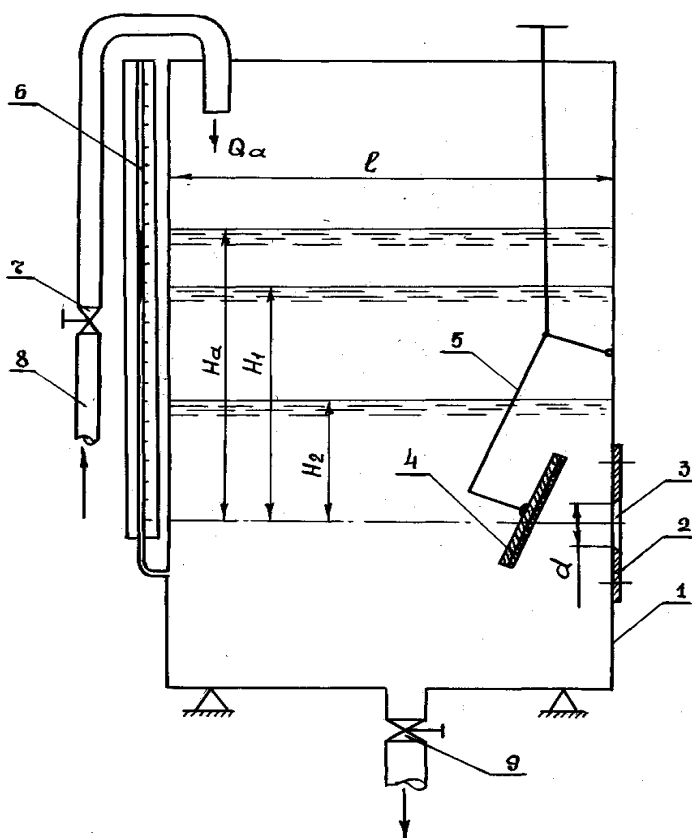


Рис. 12.1. Схема опытной установки

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 12.1 журнала лабораторных работ.

Таблица 12.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов			
		1	2	3	4
1. Размер резервуара в плане $\ell \times b$	2	3	4	5	6
2. Площадь сечения резервуара Ω	см ²				
3. Диаметр отверстия d	мм				

1	2	3	4	5	6
4. Площадь сечения отверстия ω	см ²				
5. Коэффициент расхода μ	—				
6. Постоянный напор H_a	см				
7. Начальный напор H_1	см				
8. Конечный напор H_2	см				
9. Время опорожнения резервуара:					
опытное $t_{\text{оп}}$	с				
вычисленное t_p	с				
10. Разница Δt	%				

Обработка результатов.

1. Определяется площадь сечения резервуара и отверстия.
2. Время измерения напора от H_1 до H_2 вычисляется по формуле (10.1).

Коэффициент расхода μ для отверстия принимается из работы 11. Если эта работа не выполнялась, то коэффициент расхода принимается из справочной литературы.

3. Находится относительная разность в процентах между опытным $t_{\text{оп}}$ и вычисленным t_p временем истечения.

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит время понижения (повышения) напора от H_1 до H_2 при притоке Q_a ?
2. Как устанавливается повышение или понижение уровня жидкости в резервуаре при истечении из отверстия с притоком?

Лабораторная работа 13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ БЕЗ ПРИТОКА

Время изменения напора от H_1 до H_2 при истечении жидкости в атмосферу и постоянной площади резервуара, когда отсутствует приток, является частным случаем истечения с притоком.

Так как $Q_a = 0$, то $H_a = 0$ и формула (12.1) примет вид

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} \left(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2} \right). \quad (13.1)$$

Задачи исследования:

- 1) определить опытным путем время изменения напора от H_1 до H_2 ;
- 2) вычислить для условий опытов время изменения напора;
- 3) сопоставить время понижения уровней в опыте с расчетным.

Лабораторная установка.

Схема опытной установки показана на рис. 12.1, а ее описание дано в лабораторной работе 12.

Проведение опытов.

В лабораторной работе выполняются три опыта, различающихся между собой начальными H_1 и конечными H_2 напорами.

Рекомендуется следующий порядок проведения опытов:

- 1) измеряются размеры сечения резервуара ℓ , b и диаметр отверстия d ;
- 2) по пьезометру 6 определяется первоначальный напор H_1 ;
- 3) открывается клапан 4 и одновременно включается секундомер;
- 4) после падения напора до значения H_2 секундомер останавливается. Напоры H_1 до H_2 назначаются произвольно.

Результаты измерений и вычислений записываются в табл. 13.1 журнала лабораторных работ.

Обработка результатов.

1. Определяются площади сечения резервуара и отверстия.

2. Время изменения напора от H_1 до H_2 вычисляется по формуле (13.1).

Коэффициент расхода μ для отверстия принимается из работы 11. Если эта работа не выполнялась, то коэффициент расхода принимается из справочной литературы.

3. Находится относительная разность между опытным и вычисленным временем истечения.

Таблица 13.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Размер резервуара $\ell \times b$	см			
2. Площадь сечения резервуара Ω	см ²			
3. Диаметр отверстия d	мм			
4. Площадь сечения отверстия ω	см ²			
5. Коэффициент расхода μ	—			
6. Начальный напор H_1	см			
7. Конечный напор H_2	см			
8. Время истечения: опытное $t_{\text{оп}}$	с			
вычисленное t_r	с			
9. Относительная разность Δt	%			

Контрольные вопросы

1. Как определяется время изменения напора от H_1 до H_2 , если $H_a = 0$?
2. От каких факторов зависит время изменения напора от H_1 до H_2 ?

Лабораторная работа 14. ИССЛЕДОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДА ИЗ ПАРАЛЛЕЛЬНО СОЕДИНЕННЫХ ТРУБ

Трубопроводы, имеющие общие узловые точки в их начале и конце, называют параллельно соединенными (рис. 14.1). Такие трубопроводы обеспечивают повышенную надежность водоснабжения, так как в случае выхода из строя одного участка вода будет поступать по другому.

Поскольку параллельные трубопроводы разветвляются в общей точке A (рис. 14.1) с единым напором H_A и соединяются в другой общей точке B с единым напором H_B , то потери напора $h_{тр}$ в каждом из двух трубопроводов будут одинаковыми, т. е.

$$H_A - H_B = h_{тр1} = h_{тр2} = \ell_1 \frac{Q_1^2}{K_1^2} = \ell_2 \frac{Q_2^2}{K_2^2}, \quad (14.1)$$

где ℓ_1, ℓ_2 – длины соответственно первого и второго участков;

Q_1, Q_2 – расходы соответственно на первом и втором участках;

K_1, K_2 – расходные характеристики соответственно первого и второго трубопроводов, определяемые в общем виде по формуле $K = C\omega\sqrt{R}$.

Из уравнения (14.1) можно выразить один из расходов:

$$Q_2 = Q_1 \frac{K_2}{K_1} \sqrt{\ell_1 / \ell_2}. \quad (14.2)$$

Сумма расходов в общих трубопроводах равна расходу до их разветвления, т. е.

$$Q_1 + Q_2 = Q. \quad (14.3)$$

Решая систему уравнений (14.2) и (14.3), можно найти расходы на обоих параллельных участках.

Потери напора $h_{тр}$ между узловыми точками A и B определяют как потери напора на одном из участков (безразлично на котором) по формуле

$$h_{тр} = \ell \frac{Q^2}{K^2}. \quad (14.4)$$

Задачи исследования:

- 1) определить потери напора между узловыми точками параллельно соединенными трубами опытным путем $h_{тр}^{оп}$;
- 2) сравнить полученные величины с вычисленными по формуле (14.4).

Лабораторная установка. Установка (рис. 14.1) состоит из двух параллельно соединенных трубопроводов 1 и 2, напорного резервуара 3 с постоянно поддерживаемым уровнем и задвижки 6. В узловых точках A и B установлены пьезометры 4 и 5.

Проведение опытов. В работе выполняются три опыта, различающихся между собой расходами, которые определяются весовым способом. Величина расхода регулируется задвижкой 6. После стабилизации уровней в пьезометрах 4 и 5 снимаются их показания H_A и H_B .

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 14.1 журнала лабораторных работ.

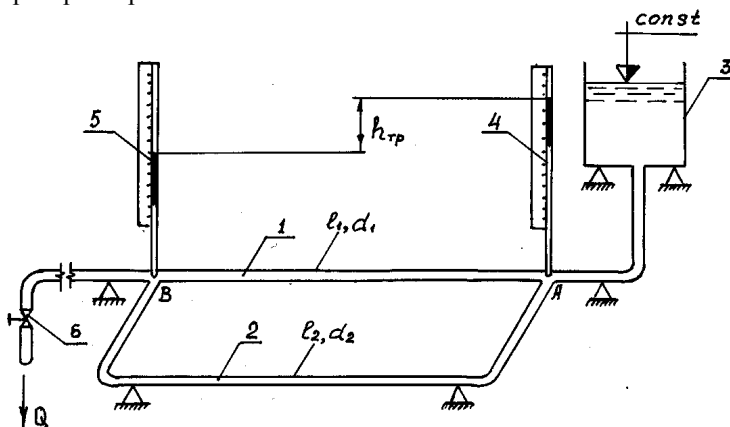


Рис. 14.1. Схема водопроводной сети с параллельным соединением труб

Т а б л и ц а 14.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Диаметр труб: первой ветви d_1 второй ветви d_2	см см			
2. Длина труб: первой ветви ℓ_1 второй ветви ℓ_2	см см			
3. Пьезометрический напор в узловых точках: A_{HA} B_{HB}	см см			
4. Расходная характеристика: первой ветви K_1 второй ветви K_2	см ³ /с см ³ /с			
5. Объем воды в мерном баке W	см ³			
6. Время наполнения мерного бака t	с			
7. Расход воды в трубах первой и второй ветвей Q	см ³ /с			
8. Расход воды в трубе первой (второй) ветви Q_1 (Q_2)	см ³ /с			
9. Потеря напора между узловыми точками: опытная $h_{тр}$ вычисленная $h_{тр}$	см см			
10. Относительная разность Δh	%			

Обработка результатов.

1. Вычисляются площади сечений ω_1 и ω_2 , гидравлические радиусы R_1 и R_2 , коэффициенты Шези C_1 и C_2 , расходные характеристики K_1 и K_2 труб первой и второй ветвей.

2. Определяется суммарный расход Q воды в трубах первой и второй ветвей $Q_1 + Q_2$.

3. Определяется расход воды в трубе первой Q_1 или второй Q_2 ветви путем решения системы уравнений (14.2) и (14.3).

4. Устанавливаются потери напора между узловыми точками по опытными данным $h_{тр}^{оп} = H_A - H_B$ и по формуле (14.4).

5. Сопоставляются опытные $h_{тр}^{оп}$ и вычисленные по формуле (14.4) значения потерь напора.

Контрольные вопросы

1. Какие признаки работы характерны для трубопровода из параллельно соединенных труб?

2. Как определить расходы в параллельных ветвях трубопровода?

Лабораторная работа 15. ИССЛЕДОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДА С РАВНОМЕРНЫМ ПУТЕВЫМ РАСХОДОМ

Существуют конструкции трубопроводов различного назначения, в которых часть жидкости непрерывно отбирается по пути. Расход жидкости в таком трубопроводе переменный: он постепенно уменьшается по длине ℓ от начала к концу. В трубопроводе с равномерным путевым расходом $q = \Delta Q / \Delta \ell \approx \text{const}$. К таким трубопроводам можно отнести трубопроводы распылителей жидких ядохимикатов и удобрений, дождевальных аппаратов и т. п. Распределительный трубопровод, из которого вода отбирается по пути в одинаковые близкорасположенные здания или водоразборные колонки, также можно считать с некоторым приближением трубопроводом с равномерным путевым расходом (при одновременном включении всех потребителей).

В случаях, когда в трубопроводе кроме путевого расхода Q_p существует транзитный расход Q_t , потери напора $h_{тр}$ между узловыми точками A и B (рис. 15.1) определяются до формуле

$$h_{тр} = \ell \cdot Q_p^2 / K^2, \quad (15.1)$$

где Q_p^2 – расчетный расход на участке AB , определяемый по зависимости

$$Q_p = Q_t + 0,55 \cdot Q_n. \quad (15.2)$$

Задачи исследования:

- 1) определить потери напора между узловыми точками трубопровода с путевым и транзитным расходами опытным путем;
- 2) сравнить полученные величины с вычисленными по формуле (15.1).

Лабораторная установка. Установка (рис. 15.1) состоит из двух стальных труб, устроенных по типу труба 1 в трубе 2, напорного резервуара 3 с постоянно поддерживаемым уровнем и двумя задвижками 6 и 7. При этом трубопровод 1 имеет вдоль своей длины отверстия с расстоянием между ними на отдельных, по мере продвижения воды, участках 20, 18, 16 и 14 см. Это позволяет моделировать трубопровод с более или менее равномерным путевым расходом. В узловых точках A и B установлены пьезометры 4 и 5.

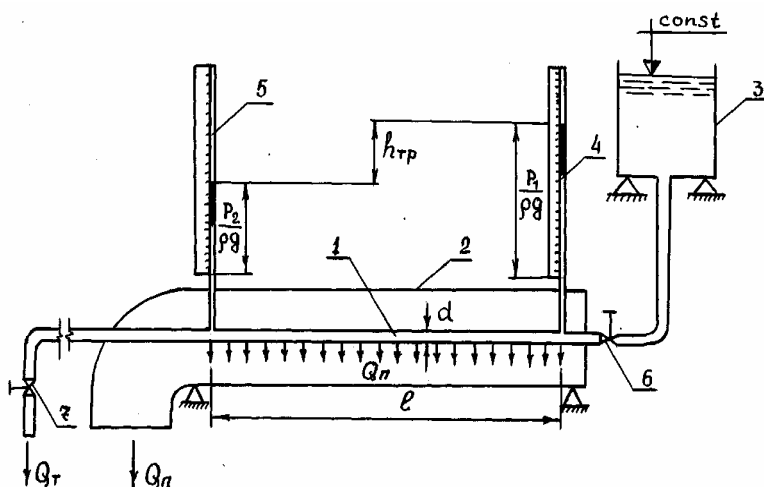


Рис. 15.1. Схема трубопровода с равномерным путевым расходом

Проведение опытов. В работе выполняются три опыта, различающихся между собой транзитным Q_T и путевым $Q_П$ расходами, которые определяются весовым способом. Величина расходов регулируется задвижками 6 и 7. После стабилизации уровней в пьезометрах 4 и 5 снимаются их показания H_A и H_B .

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 15.1 журнала лабораторных работ.

Таблица 15.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1	2	3	4	5
1. Диаметр трубопровода d	см			
2. Длина трубопровода ℓ	см			
3. Пьезометрический напор в узловых точках: A H_A B H_B	см см			
4. Объем воды в мерном баке: транзитного расхода W_T путевого расхода $W_П$	см ³ см ³			
5. Время наполнения мерного бака: при транзитном расходе t_T при путевом расходе $t_П$	с с			

1	2	3	4	5
6. Величина расхода: транзитного Q_t путевого Q_{Π}	см ³ /с см ³ /с			
7. Расходная характеристика трубопровода K	см ³ /с			
8. Потеря напора между узловыми точками A и B : опытная $h_{тр}$ вычисленная $h_{тр}$	см см			
9. Относительная разность Δh	%			

Обработка результатов.

1. Вычисляются площадь сечения ω , гидравлический радиус R , коэффициент Шези C , находится расходная характеристика K трубы.

2. Определяются весовым способом транзитный Q_t и путевой Q_{Π} расходы.

3. Вычисляется расчетный расход Q_p по зависимости (15.2).

4. Устанавливаются потери напора между узловыми точками по опытными данным

$$h_{тр}^{оп} = H_A - H_B$$

и по формуле (15.1).

5. Сопоставляются опытные и вычисленные по формуле (15.1) значения потерь на участке AB трубопровода.

Контрольные вопросы

1. Какие расходы проходят в начальном A и конечном B сечениях трубопровода?

2. Как изменяются показания пьезометров в точках A и B при увеличении открытия задвижки Z ?

Лабораторная работа 16. ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОЙ ВОДОПРОВОДНОЙ СЕТИ

Кольцевая водопроводная сеть представляет собой замкнутую систему трубопроводов (рис. 16.1). В ней, в отличие от тупиковой сети, вода к любой узловой точке может подводиться с двух и более направлений. Поэтому такие сети более надежны, чем тупиковые, так как в случае неисправности одного из участков подача воды в узловые точки

обеспечивается по другим смежным участкам (хотя и в несколько меньшем количестве и при меньшем свободном напоре).

Расчет кольцевой водопроводной сети представляет собой сложную задачу, так как для принятой схемы трубопровода и заданных узловых расходов Q_A , Q_C неизвестны величины и направления линейных расходов Q_1 , Q_2 , Q_3 . Для определения последних составляется соответствующее число уравнений исходя из следующих условий:

а) для каждого узла (1, 2, 3) сумма приходящих к нему расходов (знак «+») равна сумме уходящих от него расходов (знак «-»), включая узловую, т. е. $\sum Q = 0$;

б) для каждого кольца сумма потерь напора в линиях с движением воды по часовой стрелке (знак «+») равна сумме потерь напора в линиях с движением воды против часовой стрелки (знак «-»), т. е. $\sum h_{тр} = 0$.

Потери напора на отдельных участках $h_{тр}$ определяются по формуле

$$h_{тр} = \ell \frac{Q^2}{K^2}. \quad (16.1)$$

При известных потерях напора на участке величину линейного расхода Q можно определить по формуле

$$Q = K \sqrt{\frac{h_{тр}}{\ell}}. \quad (16.2)$$

Задачи исследования:

1) определить расходы в узловых точках A и C опытным путем ($Q_{оп}$);

2) сравнить их величины с вычисленными по формуле (Q_t).

Лабораторная установка. Установка (рис. 16.1) состоит из трех замкнутых стальных трубопроводов 1, 2 и 3, напорного резервуара 4 с постоянно поддерживаемым уровнем и задвижек 5 и 6. В узловых точках A , B , C установлены пьезометры 7, 8 и 9.

Проведение опытов. В работе выполняются три опыта, различающихся между собой узловыми расходами Q_A и Q_C , которые определяются весовым способом. Величина расходов регулируется задвижками 5 и 6. После стабилизации уровней в пьезометрах 7, 8 и 9 снимаются их показания H_A , H_B , H_C .

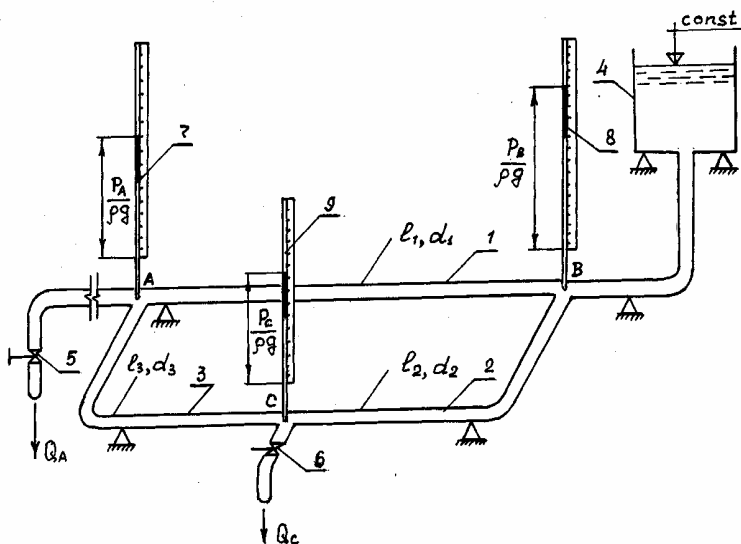


Рис. 16.1. Схема кольцевой водопроводной сети

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 16.1 журнала лабораторных работ.

Таблица 16.1. Результаты измерений, вычислений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1	2	3	4	5
1. Диаметр трубы на участках: AB d_1 BC d_2 AC d_3	см см см			
2. Длина трубы на участках: AB ℓ_1 BC ℓ_2 AC ℓ_3	см см см			
3. Пьезометрический напор в узловых точках: A H_a B H_b C H_c	см см см			

1	2	3	4	5
4. Расходная характеристика трубы на участках: $AB \ K_1$ $BC \ K_2$ $AC \ K_3$	$\text{см}^3/\text{с}$ $\text{см}^3/\text{с}$ $\text{см}^3/\text{с}$			
5. Объем воды в мерном баке в узловых точках: $A \ W_a$ $C \ W_c$	см^3 см^3			
6. Время наполнения мерного бака в узловых точках: $A \ t_a$ $C \ t_c$	с с			
7. Потери напора на участках: $AB \ h_{\text{тр}1}$ $BC \ h_{\text{тр}2}$ $AC \ h_{\text{тр}3}$	см см см			
8. Величина линейного расхода на участках: $AB \ Q_1$ $BC \ Q_2$ $AC \ Q_3$	л/с л/с л/с			
9. Величина сосредоточенного расхода в узловой точке A : опытная $\sum Q_{\text{оп}}$ вычисленная $\sum Q_t$	л/с л/с			
То же в узловой точке C : опытная $\sum Q_{\text{оп}}$ вычисленная $\sum Q_t$	л/с л/с			
11. Относительная разность расходов в узловых точках: $A \ \sum Q_A$ $C \ \sum Q_C$	$\%$ $\%$			

Обработка результатов.

1. Вычисляются площади сечений $\omega_1, \omega_2, \omega_3$; гидравлические радиусы R_1, R_2 и R_3 ; коэффициенты Шези C_1, C_2, C_3 ; расходные характеристики K_1, K_2 и K_3 труб соответственно на участках AB, BC и AC .

2. Устанавливается опытная величина расходов в узловых точках A и C ($Q_{\text{оп}}$).

3. Вычисляются потери напора $h_{\text{тр}}$ на участках AB, BC и AC по следующим формулам:

$$H_{AB} = h_{\text{тр}1} = H_A - H_B; \quad H_{BC} = h_{\text{тр}2} = H_B - H_C;$$

$$H_{AC} = h_{\text{тр}3} = H_A - H_C. \quad (16.3)$$

4. Определяется величина и направление линейных расходов на участках AB , BC и AC с использованием формулы (16.2).

5. С использованием величин и направлений линейных расходов устанавливаются узловые расходы в точках A и C (Q_T).

6. Сопоставляются опытные $Q_{оп}$ и вычисленные Q_T значения расходов в узловых точках A и C (определяется величина ΔQ).

Контрольные вопросы

1. Как вычисляются расходы и потери напора на участках кольцевой водопроводной сети?

2. Как изменятся показания пьезометров в точках A , B и C при уменьшении открытия задвижки 5?

Лабораторная работа 17. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБОПРОВОДЕ

Гидравлический удар – явление, возникающее в движущейся жидкости при быстром изменении скорости в одном из сечений потока. Он характеризуется возникновением волны давления, которая распространяется от места изменения скорости и вызывает в трубопроводе колебания давления и деформации стенок, которые могут быть значительными. Например, если при движении воды в длинном стальном трубопроводе мгновенно закрыть затвор на конце его, то повышение давления приблизительно равно 1,0–1,2 МПа на каждый 1 м/с первоначальной скорости потока. Вследствие этого в нормальной работе трубопровода могут возникать осложнения вплоть до разрыва стенок, возможны повреждения оборудования насосной станции.

При гидравлическом ударе может быть также и резкое понижение давления вплоть до давления насыщенных паров и разрыва сплошности потока жидкости. Основные причины возникновения гидравлического удара:

1) быстрое закрытие или открытие запорных и регулирующих устройств;

2) внезапная остановка насоса;

3) пуск насоса при открытом затворе на нагнетательной линии. После резкого закрытия затвора вдоль трубопровода в потоке распространяется ударная волна с некоторой скоростью C_0 . Время, необходимое для прохождения ударной волной двойной длины трубопровода (к началу и обратно), называется фазой гидравлического удара:

$$t_{\phi} = 2 \cdot \ell / C_0. \quad (17.1)$$

Если время закрытия затвора меньше фазы гидравлического удара, то последний называется прямым. Максимальное повышение давления в этом случае определяется по формуле Н. Е. Жуковского

$$\Delta p = \rho V_0 C_0, \quad (17.2)$$

где V_0 – скорость движения жидкости до закрытия затвора.

Скорость распространения волны гидравлического удара можно определить по формуле Н. Е. Жуковского

$$C_0 = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}} / \sqrt{1 + \frac{E_{\text{ж}} d}{E \delta}}, \quad (17.3)$$

где $E_{\text{ж}}$ – модуль объемной упругости жидкости;

E – модуль упругости материала стенок трубопровода;

d, δ – соответственно диаметр и толщина стенки трубы.

Из формулы (17.3) следует, что в случае абсолютно жесткого трубопровода скорость распространения ударной волны $C_0 = C_{\text{зв}} = \sqrt{E_{\text{ж}} / \rho}$. Она равна скорости звука в жидкости, занимающей неограниченно большой объем. Так, для воды при температуре 10 °С $E_{\text{ж}} = 2,03 \cdot 10^9$ Па, поэтому $C_{\text{зв}} = 1430$ м/с.

Если время закрытия затвора больше фазы гидравлического удара, то такой удар называется непрямым. При этом максимальное повышение давления в трубопроводе будет меньше, чем в случае прямого гидравлического удара, и определяется по формуле (при допущении, что оно зависит линейно от скорости V_0)

$$\Delta p = 2\rho V_0 \ell / t_3, \quad (17.4)$$

где t_3 – время закрытия затвора.

Задачи исследования:

1) задавая различные средние скорости движения жидкости в трубопроводе, определить опытным путем величины повышения давления при гидравлическом ударе;

2) вычислить по формулам Н. Е. Жуковского величины повышения давления для условий опытов;

3) сравнить полученные опытные величины Δp с расчетными.

Лабораторная установка. Лабораторная установка (рис. 17.1) состоит из напорного резервуара 1, стального трубопровода 2, затвора 4 и индикатора давления 3.

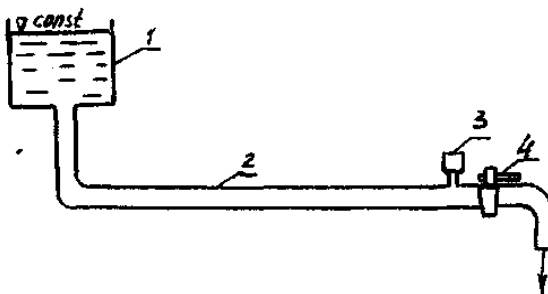


Рис. 17.1. Схема опытной установки

Проведение опытов.

1. Измеряется длина, диаметр опытного трубопровода, толщина его стенки.

2. Затвором 4 устанавливается постоянный небольшой расход, который определяется весовым способом.

3. Мгновенно закрывается затвор 4.

4. По индикаторной диаграмме определяется повышение давления.

5. Повторяется вышеописанный опыт еще при двух больших значениях расхода в трубопроводе.

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 17.1 журнала лабораторных работ.

Таблица 17.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Длина трубы ℓ	см			
2. Диаметр трубы d	см			
3. Толщина стенок трубы δ	см			
4. Материал трубы	—			
5. Площадь сечения трубы ω	см ²			
6. Объем воды в мерном баке W	см ³			
7. Время наполнения мерного бака t	с			
8. Расход Q	см ³ /с			
9. Скорость течения воды в трубе до закрытия крана V_0	см/с			
10. Скорость C_0 по формуле Жуковского	см/с			
11. Длительность фазы t_f	с			
12. Повышение давления: по формуле Жуковского Δp_r опытное $\Delta p_{оп}$	кПа кПа			
13. Относительная разность	%			

Обработка результатов.

1. Определяется площадь сечения трубы, расход и средняя скорость движения жидкости до закрытия затвора.
2. Вычисляются по формулам (17.3) и (17.2) соответственно скорость распространения ударной волны и повышение давления при гидравлическом ударе. Для стальной трубы принимается $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.
3. Полученные опытные значения повышения давления сравниваются с расчетными.

Контрольные вопросы

1. В каких случаях возникает в трубопроводе гидравлический удар?
2. Как определяется фаза гидравлического удара?
3. От чего зависит повышение давления при гидравлическом ударе и скорость распространения волны?
4. Как защитить трубопровод от опасного повышения давления при гидроударе?

Лабораторная работа 18. ИЗМЕРЕНИЕ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСРЕДНЕННЫХ МЕСТНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ОТКРЫТОГО ПОТОКА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА КОРИОЛИСА

Движение воды в открытых каналах, как правило, равномерное, при котором средняя скорость течения и все другие гидравлические характеристики по длине потока остаются постоянными. Средняя скорость V зависит от размеров живого сечения потока, продольного уклона $I = i$ и состояния его поверхности, определяемого величиной коэффициента шероховатости n . Средняя скорость V движения (это условная, одинаковая для всех точек живого сечения скорость) определяется по формуле Шези

$$V = C \sqrt{R \cdot i}, \quad (18.1)$$

где C – коэффициент Шези;

R – гидравлический радиус, $R = \omega / \chi$;

χ – смоченный периметр.

При движении в открытых руслах скорость жидкости уменьшается в направлении к берегам и ко дну. Следовательно, чтобы иметь представление о движении жидкости, необходимо знать закон распределения скорости в вертикальной и горизонтальной плоскостях поперечного сечения. Закон распределения местных скоростей и по вертикали (рис. 18.1) в широких руслах выражен формулой Базена

$$u = u_{\text{пов}} - 24 \frac{V}{C} \left(\frac{H-z}{H} \right)^2, \quad (18.2)$$

где $u_{\text{пов}}$ – скорость движения воды у поверхностей;

V – средняя скорость по вертикали;

H – глубина потока;

z – текущая координата;

C – коэффициент Шези.

При проектировании каналов одной из расчетных является предельная неразмывающая скорость $V_{\text{мах}}$, т. е. скорость, при которой не разрушаются дно и откосы. Она зависит от характера грунтов (связные, несвязные, скальные), крупности частиц и глубины потока. В гидравлических расчетах можно пользоваться справочными данными.

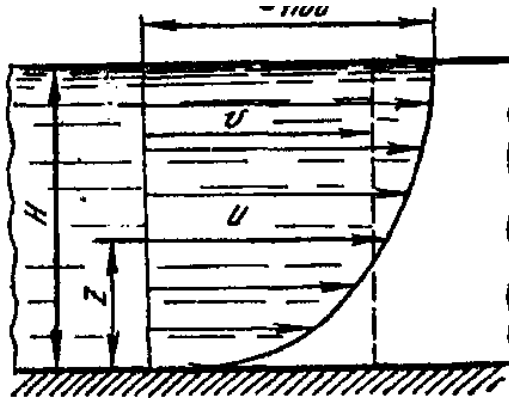


Рис. 18.1. График распределения скоростей по высоте потока в открытом русле

Наиболее простой и удобной для определения местных скоростей в канале является формула

$$u / u_{\text{мах}} = (y / h)^{1/m}, \quad (18.3)$$

где m – переменный параметр, зависящий от скоростного коэффициента Шези C_v на рассматриваемой вертикали. Его можно вычислить по приближенной зависимости

$$m = \frac{2,3 + 0,1 C_v}{3,13 + C_v} \cdot C_v. \quad (18.4)$$

Измерение местных скоростей выполняется с помощью гидродинамической трубки (трубки Пито), которая устанавливается в лотке и погружается на определенную глубину.

1) определить величины скоростных напоров $u^2/2g$ опытным путем при трех различных расходах потока;

3) сопоставить полученные результаты коэффициентов с теоретическими.

A detailed technical drawing of a water pump assembly, likely a centrifugal pump. The main body is a horizontal cylinder (1) containing a central shaft (2) with a rotating impeller (3). The impeller is connected to a drive shaft (4) passing through a seal (5). The pump is mounted on a base (6) with a support (7). A discharge pipe (8) leads from the pump outlet to a collection tank (9), which has a drain (10) at the bottom. The entire assembly is shown in a cross-sectional view.

Стенд имеет замкнутую систему циркуляции жидкости. На раме установлен гидробак и насосный (моноблочный) агрегат, в состав которого входят центробежный насос и трехфазный электродвигатель. Передней частью лоток шарнирно установлен на гидробаке. С противоположной стороны лоток опирается на вторую рамную конструкцию, на которой установлен специальный гидропривод с гидроцилиндром и ручным насосом, обеспечивающий поворот лотка относительно шарниров, закрепленных на гидробаке. Это позволяет бесступенчато

изменять в широких пределах уклон дна лотка. Выход центробежного насоса с лотком соединен с помощью эластичного трубопровода. На одной из стенок лотка на осях X и Y нанесена координатная сетка. Информационно-измерительная система стенда позволяет измерять местные продольные скорости и расход воды, поступающей в лоток, координаты свободной поверхности потока. Расходомер-счетчик измеряет расход воды в $\text{м}^3/\text{час}$. Уклон дна лотка изменяется с помощью подъемного устройства и определяется по мерной шкале. Глубина потока в лотке регулируется концевым затвором.



Рис. 18.3. Стенд «Открытые потоки»

Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 18.1 журнала лабораторных работ.

Т а б л и ц а 18.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

Наименование	Единица измерения	Номера опытов		
		1	2	3
1. Ширина канала b	см			
2. Глубина потока в канале h	см			
3. Уклон дна канала i	—			
4. Площадь сечения потока ω	см ²			
5. Смоченный периметр χ	см			
6. Гидравлический радиус R	см			
7. Расход Q	см ³ /с			
8. Средняя скорость V	см/с			
9. Скоростной напор $u^2/2g$	см			
10. Местная, точечная скорость u	см/с			
11. Коэффициент Буссинеска: опытный $\alpha_{оп}$ вычисленный α_t	—			
12. Коэффициент Кориолиса: опытный $\alpha_{оп}$ вычисленный α_t	—			
13. Относительная разность: $\Delta\alpha'$ $\Delta\alpha$	% %			

Обработка результатов.

1. Определяется величина расхода Q в канале.
2. Вычисляются площадь ω , смоченный периметр χ и гидравлический радиус R сечения потока, а затем средняя скорость потока V (18.1) и местная точечная скорость $u = \sqrt{2g h}$ (18.6).
3. Вычисляется опытное значение коэффициента Кориолиса α и сравнивается с расчетным $\alpha_t = 1,1$, сопоставляются полученные результаты (вычисляется $\Delta\alpha$).

Контрольные вопросы

1. Чем отличается равномерное движение в канале от неравномерного?
2. Как определить коэффициент Кориолиса при равномерном движении потока опытным путем?
3. Как влияет на величину средней скорости коэффициент Кориолиса α ?

Лабораторная работа 19. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ. УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ И МАРКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Среди динамических наибольшее распространение получили лопастные насосы. Рабочим органом лопастного насоса является колесо, снабженное лопастями. Вращаясь от двигателя, рабочее колесо передает энергию жидкости, протекающей через каналы между его лопастями под действием преимущественно инерционных сил. В зависимости от формы рабочего колеса, определяющей направление потока жидкости в нем относительно оси, лопастные насосы подразделяются на центробежные, осевые и диагональные.

Конструкции центробежных насосов

Центробежные насосы можно классифицировать по следующим признакам: по способу подвода жидкости на рабочее колесо – с односторонним (консольные) и двусторонним подводом; по числу ступеней рабочих секций, соединенных последовательно – одно- и многоступенчатые; по расположению вала рабочих колес – горизонтальные и вертикальные; по роду перекачиваемых жидкостей – насосы для чистых жидкостей и для гидросмесей.

В центробежных насосах жидкость подается за счет центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса. Перед пуском насоса всасывающую трубу и корпус насоса заполняют водой. Схема центробежного насоса показана на рис. 19.1.

Рабочее колесо 1 состоит из двух дисков, отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и боковые поверхности лопастей образуют межлопастные каналы колеса (рис. 19.2). В этих насосах жидкость при входе в рабочее колесо движется в осевом направлении, а затем в самом колесе – в радиальном.

При вращении колеса под действием центробежной силы жидкость непрерывно движется по межлопастным каналам от центра к периферии, приобретая при этом большую скорость.

Вода, выходя из каналов, создает у входа в рабочее колесо разрежение. Жидкость подводится через отверстие в переднем диске рабочего колеса 1 с помощью всасывающего патрубка 2 и всасывающего трубопровода 3 (рис. 19.1). Движение жидкости по всасывающему трубопроводу происходит за счет разности давлений над свободной поверхностью жидкости в водоисточнике (атмосферное) и в центральной (входной) части рабочего колеса (разрежение). Отвод жидкости из рабочего колеса осуществляется через спиральный канал 4, который переходит в короткий диффузор, образующий напорный патрубок 5, соединяемый обычно с напорным трубопроводом 6 посредством задвижки. При выходе жидкости из рабочего колеса в спиральную камеру происходит уменьшение ее скорости за счет увеличения сечения камеры, причем часть кинетической энергии переходит в потенциальную, увеличивая тем самым первоначальное давление, создаваемое колесом.

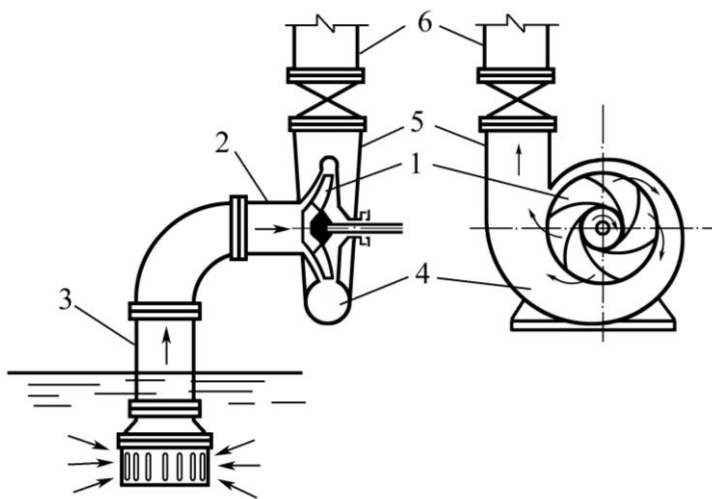


Рис. 19.1. Схема центробежного насоса:

- 1 – рабочее колесо; 2 – всасывающий патрубок; 3 – всасывающий трубопровод;
- 4 – спиральный канал; 5 – напорный патрубок;
- 6 – напорный трубопровод

Консольные насосы типа К и КМ. Это насосы горизонтальные одноступенчатые с односторонним подводом жидкости к рабочему

колесу. Предназначены для перекачивания воды (кроме морской) с температурой от 0 до 85 °С, содержащей твердые включения размером до 0,2 мм, объемная концентрация которых не превышает 0,1 %. Они могут быть изготовлены для перекачивания воды с температурой до 105 °С.

По конструкции насосы типа К (консольные) и типа КМ (консольно-моноблочные) отличаются только тем, что первые соединяются с электродвигателем при помощи муфты, так как имеют собственную станину, вторые с электродвигателем представляют единый блок, т. е. рабочее колесо насоса располагается на консоли вала электродвигателя. Корпус насоса крепится к корпусу двигателя.

Марка этих насосов по ГОСТ 22247-76 следующая: К – $Q_ч/H$, КМ – $Q_ч/H$, где $Q_ч$ и H – соответственно часовая производительность (в м³/ч) и напор (в м) водяного столба при максимальном КПД.

Основные детали насосов типа К: корпус насоса 3, крышка корпуса с всасывающим патрубком 2, рабочее колесо 1, вал 4, узел уплотнения вала (сальниковый узел) 6, опорная стойка 9 и соединительная упругая муфта (см. стэнд). В моноблочных насосах типа КМ рабочее колесо 6 насажено непосредственно на вал электродвигателя с удлинненным концом 7, а корпус насоса 1 прикреплен к фланцу электродвигателя (см. стэнд).

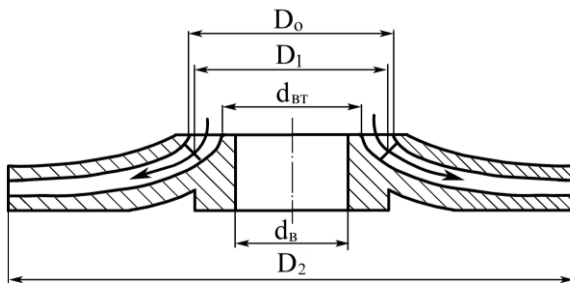


Рис. 19.2. Рабочее колесо насосов типа К (КМ)

В моноблочных насосах типа КМ рабочее колесо 6 насажено непосредственно на вал электродвигателя с удлинненным концом 7, а корпус насоса 1 прикреплен к фланцу электродвигателя (см. стэнд). Таким образом, по сравнению с насосом типа К в моноблочных насосах отсутствуют опорная стойка, вал и соединительная муфта.

Корпус насоса представляет собой чугунную отливку, внутренняя полость которой изготовлена в виде спирали, переходящей в напорный

патрубок. В нижней части корпуса имеется отверстие, закрытое пробкой 8, для слива жидкости из полости насоса перед длительной остановкой или его разборкой. В верхней части корпуса имеется отверстие, закрытое пробкой 10, для заливки насоса перед его пуском.

Рабочее колесо 1 (см. стэнд) – закрытого типа, закреплено на валу насоса с помощью шпонки и гайки с левой резьбой. У насосов мощностью до 10 кВт рабочие колеса неразгруженные, а у насосов мощностью более 10 кВт – разгруженные от осевых усилий. Разгрузка достигается за счет разгрузочных отверстий 11 (см. стэнд) в заднем диске рабочего колеса. Благодаря разгрузке снижается давление перед узлом уплотнения вала. Уплотнение вала насоса 4 (см. стэнд) осуществляется сальником с мягкой хлопчатобумажной набивкой. Набивка сальника поджимается крышкой 7.

У насосов мощностью 10 кВт и выше между кольцами набивки устанавливается кольцо гидравлического уплотнения 12. Вода на это кольцо поступает по каналу (полости) 13 из корпуса насоса. При вращении вала между ним и этим кольцом образуется водяное кольцо, обеспечивая тем самым гидрозатвор в зоне узла уплотнения вала, который препятствует проникновению воздуха в полость насоса.

Опорная стойка 9 у насосов типа К представляет собой опорный кронштейн, в котором в шарикоподшипниках 5 установлен вал насоса. Направление вращения вала – против часовой стрелки, если смотреть со стороны электродвигателя. Насосы типа К соединяются с электродвигателем упругой муфтой.

Насосы для перекачки загрязненных жидкостей. К ним относятся фекальные (типа Ф), песковые (типа П) и грунтовые (типа Гр). Это центробежные, одноступенчатые консольного типа насосы, которые имеют некоторое отличие от насосов типа К и КМ, предназначенных для перекачки чистой воды. Рабочее колесо этих насосов (см. стэнд) имеет более широкую проточную часть и меньшее число лопаток. Изготавливается из износостойчивых материалов, а иногда и с футеровкой из резины.

В сальниковый узел и гидравлический затвор подается чистая вода из водопровода. Применяются в канализационных насосных станциях (тип Ф) для перекачки водно-песчаной смеси при строительстве намывных дамб (тип П) и в землесосных снарядах (тип Гр). Маркируются эти насосы так же, как консольные, но с заменой букв К и КМ на Ф, П или Гр.

Насосы типа Д. Насосы типа Д и НД – центробежные, одноступенчатые, горизонтальные, с закрытым лопастным колесом, двусторонним входом жидкости на него, предназначены для подъема воды и других чистых жидкостей при температуре до 100 °С (373 К).

Эти насосы применяются в мелиоративных стационарных, передвижных и плавучих насосных станциях, тепловых электростанциях и предприятиях других отраслей народного хозяйства. Выпускаемыми их типоразмерами охватываются: подачи – 90–12500 м³/ч, напоры – 12–137 м, КПД – 0,64–0,92.

По ГОСТ 22247-76 все насосы с двойным входом имеют одно написание марки Д $Q_ч - H$, здесь $Q_ч$ и H имеют те же значения, что и у консольных насосов. В обозначении насоса двустороннего входа, например Д 2000-100, указывается: тип – Д, номинальная подача – 2000 м³/ч и напор – 100 м.

Основные детали насосов типа Д (см. стэнд): корпус 2, крышка корпуса 10, рабочее колесо 1, вал 3.

Корпус насоса 2 представляет собой сложную чугунную отливку с входным патрубком, спиральным отводящим каналом и напорным патрубком. Входной и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны. Такое расположение патрубков, а также горизонтальный разъем корпуса позволяют осматривать, ремонтировать и заменять различные детали без демонтажа насоса.

Рабочее колесо (рис. 19.3) с двусторонним входом жидкости имеет ряд преимуществ по сравнению с колесом одностороннего входа: увеличена подача, уравновешено давление жидкости на колесо. Уплотнение вала в местах его выхода из корпуса осуществляется двумя сальниками 6 (см. стэнд). Сальники состоят из корпуса, крышки, сальниковой набивки, кольца гидравлического уплотнения и грундрбуксы.

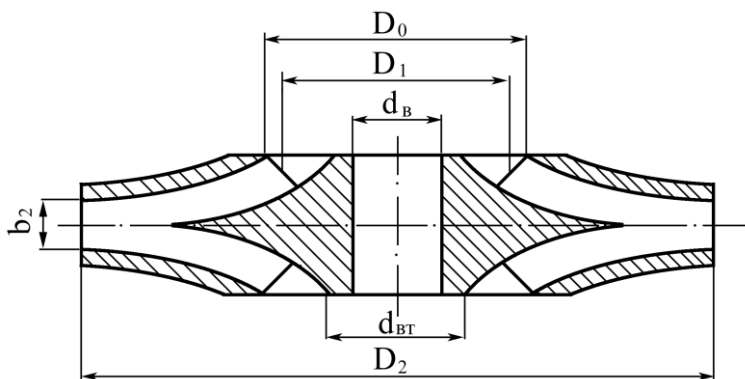


Рис. 19.3. Рабочее колесо насоса типа Д (НД)

Торцевая поверхность грундбуксы служит опорой для сальниковой набивки. Кольцо гидравлического уплотнения устанавливается против отверстия в крышке 10 насоса, через которое по трубкам 11 подводится к сальнику вода под давлением. Вал вращается в двух подшипниках 4, корпуса подшипников прикреплены к кронштейнам 12, отлитым за одно целое с корпусом насоса. Корпус подшипников имеет камеру, куда может быть подана вода для их охлаждения.

Насосы с вертикальным валом типа В. Насосы типа В – центробежные, одноступенчатые с осевым входом жидкости в рабочее колесо предназначены для подачи чистой жидкости от 1 до 35 м³/с при напоре 22–110 м и температуре до 35 °С (308 К). По конструкции эти насосы аналогичны консольным насосам, но с вертикальным валом (см. стэнд). Они применяются для орошения, промышленного водоснабжения и в других отраслях народного хозяйства.

Насосы типа В по ГОСТ 19740-74 имеют следующую маркировку: ДнВ – Q/H (1000-4/40), где Дн – диаметр напорного патрубка, уменьшенный в 25 раз, мм, В – вертикальный; Q – подача (м³/с) и H – напор (м) при максимальном значении КПД.

Многоступенчатые скважинные насосы. К числу многоступенчатых относятся артезианские насосы типа А, НА, АТН, ЦТВ и др.

Скважинные насосные агрегаты выпускаются двух типов: ЦТВ – центробежный насос с приводом от двигателя, расположенного над скважиной, через трансмиссионный вал; ЭЦВ – электродвигатель с центробежным насосом, соединенные вместе и погруженные в воду.

Наиболее широко применяются насосы типа ЭЦВ с погружным электродвигателем. Обозначаются эти насосы следующим образом: ЭЦВ $d_{\text{скв}} - Q_{\text{ч}} - H$, где Э – электрический; Ц – центробежный; В – для воды; $d_{\text{скв}}$ – минимальный диаметр скважины, уменьшенный в 25 раз, мм; $Q_{\text{ч}}$ и H – соответственно производительность, м³/ч и напор, м (например, ЭЦВ 8-16-85).

В электропогружных насосах типа ЭЦВ для скважин с диаметром до 200 мм рабочие колеса и направляющие аппараты выполняются из полистирола и полипропилена, радиальные подшипники и подпятники – резинометаллические. Привод насосов осуществляется погружными водозатопленными и однофазными (насосы для скважин 100 мм) и трехфазными асинхронными электродвигателями с короткозамкнутыми роторами. Энергия к электродвигателю, расположенному в скважине ниже насоса, подводится сверху по специальному кабелю. Входное для воды отверстие насоса находится между двигателем и насосом и защищено сеткой 9 (см. стэнд).

Насос ЭЦВ состоит из набора секций, ротора, верхнего и нижнего подшипников, головки, стяжек. Рабочие колеса 4 закреплены на валу 5 с помощью шпонки и фиксированы от осевого смещения распорными втулками 3 и гайкой. Отвод воды от рабочего колеса одной ступени и подвод ее к входному отверстию последующей ступени осуществляются с помощью направляющего аппарата 6. Удерживание направляющих аппаратов от проворачивания их в корпусе секций осуществляется выступами на разделительных дисках 10, которые устанавливаются между ступенями и имеют резиновые уплотнительные кольца. Всасывающий 11 и нагнетательный 2 патрубки насоса отлиты из чугуна, одновременно они служат корпусами нижнего и верхнего резинометаллических подшипников вала. В корпусе нагнетательного патрубка расположен обратный клапан. Верхняя часть нагнетательного патрубка имеет внутреннюю резьбу для присоединения насоса к водоподъемной трубе 1. Смазка и охлаждение подшипников осуществляются подаваемой жидкостью. Вал насоса для предохранения от износа в подшипниках защищен гильзами из нержавеющей стали. Частичное уравновешивание силы осевого давления в насосе достигается разгрузочными отверстиями в ведущих дисках рабочих колес. Остальная сила осевого давления, а также масса роторов насоса и двигателя воспринимаются опорной пятой электродвигателя 8. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя жесткой муфтой 7.

Насосный агрегат, подвешенный в скважине на колонне водоподъемных труб, опускают на такую глубину, чтобы верхний фланец клапанной коробки находился ниже динамического уровня не менее чем на 1,0–1,5 м. Автоматизация работы насосной установки осуществляется с помощью специальной аппаратуры в зависимости от уровня воды или давления в напорно-регулирующем баке и от динамического уровня воды в скважине.

Аппаратура поставляется заводами в комплекте с насосами. В нее входят станция автоматического управления, датчики уровня или давления, датчик сухого хода.

Автоматическое включение и выключение насоса производится станцией по сигналам датчиков в зависимости от уровней воды в баке водонапорной башни или скважине (водозаборе). С помощью датчика сухого хода производится автоматическое отключение электродвигателя насоса при понижении динамического уровня воды в скважине сверх допустимого. Станция обеспечивает возможность и ручного управления.

Эксплуатация насосных агрегатов

Лопастные насосы не обладают самовсасывающей способностью. Поэтому если насос установлен с положительной высотой всасывания, то перед пуском необходимо заполнить рабочую камеру жидкостью. Для заполнения применяются различные средства и способы от простого залива жидкости в камеру через отверстие (при наличии обратного клапана на всасывающей линии) до использования специальной вакуумной установки, создающей разрежение в рабочей камере; при этом задвижка на напорном трубопроводе должна быть закрыта.

Перед пуском насосной установки с центробежным насосом нужно закрыть задвижку на напорном трубопроводе и залить водой насос и всасывающий трубопровод. На установке с отрицательной высотой всасывания заливка осуществляется из нижнего бьефа путем открытия задвижки на всасывающей линии, а с положительной высотой – либо с помощью вакуумного насоса, либо воронки, вставленной в заливное отверстие насоса, которое при его работе должно быть закрыто пробкой. В этом случае необходим обратный клапан на всасывающей линии. Перед остановкой двигателя насоса рекомендуется закрыть задвижку на напорном трубопроводе.

После пуска центробежного насоса задвижка открывается постепенно, проверяется показание манометра – он должен показывать рабочее давление по паспорту. Если давление намного меньше рабочего, повторяются операции по пуску насоса. При этом проверяется заполнение корпуса водой и направление вращения рабочего колеса.

Порядок выполнения работы.

1. На лабораторном занятии, используя наглядные пособия (плакаты, насосы в разрезах, модели, отдельные узлы и детали), внимательно и самостоятельно изучить конструкции: консольного насоса; насоса с двухсторонним входом жидкости на рабочее колесо; многоступенчатого горизонтального насоса; погружного (капсульного) насосного агрегата; скважинной установки с погружным насосным агрегатом.

2. Ознакомиться с правилами эксплуатации насосных агрегатов.

Насосы типа К, КМ.

1. Изучается конструкция и принцип действия насоса. Выявляется назначение и взаимодействие его деталей. Вычерчивается эскиз рабочего колеса.

2. Определяется марка насоса по старому ГОСТ 8337-57. Для этого необходимо замерить с точностью до 1 мм размеры деталей, указанные в табл. 19.2 журнала лабораторных работ. С помощью табл. 19.1 по отношению D_2/D_0 устанавливается коэффициент быстроходности n_s , а по величине диаметра всасывающего патрубка определяется первая цифра, входящая в марку насоса.

3. Устанавливается марка ГОСТ 22247-76. Для этого необходимо по установленной марке в каталоге отыскать характеристики насоса и, используя кривую $H-Q$ (для замеренного диаметра рабочего колеса) при максимальном КПД, снять значения Q и H , входящие в марку ГОСТ 22247-76.

Т а б л и ц а 19.1. Классификация рабочих колес по быстроходности

Наименование насосов	D_2/D_0	n_s , об/мин	Степень быстроходности
1. Центробежные	3	60	Тихоходные
2. Центробежные	2	70–150	Нормальные
3. Центробежные	1,6–1,2	150–350	Быстроходные
4. Диагональные	1,2–1,1	350–600	Быстроходные
5. Осевые	0,8	600	Быстроходные

Насосы типа Д, НД.

1. После изучения конструкции насоса и взаимодействия его деталей делаются замеры, которые заносятся в табл. 19.2.

2. Устанавливается марка насоса по ГОСТ 8337-57. При этом степень напорности (буквы н, с, в) определяется с помощью каталога характеристик по величине первой цифры, входящей в старую марку. Следует помнить, что базовой является характеристика, полученная при максимальном числе оборотов (см. приложение табл. 4).

3. Переход от ГОСТ 8337-57 к ГОСТ 22247-76 осуществляется аналогично тому, как это делается для насоса типа К.

Насос ЭЦВ.

1. Изучается конструкция насоса с помощью разреза и плаката.

2. Марка насоса устанавливается путем замера его наружного диаметра (уменьшив его в 25 раз, получим первую цифру марки) и подсчета количества ступеней нагнетания. По этим данным с помощью каталога скваженных насосов устанавливается расход и напор, т. е. окончательная марка насоса.

3. Заполняется табл. 19.3 и вычерчивается эскиз погружного насоса.

Т а б л и ц а 19.2. Результаты измерений и определений насосов К и Д

Тип насоса	Диаметры патрубков, мм		Стороны всасывания	Размеры рабочего колеса, мм			n_s	Марка по ГОСТ	
	$d_{вс}$	$d_{н}$		D_2	D_0	d_a		8337-57	22247-76
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Т а б л и ц а 19.3. Результаты измерений и определений артезианского насоса

Диаметры патрубков, мм		Диаметр рабочего колеса, мм (D_0)	Число лопаток	Крепление лопаток	Марка насоса по ГОСТ
всасывающего	нагнетательного				
1	2	3	4	5	6

Контрольные вопросы

1. В чем заключается сходство и различие насосов типов Д и К?
2. Как установить, что в работающем центробежном насосе нормально функционирует гидравлический затвор?
3. Можно ли установить максимальный КПД конкретного, но безымянного насоса?
4. Будет ли работать насос типа К, если его вал расположить вертикально?
5. Почему центробежный насос называют центробежным?
6. Можно ли определить коэффициент быстроходности n_s , имея марку насоса (например, 4КМ-100/50)?
7. Можно ли определить максимальный КПД насоса типа Д, зная только его марку (например Д 500-40)?
8. В чем заключается сходство и различие насосов ЭЦВ от других изучаемых центробежных насосов?

Лабораторная работа 20. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ. УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ И МАРКИ ОСЕВЫХ НАСОСОВ

Принцип действия и конструкции осевых насосов

Лопастей рабочего колеса осевого насоса (рис. 20.1) выполнены по винтовой поверхности. Количество лопастей небольшое – от 3 до 8. При вращении колеса поток жидкости, закручиваясь в нем, продвигается лопастями в осевом направлении, поэтому насос называется осевым.

Насосы типа О и ОП. Насосы осевые, одноступенчатые предназначены для подачи чистой воды с температурой не более 35 °С, содержанием взвешенных частиц не более 3 г/л, размер которых не более 0,1 мм (из них абразивных частиц не более 2 %). Насосы применяются для циркуляционного водоснабжения тепловых и атомных электростанций, в оросительных и осушительных системах, в промышленности и других отраслях народного хозяйства. По согласованию с заводом допускается применять насосы для перекачивания других жидкостей.

В соответствии с ГОСТ 9366-80 «Насосы осевые. Общие технические условия» выпускается два типа осевых насосов: тип О – с жестко закрепленными лопастями и тип ОП – с поворотными лопастями рабочего колеса (рис. 20.1). Насосы изготавливаются с горизонтальным (Г) и вертикальным (В) расположением вала.

Осевые насосы выпускаются семи моделей (2, 3, 5, 6, 10, 11, 16), по ГОСТ 9366-80 (2, 3, 5, 6, 8, 10, 11), и восьми модификаций: К – с камерным подводом; МК – малогабаритный с камерным подводом; МБК – моноблочный с камерным подводом; МБ – моноблочный; Э – с электроприводом поворота лопастей; КЭ – с камерным подводом и электроприводом поворота лопастей; МКЭ – малогабаритный с камерным подводом и электроприводом поворота лопастей; ЭГ – с электрогидроприводом поворота лопастей.

В осевых насосах при взаимодействии лопастей с потоком возникает подъемная сила, за счет которой жидкая среда перемещается вдоль оси колеса насоса. Вход и выход жидкости на рабочее колесо осуществляется в осевом направлении. Ввиду того, что окружные скорости вдоль радиуса рабочего колеса неодинаковы (в центре окружности скорость равна нулю, а на торце лопаток она имеет максимальное значение), то и давления в жидкости вдоль радиуса окажутся разными, в результате чего возникает вихреобразование. Для устранения этого явления в рабочем колесе насоса устраивается массивная втулка с короткими лопатками. Жидкость при выходе из рабочего колеса приобретает вращательное движение вокруг оси вала, на что тратится часть энергии. С целью выравнивания движения и повышения КПД насоса выше рабочего колеса устанавливается выправляющий аппарат с неподвижными лопастями. В результате на выходе из рабочего колеса происходит преобразование части кинетической энергии в потенциальную, т. е. увеличивается напор насоса.

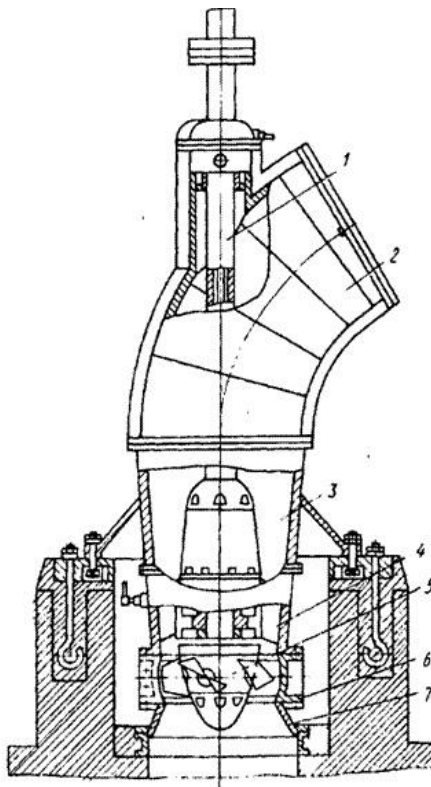


Рис. 20.1. Конструкция осевого насоса типа ОП

Основными узлами насоса являются (рис. 20.1): ротор, состоящий из вала 1 и рабочего колеса 5, корпуса насоса 6 и отвода 2, диффузор 4 с лапами для крепления насоса к фундаментным плитам 7, выправляющий аппарат 3.

Рабочее колесо 5 состоит из втулки и лопастей, обтекателя. У насосов типа О – жесткое крепление лопастей к втулке, а у насосов типа ОП имеется механизм разворота лопаток, и лопасти могут поворачиваться. Вал насоса вращается в двух подшипниках с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами с водяной смазкой. Осевая сила и масса ротора насоса воспринимаются пятой электродвигателя, за исключением насоса ОВ5-47МБК. Выправляющий аппарат имеет неподвижные

лопасти, устанавливается выше рабочего колеса и служит для уменьшения закрутки потока, что уменьшает потерю напора.

Условное обозначение марок осевых насосов: ОГ6-25, ОВ5-55МК, О – осевой насос с жестко закрепленными лопатками рабочего колеса; В или Г – с вертикальным или горизонтальным расположением вала; ОП – осевой с поворотными лопастями; цифры после букв (6, 5) – модель типового колеса (номер модели насоса); следующая цифра (25, 55) – диаметр рабочего колеса, см; буквы после цифр (МК) – модификация насоса, которая может не указываться.

Погружные моноблочные осевые насосы типа ОПВ и ОМПВ.

Насосы типа ОПВ представляют собой моноблочный насосный агрегат со встроенным электродвигателем со стороны всасывающей части насоса. Электродвигатель установлен в «сухом» герметичном корпусе. Ротор электродвигателя и рабочее колесо находятся на одном валу. Рабочее колесо насажено консольно и имеет жесткое крепление лопастей. На выходе вала из электродвигателя находится уплотнительный узел, который предотвращает попадание воды внутрь электродвигателя. Просочившаяся вода собирается в сборнике, из которого удаляется избыточным давлением воздуха. Воздух подается в полость электродвигателя под давлением 0,03–0,05 МПа. Насосы типа ОМПВ представляют собой погружной агрегат моноблочного типа, состоящий из встроенного водозаполненного асинхронного электродвигателя и насосной части. Ротор электродвигателя насажен на вал, который вращается в двух опорах скольжения. К ротору электродвигателя крепится рабочее колесо (консольно) осевого типа с жестким креплением лопастей. Попадание перекачиваемой воды в полость электродвигателя осуществляется за счет торцового уплотнения в подшипниковых щитах.

Насосы типа ОПВ и ОМПВ имеют конический подвод (всасывающий патрубок), рабочее колесо с жестко закрепленными лопастями, рабочую камеру, лопаточный отвод (выправляющий аппарат), отвод и корпус.

Эти насосы могут поставляться на салазках (катках) или на шарнире. Условные обозначения (маркировка) насосов следующие: ОПВQ_ч – H; ОМПВQ_ч – H: О – осевой; М – моноблочный; П – погружной; В – для подачи воды; Q_ч – подача (м³/ч); H – напор (м). Примеры маркировки: ОПВ 2500-4,2, ОМПВ 250-10,5.

Эксплуатация насосных агрегатов

Осевые насосы устанавливаются с отрицательной высотой всасывания, т.е. погруженные под расчетный уровень жидкости, при котором исключается возможность кавитации во время их работы. Пуск осевого насоса производится при открытой задвижке, так как в этом случае он потребляет наименьшую мощность.

Первичный пуск погружного насоса проводится не раньше чем через 2 часа после погружения, что необходимо для заполнения полостей насоса водой и обеспечения надежной смазки его подшипников. После пуска задвижка приоткрывается на подачу 0,3–0,5 от номинальной. Если в воде имеются механические примеси, то уменьшается подача насоса прикрытием задвижки. По мере осветления воды задвижка открывается больше. Для приработки насосный агрегат рекомендуется не отключать в течении 1,5–2 суток. Затем, если все нормально, насосную станцию переводят на автоматический режим работы.

Порядок выполнения работы.

1. На лабораторном занятии, используя наглядные пособия (плакаты, разрезы, осевой насос в учебном кабинете, отдельные узлы и детали), самостоятельно изучить конструкции осевых насосов.

2. Ознакомиться с правилами эксплуатации осевых насосов.

Насосы типа О, Оп.

1. Тип насоса (О или Оп) определяется по рабочему колесу. Если его лопасти закреплены жестко, то тип насоса О, а если они могут поворачиваться – Оп.

2. Марка насоса устанавливается в зависимости от числа лопаток рабочего колеса и его диаметра. Вторая модель осевого насоса имеет 5 лопастей, третья и девятая – 6, пятая и одиннадцатая – 4, шестая и восьмая – 3 лопасти.

Все установленные сведения заносятся в табл. 20.1 и вычерчивается эскиз рабочего колеса.

Таблица 20.1. Результаты измерений и определения марки насоса типа О

Диаметры патрубков, мм		Диаметр рабочего колеса, мм (D_0)	Число лопаток	Крепление лопаток	Марка насоса по ГОСТ
всасывающего	нагнетательного				
1	2	3	4	5	6

Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяются центробежные и осевые насосы?
2. Как устроены, работают осевые насосы?
3. Будет ли работать осевой насос, если убрать выправляющий аппарат?
4. Как уравниваются осевые силы рабочих колес в центробежных и осевых конструкциях насосов?
5. Почему на напорном патрубке осевого насоса не рекомендуется устанавливать задвижку?

Лабораторная работа 21. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПЕРЕДВИЖНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Передвижные насосные станции (рис. 21.1) предназначены для подачи воды в системах орошения, осушения, водоснабжения, обводнения и др. По сравнению со стационарными станциями они имеют следующие преимущества: обеспечивают быстрый ввод в эксплуатацию; позволяют забирать воду почти в любом месте водоисточника; изменяют свое местоположение в зависимости от уровня воды источника; снабжают водой попеременно несколько удаленных друг от друга оросительных участков; дают возможность значительно снизить капиталовложения и эксплуатационные затраты.

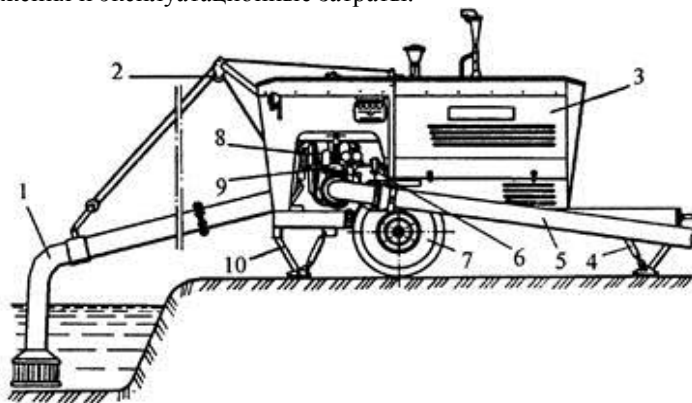


Рис. 21.1. Схема передвижной насосной станции:

- 1 – всасывающий трубопровод с фильтрующим элементом; 2 – лебедка;
3 – защитный корпус насосной станции; 4, 10 – откидная опора; 5 – напорный трубопровод; 6 – задвижка; 7 – колесный диск; 8 – ДВС; 9 – насос

Промышленностью выпускаются насосные станции плавучие и перемещаемые по суше. Последние получили наибольшее распространение. Они подразделяются на навесные и прицепные. Навесные станции монтируются преимущественно на тракторах, при этом насос получает привод от вала отбора мощности. Прицепные станции монтируются на салазках или одноосных прицепах; для привода насосов используются двигатели внутреннего сгорания (в основном дизельные) или электродвигатели.

Маркировка передвижных насосных станций:

СНПл- Q/H – станция насосная плавучая с номинальными подачей Q , л/с и напором H , м.

СНН- Q/H – станция насосная навесная.

СНП- Q/H – станция насосная передвижная с двигателем внутреннего сгорания.

СНПЭ- Q/H – станция насосная передвижная с электродвигателем.

УНП- Q/H – установка насосная полупогружная.

Каждая насосная станция имеет источник энергии (трактор, двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель), насос, опорное устройство, всасывающую и напорную линии, систему заполнения насоса перед пуском. В то же время насосные станции могут различаться устройством промежуточной передачи, соединяющей двигатель с насосом, опор, системы автоматической защиты двигателя от перегрузки. Во многих случаях одни и те же сборочные единицы (насосы, всасывающие линии, системы автоматики) используются в ряде насосных станций, имеющих различный привод, т. е. обеспечивается унификация последних. Можно привести следующие примеры унифицированных насосных станций и их основные характеристики (табл. 21.1): а) СНП-120/30, СНПЭ-120/30, СНПл-120/30; б) СНП-240/30, СНПЭ-240/30, СНПл-240/30; в) СНП-50/80, СНПЭ-50/80, СНПл-50/80; г) СНП-500/10, СНПЭ-500/10, СНПл-500/10 [5].

Таблица 21.1. Основные параметры передвижных насосных станций

Показатели	СНП-50/80	СНП-75/100	СНП-120/30	СНП-500/10
1	2	3	4	5
Расход, л/с	30–50	50–100	80–175	530–650
Напор, м	83–95	75–110	24–39	7–11
Марка насоса	8М-9×2	ЦНМ-360-55/75	Д500-65	ПГ-50
Диаметр рабочего колеса, мм	320	368	300	500

1	2	3	4	5
Частота вращения вала насоса, об/мин	1750	1700	1750	980
Допускаемая высота всасывания, м	3,5	3,0	3,0	2,5
Марка двигателя	А-41Б	ЯАЗ-М206А	А-41Б	А-01МБ
Частота вращения вала двигателя, об/мин	1750	1700	1750	1750
Мощность двигателя, кВт	66,2	118,0	66,2	95,6
Всасывающий трубопровод: диаметр, мм длина, м	200 5	200 2 по 4	250 6	500 9
Напорный трубопровод: диаметр, мм длина, м	180 300	250 300	250 300	500 2

Используя имеющиеся наглядные пособия и настоящий лабораторный практикум, студентам предлагается в данной работе изучить конструкции и правила эксплуатации широко применяемых в мелиорации передвижных насосных станций СНП-50/80, СНП-75/100, СНП- 120/30.

Устройство насосной станции СНП-50/80

На одноосном прицепе установлены дизельный двигатель А-41Б с муфтой сцепления, насос, всасывающий трубопровод с механизмом подъема, напорный трубопровод с задвижкой, система заполнения насоса перед пуском, электрооборудование и приборы контроля, топливный бак.

Насос – двухколесный центробежный со спиральным корпусом (рис. 21.2). Корпус насоса, выполненный с разъемом в горизонтальной плоскости, состоит из нижней части 15 крышки 7 и двух опор 1 и 12. В этих опорах установлен на шарикоподшипниках 2, 13 вал 4 насоса. На валу 4 жестко закреплены рабочие колеса 8 и 11.

Уравновешивание осевых сил обеспечивается симметричным расположением рабочих колес. Для герметизации рабочих камер насоса на валу применены с обеих сторон сальниковые набивки 6 в сочетании с гидравлическими затворами.

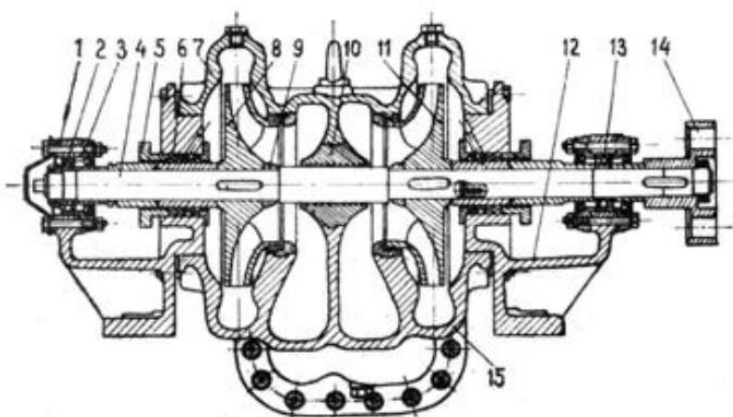


Рис. 21.2. Схема центробежного насоса со спиральным корпусом

Валы муфты сцепления двигателя и насоса соединяются втулочно-пальцевой муфтой и должны быть тщательно отцентрированы (допустимое смещение не более 0,3 мм). Отклонение валов регулируется установкой прокладок под опоры корпуса насоса. Рычаги управления муфтой сцепления и подачи топлива находятся с правой стороны станции.

Подъем всасывающего трубопровода осуществляется путем поворота его относительно обратного клапана, к которому он присоединяется шарнирно; поворот обеспечивается с помощью стрелы, троса и лебедки, имеющей червячный редуктор с ручным приводом.

Подача насоса регулируется стандартной задвижкой, установленной на напорном трубопроводе. К ней переходом закрепляется колено для подсоединения быстроразборного трубопровода.

Заполняется водой насос перед пуском с помощью газоструйного вакуум-аппарата, который установлен на выходной трубе двигателя.

Насосная станция оборудована автоматической системой защиты, обеспечивающей остановку двигателя при повышении температуры охлаждающей воды и масла в двигателе выше $95 \pm 3^\circ\text{C}$, падении давления масла в двигателе ниже 0,22–0,13 Мпа. Аварийные значения указанных параметров контролируются датчиками на двигателе и насосе. При выходе хотя бы одного из параметров за указанный предел автоматически останавливается двигатель путем прекращения подачи

воздуха в цилиндры. Для этой цели вмонтировано в трубу всасывающего коллектора дизеля стоп-устройство, соединенное проводами с блоком автоматической защиты и щитком приборов. Загоревшаяся на щитке приборов сигнальная лампа укажет причину остановки двигателя.

Особенности конструкции насосной станции СНП-75/100

Насосный агрегат смонтирован на двухосном низкорамном автомобильном прицепе и закрыт со всех сторон металлическим корпусом.

Двигатель – дизельный двухтактный шестицилиндровый ЯАЗ-М206А мощностью 117 кВт при 1700 об/мин.

Насос – центробежный двухколесный с горизонтальным разъемом спирального корпуса и с отдельными всасывающими и напорными патрубками к каждому колесу. Наличие двух переводных колен, заглушки, двух всасывающих рукавов позволяет при необходимости переоборудовать насос на параллельное или последовательное соединение рабочих колес.

Для регулирования подачи на напорных трубопроводах устанавливаются шаровые краны. Завод-изготовитель поставляет потребителю насосную станцию в варианте последовательного соединения рабочих колес (рис. 21.3) с установленными переводными коленами 1 и 3, заглушкой 5 на всасывающем и с шаровым краном 2 на нагнетательном патрубках второго колеса. Для переоборудования насоса на параллельное соединение рабочих колес необходимо демонтировать оба переводных колена, переместить заглушку 5 на верхнее отверстие 4 всасывающего патрубка второго колеса, присоединить к нему всасывающий рукав, установить второй шаровый кран (на напорный патрубок первого колеса).

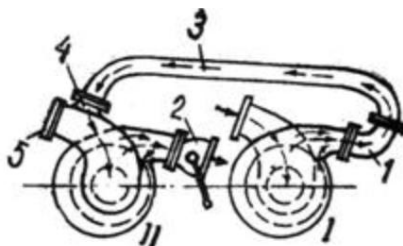


Рис. 21.3. Последовательное соединение рабочих колес насоса

Вал насоса приводится в движение от двигателя через муфту сцепления и карданный вал. Он уплотняется с двух сторон наборами каркасных сальников, собранных в опорных стаканах. Пространства между сальниками и полости подшипников заполняются консистентной смазкой через масленки, установленные на стаканах. Перед сальником каждого подшипника имеется дренажное отверстие для сбора и вывода наружу воды, прошедшей через уплотнения вала.

В нижней части корпуса насоса установлены краники для слива воды в холодное время года. Газоструйный вакуум-аппарат установлен на фланце выпускного коллектора двигателя. Для заправки топливного бака предусмотрен ручной насос с фильтром на входе всасывающего рукава.

Щит приборов расположен с левой стороны и крепится к капоту на амортизаторах. Все приборы имеют соответствующие указательные таблички.

Для пуска двигателя, питания электрических приборов, освещения имеются две аккумуляторные батареи, размещенные на подножке прицепа. Аварийно-предупредительная автоматика питается от одного аккумулятора напряжением 12 В. Она срабатывает в следующих случаях: при нагреве жидкости в системе охлаждения двигателя выше 92–98 °С; при падении давления в системе смазки ниже 0,08–0,04 МПа, при падении напора насоса до 7–10 м.

По сигналу одного из контрольных датчиков подается ток в обмотку электромагнита, якорь его втягивается и выводит фиксатор из зацепления с рычагом, управляющим подачей топлива. При этом пружина через систему тяг и рычагов перемещает рейку насос-форсунок в положение, при котором прекращается подача топлива и двигатель останавливается.

На щите приборов загорается сигнальная лампа, указывающая на причину остановки двигателя. После этого необходимо выключатель ВА автоматически поставить в положение «выключение».

Особенности конструкции насосной станции СНП-120/30

По общему устройству и компоновке насосная станция СНП-120/30 во многом аналогична насосной станции СНП-50/80, однако имеются некоторые особенности в устройстве отдельных узлов.

Консольный насос К 430/30 заблокирован непосредственно с дизельным двигателем А-41Б. Вал муфты сцепления является одновре-

менно и валом насоса. Корпус насоса соединяется посредством литого переходника с кожухом маховика двигателя. При достижении компактности насосного агрегата это ухудшило доступ к уплотнительному узлу насоса. Поэтому на валу насоса применено вместо сальникового уплотнения с водяным затвором специальное комбинированное долговечное уплотнение. Оно состоит из двух стандартных самоподжимных резиновых манжет и торцового уплотнения, установленного между ними в общем корпусе. Внутренняя полость узла уплотнения набивается солидолом.

Устройство всасывающего трубопровода позволяет забирать воду сбоку или сзади насосной станции. В последнем случае используется специально прилагаемое колено. При необходимости длину трубопровода можно увеличить установкой дополнительных секций.

На напорном трубопроводе установлена специальная задвижка, к которой может присоединяться быстроразборный трубопровод РТШ-250 или две параллельные нитки быстроразборного трубопровода РТ-180 или РТШ-180. Во втором случае на задвижке монтируется патрубок с ответвлениями.

Все узлы насосной станции смонтированы на одноосном шасси, ходовые колеса которого снабжены колодочными тормозами с гидравлическим приводом.

Для запуска пускового двигателя, освещения в ночное время, работы автоматической системы защиты дизеля имеется соответствующее электрооборудование.

Автоматическая защита двигателя предусмотрена по тем же параметрам, что и в насосной станции СНП-50/80. Кроме этого, имеется реле времени, с помощью которого двигатель может быть остановлен автоматически по истечении заданного периода работы насосной станции. Контрольное давление в напорном патрубке насоса на срабатывание автоматической защиты устанавливается мотористом по электроконтактному манометру. Рекомендуемая величина его ниже на 0,1 МПа фактического давления, развиваемого насосом при данных условиях и отсутствии повреждения в напорной сети. В аварийной ситуации остановка двигателя производится путем отключения подачи топлива с помощью электромагнитного клапана. Нужно иметь в виду, что электромагнитный клапан после срабатывания так и остается в закрытом положении. Поэтому перед последующим пуском его нужно открыть вручную.

Эксплуатация передвижных насосных станций

Перед пуском двигателя плотно закрывают задвижку на напорном трубопроводе, выключают муфту сцепления и автоматическую защиту. На станции СНП-50/80 устанавливают рычаг золотника в положение требуемого режима работы насоса – на параллельное или последовательное соединение колес. Запускают двигатель и прогревают его в течение 5–7 мин при 700–800 об/мин. Затем включают газоструйный вакуум-аппарат для заполнения насоса водой и повышают частоту вращения вала двигателя до номинальной. Появление из диффузора водяной пыли и воды свидетельствует о том, что насос заполнен водой. После этого снижают частоту вращения вала двигателя до минимальной, включают муфту сцепления, отключают вакуум-аппарат и закрывают кран вакуумметра на насосе. Повысив частоту вращения вала двигателя до номинальной, постепенно открывают задвижку на напорной линии.

Установив требуемый напор, включают автоматическую защиту двигателя. При этом горит зеленая лампа контрольного фонаря, что указывает на исправность автоматики. В случае срабатывания защиты необходимо устранить причину остановки двигателя и только после этого начать повторный пуск.

Периодичность и содержание технического обслуживания насосных станций, имеющих дизельные двигатели с тракторными муфтами сцепления, определены в основном правилами технического обслуживания тракторов.

Порядок выполнения работы.

1. По методическим указаниям изучить назначение, классификацию, маркировку передвижных насосных станций.

2. Изучить конструкции и характеристики передвижных насосных станций СНП-50/80, СНП-75/100, СНП-120/30, используя методические указания, плакаты и насосную станцию СНП-75/100.

3. Ознакомиться с правилами эксплуатации передвижных насосных станций.

Контрольные вопросы

1. Какими достоинствами обладают передвижные насосные станции?
2. Как они маркируются?

3. Каковы достоинства и принцип работы двухколесных насосов?
4. Чем характерны уплотнения вала насоса в насосных станциях СНП-75/100 и СНП-120/30?
5. Как устроен и работает газоструйный вакуум-аппарат?
6. Какие параметры насосных станций контролируются аварийно-предупредительной автоматикой? Какие применяются способы остановки двигателя в аварийной ситуации?
7. Каковы основные правила эксплуатации передвижных насосных станций?

Лабораторная работа 22. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Насос – это машина, предназначенная для создания потока жидкой среды. Под насосным агрегатом понимается двигатель и насос, объединенные в одно целое общим основанием или корпусом. Основными техническими показателями насоса (насосного агрегата) являются: подача Q , напор H (давление p), высота всасывания h_v , мощность N , коэффициент полезного действия η .

Параметрические испытания позволяют получить рабочие характеристики, представляющие собой графические зависимости напора, мощности, КПД насоса от его подачи при постоянных частоте вращения рабочего колеса и температуре жидкости. При испытаниях измеряются давление на выходе и входе, подача насоса, частота вращения вала рабочего колеса и мощность на этом валу. По этим показателям вычисляются напор, полезная и потребляемая мощность, КПД насоса при различных задаваемых режимах его работы.

Задачи испытаний:

- 1) изучить устройство, правила эксплуатации лабораторной установки;
- 2) освоить методику проведения параметрических испытаний;
- 3) провести испытания и получить рабочие характеристики, по которым определить оптимальные значения подачи, напора, мощности насоса.

Лабораторная установка. Лабораторная работа выполняется на насосной установке. Насосная установка (рис. 22.1) состоит из водозаборного устройства (нижний бьеф НБ, всасывающего трубопровода 1, самого насоса 2, напорного трубопровода 3, водоприемного устрой-

ства (верхний бьеф ВБ), запорной 4 и измерительной арматуры 5 (мановакуумметр МВ или вакуумметр В) и 6 (манометр М). Схемы установок приведены на рис. 22.1, *а* и *б*.

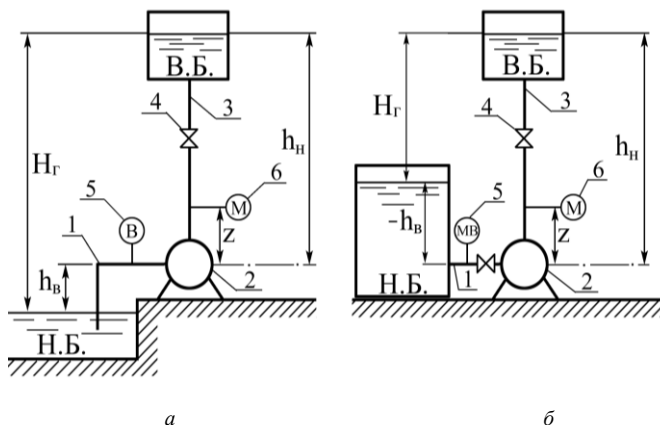


Рис. 22.1. Схемы насосной установки: *а* – с положительной высотой всасывания; *б* – с отрицательной высотой всасывания

Расход в общем напорном трубопроводе регулируется краном К, измеряется дифференциальным манометром ДМ или мерным водосливом. Частота вращения вала насоса измеряется электронным тахометром Т.

Проведение опытов.

Перед началом испытаний установку нужно осмотреть, проверить наличие приборов и их исправность.

Порядок проведения испытаний на установках *а* и *б* следующий:

1. На установке *а* заливка насоса осуществляется через заливную пробку на корпусе насоса. На установке *б* насос находится под заливом постоянно.
2. Закрывают задвижку 4 на напорной линии.
3. Включают в работу двигатель насоса.
4. Открывают полностью задвижку 4 для того, чтобы удалить воздух из насоса и трубопроводов. Проливают соединительные трубки манометра, мановакуумметра и дифференциального манометра. В процессе испытания эту операцию систематически повторяют. Соединяют манометр и мановакуумметр с атмосферой, проверяют установку нулей шкал.

5. Закрывают задвижку 4 и снимают показания первой точки замера при $Q = 0$. При таком положении задвижки снимают показания мановакуумметра, манометра, ваттметра, измеряют частоту вращения вала двигателя. Затем задвижка 4 приоткрывается. После установления режима производят отсчет Q по расходомеру или водосливу и снимают показания остальных приборов. Аналогичным образом, увеличивая открытие задвижки 4 до максимального значения расхода, проводят 5–8 опытов. Данные, полученные при испытаниях, заносят в табл. 22.1.

1. Напор насоса H при известных показаниях манометра и мановакуумметра определяется по формуле

$$H = H_{\Gamma} + h_{\Gamma}, \quad (22.1)$$

где H – напор насоса, м;

H_{Γ} – высота подъема жидкости, или геодезический (геометрический) напор, т. е. расстояние по вертикали между уровнями воды в НБ и ВБ;

h_{Γ} – сопротивление трубопровода, т. е. сумма потерь напора (местных и по длине) во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

По показаниям приборов, установленных на действующей насосной установке, напор определяется по формуле

$$H = h_{\text{м}} - (\pm h_{\text{мв}}) + z + \frac{\alpha_{\text{н}} V_{\text{н}}^2 - \alpha_{\text{в}} V_{\text{в}}^2}{2g}, \quad (22.2)$$

где $h_{\text{м}} = \frac{p_{\text{м}}}{\rho g}$ – показания манометра, м;

$\pm h_{\text{мв}} = \frac{\pm p_{\text{мв}}}{\rho g}$ – показание мановакуумметра с учетом знака;

z – расстояние по вертикали между точками замера вакуумметрического и манометрического давления;

α – коэффициент кинетичности. Для турбулентного движения жидкости $\alpha = 1,05$;

$V_{\text{в}}$ и $V_{\text{н}}$ – скорости во всасывающей и нагнетательной трубе, определяемые по формуле

$$V = Q / \omega, \quad (22.3)$$

где ω – площадь сечения трубы.

Так как разность скоростных напоров невелика, то ею можно пренебречь, и формула (22.2) примет следующий вид:

$$H = h_m - (\pm h_{mb}) + z. \quad (22.4)$$

2. Потребляемую мощность (Ne , кВт) снимаем по графику $N = f(W)$, построенному с учетом коэффициента полезного действия электродвигателя, а полезную – определяем по формуле

$$N_{пол} = \frac{\rho g Q H}{1000}, \quad (22.5)$$

а для воды

$$N_{пол} = 9,81 Q H, \quad (22.6)$$

где Q – расход, м³/с.

3. Полученные значения Q , H , N пересчитываются на постоянную частоту вращения ($n = \text{const}$) по формулам подобия:

$$Q_1 / Q_2 = n_1 / n_2; H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2; N_1 / N_2 = (n_1 / n_2)^3, \quad (22.7)$$

где Q_1 , H_1 , N_1 – замеренные расход, напор, мощность;

Q_2 , H_2 , N_2 – пересчитанные расход, напор и мощность;

n_1 – замеренная частота вращения;

n_2 – постоянная частота вращения.

Тогда пересчитанные значения расхода, напора и мощности определяются по следующим формулам:

$$Q_n = Q_1 (n_2 / n_1); H_n = H_1 (n_2 / n_1)^2; N_n = N_1 (n_2 / n_1)^3. \quad (22.8)$$

Если обозначить $i = n_2 / n_1$, то формулы (22.8) примут вид

$$Q_n = i Q_{зам}; H_n = i^2 H_{зам}; Ne_n = i^3 Ne_{зам}. \quad (22.9)$$

4. Пересчитанная полезная мощность насоса $N_{пол. п}$ определяется по формуле (22.6) по Q_n и H_n .

5. Коэффициент полезного действия насоса (η , %) определяется по формуле (22.10) по пересчитанным мощностям

$$\eta = \frac{N_{пол}}{Ne} 100. \quad (22.10)$$

Результаты обработки заносят в журнал лабораторных работ (табл. 22.1). После заполнения всех граф табл. 22.1 строят графики $H = f(Q)$; $\eta = f(Q)$; $N = f(Q)$ при $n = \text{const}$, которые должны иметь вид, изображенный на рис. 22.2. Они называются рабочими характеристиками насоса.

Т а б л и ц а 22.1. Результаты измерений и вычислений

Наименование	Единица измерения	Номер опыта							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1. Мановакуумметр p_{mv}	кПа								
2. Давление p_m	кПа								
3. Водослив, расходомер	м ³ /ч								
4. Мощность N	кВт								
5. Измеренная частота вращения вала n_1	об/мин								
6. Величина h_{mv}	м								
7. Величина h_m	м								
8. Напор H	м								
9. Подача Q	м ³ /ч								
10. Потребляемая мощность N_e	кВт								
11. Постоянная частота вращения вала n_2	об/мин								
12. Множитель $i = n_2/n_1$									
13. $\rightarrow$ — i^2									
14. $\rightarrow$ — i^3									
15. Подача пересчитанная Q_n	л/с								
16. Напор пересчитанный H_n	м								
17. Потребляемая мощность пересчитанная N_{en}	кВт								
18. Полезная мощность пересчитанная $N_{пол. п}$	кВт								
19. Коэффициент полезного действия η	%								

Примечание. p_{mv} и p_m – показания мановакуумметра и манометра; N – показания ваттметра.

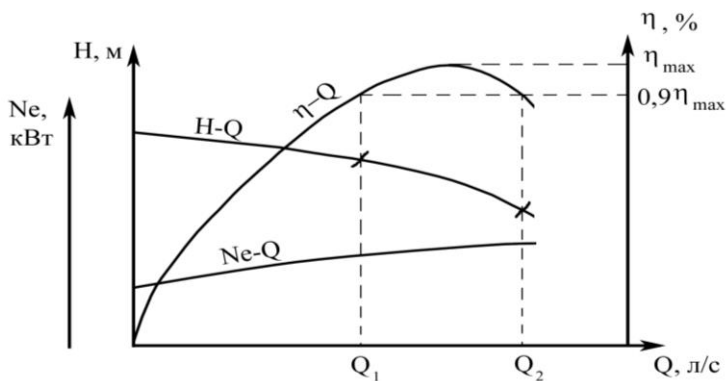


Рис. 22.2. Рабочие характеристики центробежного насоса

После построения рабочих характеристик определяют рабочую зону насоса, которая соответствует снижению максимального КПД на 10 % и показывает оптимальный диапазон изменения расхода (от Q_1 до Q_2) и соответствующего напора данного насоса.

Контрольные вопросы

1. Для каких целей получают рабочие характеристики центробежного насоса?
2. Изменится ли положение напорной характеристики, если повторить эту же работу, но с диаметрами трубопроводов, увеличенными в 2 раза?
3. Изменится ли положение напорной характеристики, если в повторном опыте изменить высоту всасывания на обратную?
4. Изменятся ли максимальные значения Q , H , N и КПД (если да, то во сколько раз), если число оборотов насоса уменьшится в 2 раза?
5. Почему запуск центробежного насоса рекомендуется осуществлять с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе?
6. Изменится ли значение максимального КПД, если повторить испытания, но с более мощным электродвигателем при том же числе оборотов?
7. Что такое «рабочая зона» и зачем она нужна?
8. Что произойдет с кривой $H - Q$, если повторить опыт при условии, что верхний бак поднят на 5 м выше?
9. Что будет происходить с кривой КПД – Q , если повторить несколько раз испытания, уменьшая каждый раз число оборотов?
10. Как, используя характеристики насоса, установить, что он с максимальной эффективностью обеспечит заданные расход Q_p и напор H_p при данном трубопроводе?

Лабораторная работа 23. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСОВ

Одновременная работа нескольких центробежных насосов на общий напорный трубопровод называется параллельной работой насосов (рис. 23.1). Параллельное соединение двух или более насосов применяется с целью увеличения подачи. Всасывающие короткие трубы, как правило, не объединяются, а прокладываются к каждому насосу. Насосы смогут подавать жидкость в общий напорный трубопровод лишь при условии, что развиваемые ими напоры в соединительном узле одинаковы.

Задачи испытаний:

1) имея по результатам предыдущих испытаний напорные характеристики двух насосов лабораторной установки, построить суммарную (расчетную) напорную характеристику их, соответствующую условно одновременной работе, когда каждый насос подает жидкость в индивидуальный трубопровод;

2) провести испытания указанных насосов при их параллельном соединении и построить суммарную (опытную) напорную характеристику;

3) сравнить расчетную и опытную характеристики, вычислить дефицит в подаче.

Лабораторная установка. Лабораторная установка (рис. 23.1) состоит из двух центробежных насосов Н1, Н2 соединенных параллельно, т. е. для работы на общий напорный трубопровод. Для измерения давлений на входе их предусмотрены мановакуумметры МВ₁ и МВ₂, на выходе – манометры М₁ и М₂. Расход в общем напорном трубопроводе регулируется краном К, измеряется дифференциальным манометром ДМ или мерным водосливом. Частота вращения вала насоса измеряется электронным тахометром Т.

Проведение опытов.

До начала испытаний нужно построить на миллиметровой бумаге частные характеристики $H - Q_1$ насоса 1 и $H - Q_2$ насоса 2 и суммарную характеристику $H - (Q_1 + Q_2)$ двух насосов, работающих на отдельные трубопроводы (рис. 23.1).

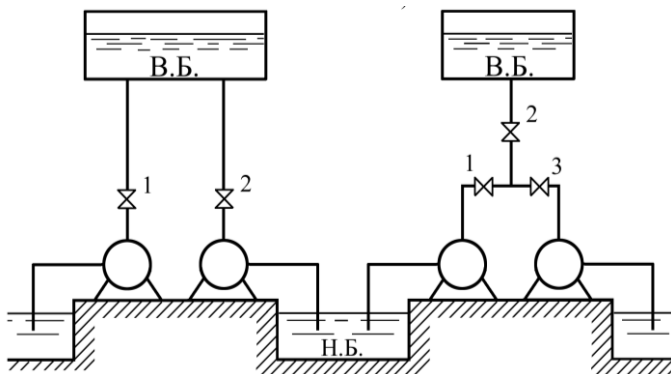


Рис. 23.1. Схема совместной работы двух центробежных насосов:
а – каждого на свой напорный трубопровод;
б – параллельная работа на общий напорный трубопровод

Для построения характеристики первого насоса используются данные лабораторной работы 23 (табл. 23.1), а для характеристики второго насоса студенты получают готовые лабораторные данные расхода и напора. Суммарная характеристика $H - (Q_1 + Q_2)$ (рис. 23.2) строится путем сложения расходов Q обоих насосов при одинаковых напорах. После этого приступают к испытанию насосной установки.

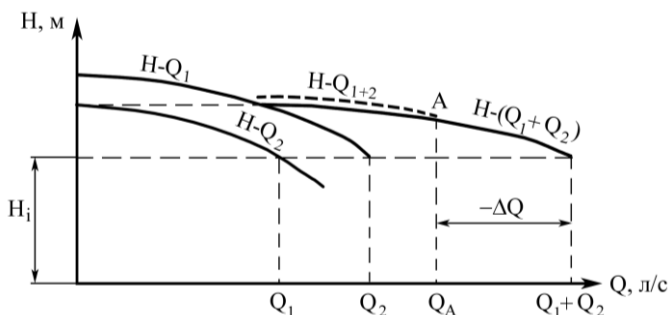


Рис. 23.2. Суммарная характеристика для двух центробежных насосов, работающих параллельно

Испытания проводятся в следующем порядке:

1. Установка осматривается, проверяется наличие необходимых приборов.
2. Насосы 1 и 2 подсоединяем параллельно, т. е. по схеме «б» (рис. 23.1).
3. Насосы заливают водой, задвижки 1 и 3 закрывают, а задвижку 2 открывают.
4. Включают в работу двигатели, открывают полностью задвижки 1, 2, 3, удаляют воздух из насоса и трубопроводов.
5. Проливают соединительные трубы манометров, мановакуумметров и дифференциального манометра. Соединяют манометр и мановакуумметр с атмосферой, проверяют установку нулей шкал.

Испытания начинают при полностью закрытой задвижке 2, когда расход $Q = 0$. Задвижки 1 и 3 во время опытов держат постоянно открытыми. При таком положении получают первую точку наблюдений, для которой снимают показания мановакуумметра, манометра и записывают частоту вращения вала двигателя насоса 1. Можно снимать показания мановакуумметра и манометра насоса 2, так как в точке объединения трубопроводов напоры насосов будут одинаковыми. За-

тем задвижку 2 приоткрывают и, после установления режима, производят следующее определение Q по дифманометру или водосливу и тарировочной кривой, снимают показания остальных приборов.

Аналогичным образом, постепенно открывая задвижку до полного открытия, выполняют 5–8 опытов.

Опытные данные заносятся в табл. 23.1.

Т а б л и ц а 23.1. Результаты измерений и вычислений

Наименование	Единица измерения	Номер опыта							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1. Давление $p_{мв}$	кПа								
2. Давление p_m	кПа								
3. Водослив, расходомер	м ³ /ч								
4. Измеренная частота вращения вала n_1	об/мин								
5. Величина $h_{мв}$	м								
6. Величина h_m	м								
7. Напор H	м								
8. Подача Q	м ³ /ч								
9. Постоянная частота вращения вала n_2	об/мин								
10. Множитель $i = n_2/n_1$									
11. i^2									
12. Подача пересчитанная Q_n	л/с								
13. Напор пересчитанный H_n	м								

П р и м е ч а н и е. $p_{мв}$ и p_m – показания мановакуумметра и манометра.

Обработка результатов.

Величины $h_{мв}$, h_m , H подсчитываются таким же образом, как и в работах 22. При подсчете средних скоростей V_v и V_n следует помнить, что подаваемый расход делится между двумя насосами. Напор и расход пересчитываются на постоянное число оборотов с помощью множителя i , как это было в предыдущей работе. Обработанные данные записываются в журнал лабораторных работ (табл. 23.1).

После заполнения таблицы на миллиметровую бумагу, где построена суммарная характеристика $H - (Q_1 + Q_2)$ двух отдельно работающих насосов, наносят данные таблицы и получают опытную суммарную характеристику $H - Q_{1+2}$ двух насосов при их параллельной работе.

Максимальный суммарный расход двух насосов, работающих на отдельные трубопроводы, будет больше максимального расхода двух насосов, работающих параллельно на один трубопровод. Эта разни-

ца ΔQ определяется графическим путем (см. рис. 23.2) и называется дефицитом в подаче при параллельной работе двух центробежных насосов на один трубопровод.

Возникает она вследствие того, что расход $Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2$ при напоре H_i , развиваемом насосом, по данному напорному трубопроводу пройти не может, так как в нем возникают потери больше, чем напор насоса H_i . Поэтому фактический расход Q_{Δ} , при котором потери напора и напор насоса равны, будет меньше на величину ΔQ .

Контрольные вопросы

1. Можно ли, не прибегая к лабораторным испытаниям, определить дефицит подачи, имея частные характеристики насосов?

2. Что такое дефицит подачи, какова причина его возникновения и как его уменьшить?

3. Изменится ли величина дефицита подачи, если повторить опыт, но с измененной на обратную высотой всасывания?

4. Как установить максимальное число насосов, объединяемых для параллельной работы на один трубопровод?

5. Изменится ли величина дефицита подачи, возникающей при работе двух параллельно соединенных насосов, если провести испытания через длительный срок эксплуатации?

6. Можно ли (а если можно, то как) получить суммарную характеристику при частоте n_1 , если частные характеристики даны при частоте n_2 оборотов в минуту?

7. Что будет с опытной суммарной характеристикой, если повторить опыт при условии, что в нижнем бьефе создано избыточное давление 0,5 атм.?

8. Как решить вопрос о возможности и целесообразности параллельного соединения на один трубопровод двух насосов различной марки?

Лабораторная работа 24. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСОВ

Последовательное соединение насосов применяется для увеличения напора. При этом первый насос подает жидкость во всасывающий патрубок второго насоса, а последний – в напорный трубопровод.

При коротких линиях это соединение аналогично двухступенчатому насосу. Для того чтобы увеличить напор насосной установки, насосы можно объединить либо по схеме *а*, либо по схеме *б* (рис. 24.1).

Задачи испытаний:

1) по результатам предыдущих испытаний построить суммарную (расчетную) напорную характеристику для последовательного соединения двух насосов лабораторной установки;

2) провести испытания указанных насосов при их последовательном соединении, построить характеристики: общую (опытную) напорную и мощностную (для одного насоса);

3) сравнить расчетную и опытную напорные характеристики, дать заключение о возможности работы насосов при последовательном соединении без перегрузки двигателей.

Лабораторная установка. Те же, что и в предыдущей работе, насосы Н1, Н2 соединяются последовательно (рис. 24.1). Кроме измерений давлений на входе и выходе насосов, расхода в напорном трубопроводе, частоты вращения рабочего колеса проводятся измерения мощности на валу насоса методом, описанным в работе 22.

Проведение опытов.

Перед началом испытаний нужно построить на миллиметровой бумаге частные напорные характеристики $H_1 - Q$ насоса 1 и $H_2 - Q$ насоса 2. Затем путем суммирования напоров при одинаковых расходах строят суммарную характеристику по напору $(H_1 + H_2) - Q$ двух насосов, работающих отдельно.

Для построения частной характеристики $H_1 - Q$ насоса 1 используется лабораторная работа 22 (см. табл. 22.1), а координаты характеристики $H_2 - Q$ насоса 2 снимаются с рис. 23.2 рабочего журнала лабораторной работы 23.

1. Проверяют наличие и исправность измерительных приборов.

2. Насосы 1 и 2 подсоединяют последовательно, т. е. по схеме *б* (рис. 24.1).

3. Насос 1 заливают водой, закрывают задвижки $З_1$ и $З_2$.

4. Включают в работу двигатель первого насоса и полностью открывают задвижку $З_1$, заполняя водой насос 2.

5. Включают в работу двигатель второго насоса. Полностью открывают задвижку $З_2$ для удаления воздуха из насоса и трубопроводов. Проливают соединительные трубки манометров, мановакуумметров. Испытание начинают при полностью закрытой задвижке $З_2$, когда расход $Q = 0$. Задвижку $З_1$ во время опытов держат

постоянно полностью открытой. При таком положении получают первую точку наблюдений, для которой снимают показания мановакуумметров, манометров, ваттметра (большее из двух) и частоту вращения вала того насоса, где большее показание ваттметра.

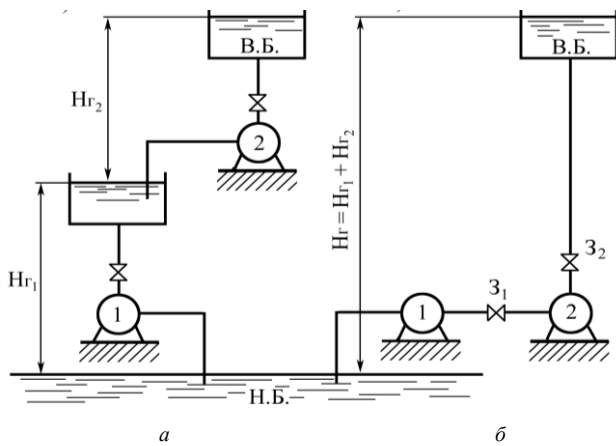


Рис. 24.1. Схемы последовательной работы двух центробежных насосов:
а – каждого на свой напорный трубопровод; *б* – на общий трубопровод

Затем задвижку $З_2$ приоткрывают и после установления режима производят определение расхода по расходомеру или водосливу и тарировочной кривой, снимают показания остальных приборов. Аналогичным образом, постепенно открывая задвижку до полного открытия, выполняют 5–8 опытов. Опытные данные заносят в табл. 24.1.

Т а б л и ц а 24.1. Результаты измерений и вычислений

Наименование	Единица измерения	Номер опыта							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1. Давление $p_{мв1}$	кПа								
2. Давление $p_{м1}$	кПа								
3. Давление $p_{мв2}$	кПа								
4. Давление $p_{м2}$	кПа								
5. Водослив, расходомер	м ³ /ч								

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6. Мощность N	кВт								
7. Измеренная частота вращения вала n_1	об/мин								
8. Величина $h_{мв1}$	м								
9. Величина $h_{м1}$	м								
10. Величина $h_{мв2}$									
11. Величина $h_{м2}$									
12. Потери напора $h_{тр}$									
13. Суммарный напор H	м								
14. Подача Q	м ³ /ч								
15. Потребляемая мощность Ne	кВт								
16. Постоянная частота вращения вала n_2	об/мин								
17. Множитель $i = n_2/n_1$									
18. —»— i^2									
19. —»— i^3									
20. Подача пересчитанная Q_n	м ³ /ч								
21. Напор пересчитанный H_n	м								
22. Потребляемая мощность пересчитанная Ne_n	кВт								

П р и м е ч а н и е. $p_{мв1}$ и $p_{м1}$ – показания мановакуумметра и манометра 1 насоса; $p_{мв2}$ и $p_{м2}$ – показания мановакуумметра и манометра 2 насоса; N – показания ваттметра.

Обработка результатов.

Величины N , $h_{мв}$, h_m и другие (табл. 24.1) подсчитываются так же, как в работе 22. Поскольку насосы работают последовательно, суммарный напор сложится из напоров двух насосов.

В установках между двумя насосами имеется участок соединительного трубопровода с задвижкой. Такой соединительный трубопровод создает значительные сопротивления при больших расходах, вызывает большие потери напора. Эти потери определяются как разность показателей манометра насоса 1 и мановакуумметра насоса 2, т. е.

$$h_{тр} = h_{м1} - h_{мв2}. \quad (24.1)$$

Суммарный напор, создаваемый двумя последовательно соединенными насосами, будет определяться по формуле

$$H = h_{м2} - h_{мв1} + z + h_{тр}. \quad (24.2)$$

Пересчет всех величин производится на постоянную частоту вращения. Пересчитанные данные Q_n , H_n в виде характеристики $H_{1+2} - Q$ наносятся на ту же миллиметровую бумагу, на которой уже построена суммарная характеристика $(H_1 + H_2) - Q$ (рис. 24.2).

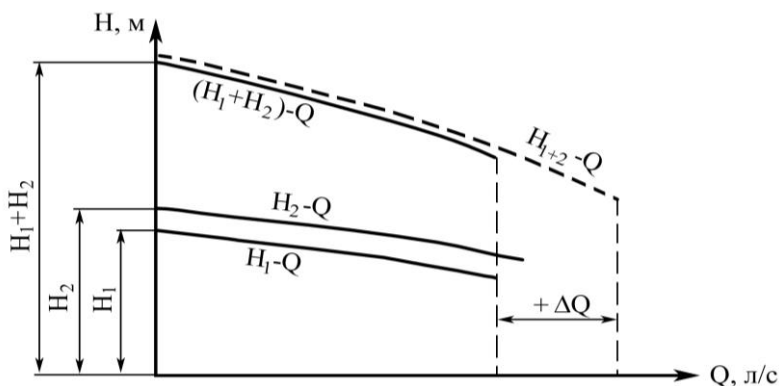


Рис. 24.2. Суммарные характеристики при последовательной работе двух центробежных насосов

Из сравнения двух суммарных кривых видно, что опытная кривая H_{1+2} длиннее, т. е. насосы, соединенные последовательно, могут подать больший расход, чем они подавали при том же напорном трубопроводе, работая по отдельности.

Такое положение объясняется тем, что удвоенный напор установки должен потратиться на преодоление также удвоенного сопротивления трубопровода, которое может возрасти только за счет увеличившегося расхода. Однако увеличение подачи насосов влечет за собой и увеличение мощности, получаемой насосом от электродвигателя. Поэтому для выяснения степени перегрузки электродвигателя необходимо сравнить максимальную потребляемую мощность Ne_n с максимальным паспортным его значением $[Ne]$. Если соблюдается условие $Ne_n \leq [Ne]$, то двигатели насосов не перегружены.

Контрольные вопросы

1. Как избежать избытка подачи при последовательной работе двух насосов на один трубопровод и как следствие этого перегрузки электродвигателя?

2. Изменится ли опытная суммарная характеристика, если повторить опыт, но с измененной на обратную высотой всасывания?

3. Какова причина возникновения избытка подачи при работе двух насосов на один трубопровод?

4. Есть ли предел количеству насосов, соединяемых для последовательной работы на один трубопровод? Если есть, то как его установить?

5. Что произойдет с избытком подачи, если повторить опыт, но с другими электродвигателями, имеющими несколько меньшую частоту вращения?

6. Что произойдет с опытной суммарной кривой, если повторить опыт, но при условии, что в нижнем бьефе создано пониженное давление 0,5 атм.?

7. Можно ли (а если можно, то как) получить при последовательной работе двух насосов на один трубопровод не избыток подачи, а ее недостаток?

8. Чему будет равен КПД установки, состоящей из двух последовательно соединенных насосов, если каждый из них имеет КПД, равный 40 %?

9. В журнале лабораторных работ в осях $Q - H$ нарисуйте три различные частные характеристики и постройте их суммарную.

10. В журнале лабораторных работ в осях $Q - H$ нарисуйте две пересекающиеся частные характеристики, сложив их, получите суммарную и укажите, как определить на графике избыток подачи.

Лабораторная работа 25. КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Кавитация – это нарушение сплошности жидкости, которое происходит в тех участках потока, где давление, понижаясь, достигает некоторого критического значения. Этот процесс сопровождается образованием большого числа пузырьков, наполненных преимущественно парами жидкости, а также газами, выделившимися из водного раствора. Находясь в области пониженного давления, пузырьки увеличиваются и превращаются в большие пузыри-каверны. Затем эти пузыри уносятся потоком в область с давлением выше критического, где разрушаются практически бесследно вследствие конденсации заполняющего их пара. Таким образом, в потоке создается довольно четко ограниченная кавитационная зона, заполненная движущимися пузырьками.

В лопастных насосах явление кавитации может происходить из-за понижения давления в жидкости, находящейся внутри рабочего колеса и корпуса насоса. При эксплуатации установки понижение давления может произойти в следующих случаях:

- 1) вследствие большой высоты всасывания насоса;
- 2) пониженного барометрического давления на поверхности воды в водоисточнике;
- 3) повышения температуры перекачиваемой жидкости;
- 4) при увеличении сопротивления во всасывающем трубопроводе из-за его заниженного диаметра или прикрытия задвижки.

Наибольшее влияние на развитие кавитационных явлений оказывает завышенная высота всасывания.

Допустимая геометрическая высота всасывания – это величина, определяющая предельное положение насоса относительно минимального уровня в нижнем бьефе, при котором еще не наступает кавитация. Устанавливаются насосы с геометрической высотой всасывания, равной или меньше допустимой геометрической, т. е.

$$h_v \leq h_v^{\text{доп}}.$$

Задачи испытаний:

- 1) продемонстрировать на лабораторной установке внешние признаки возникновения кавитации при работе центробежного насоса;
- 2) снять кавитационные характеристики и построить графические зависимости напора, мощности, КПД от критического значения вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$;

3) определить максимально допустимые значения вакуумметрической, приведенной высот всасывания насоса и геометрической допустимой высоты всасывания.

Лабораторная установка. Опыты проводятся на лабораторной установке (см. рис. 22.1, б), описание которой дано в работе 22. Вакуумметрическое давление на входе в насос изменяется с помощью крана, установленного на всасывающем трубопроводе.

Проведение опытов.

1. Путем закрытия кранов изолируют испытываемый насос, приведя установку к схеме, показанной на рис. 22.1, б.

2. Согласно общим правилам запускают насос, с помощью крана на напорной линии устанавливают заданную подачу, при которой необходимо произвести кавитационные испытания.

3. После установки режима снимают показания мановакуумметра, манометра, расходомера, ваттметра, тахометра и заносят в журнал (табл. 25.1).

Т а б л и ц а 25.1. Результаты измерений и вычислений

Наименование	Единица измерения	Номер опыта							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1. Давление $p_{\text{мв}}$	кПа								
2. Давление $p_{\text{м}}$	кПа								
3. Водослив, расходомер	м ³ /ч								
4. Мощность N	кВт								
5. Измеренная частота вращения вала n_1	об/мин								
6. Величина $h_{\text{мв}}$	м								
7. Вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вас}}$	м								
8. Величина $h_{\text{м}}$	м								
9. Напор H									
10. Подача Q	м ³ /ч								
11. Потребляемая мощность Ne	кВт								
12. Постоянная частота вращения вала n_2	об/мин								
13. Множитель $i = n_2/n_1$									
14. —»— i^2									
15. —»— i^3									
16. Подача пересчитанная $Q_{\text{п}}$	м ³ /ч								
17. Напор пересчитанный $H_{\text{п}}$	м								
18. Потребляемая мощность пересчитанная $Ne_{\text{п}}$	кВт								
19. Вакуумметрическая высота всасыв. пересчитанная $H_{\text{вас.п}}$	м								

П р и м е ч а н и е. $p_{\text{мв}}$ и $p_{\text{м}}$ – показания мановакуумметра и манометра; N – показания ваттметра.

4. Определяют напор по упрощенной формуле

$$H_i = h_{\text{м}} - (\pm h_{\text{мв}}). \quad (25.1)$$

5. Небольшим прикрытием крана на всасывающей линии устанавливают новый вакуум у входа в насос. Напор при этом изменится. Для восстановления прежнего напора открывают кран на напорной линии, восстанавливают первоначальный напор H_i и снова снимают показания всех приборов. Такие операции повторяют 5–6 раз до срыва рабочего режима, т. е. когда заданный напор восстановить краном на напорном трубопроводе уже нельзя. Вблизи кавитационного режима и при кавитации следует снимать точки с малыми интервалами показаний вакуумметра.

6. Измеряются атмосферное давление (барометром) и температура жидкости (термометром).

Обработка результатов.

1. Определяют вакуумметрическую высоту всасывания в точке присоединения вакуумметра (табл. 25.1):

$$h_{\text{мв}} = \frac{P_{\text{мв}}}{\rho g}, \quad (25.2)$$

где $p_{\text{мв}}$ – показания мановакуумметра.

2. Вычисляют вакуумметрическую высоту всасывания по оси насоса

$$H_{\text{вак}} = h_{\text{мв}} - y, \quad (25.3)$$

где y – расстояние от оси насоса до точки присоединения мановакуумметра.

3. Напор насоса H , потребляемую мощность Ne подсчитывают так же, как и в предыдущих работах (22, 23).

4. Пересчитывают значения Q , H и Ne на заданную постоянную частоту вращения по формулам пропорциональности.

Перерасчет вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}$ на новую частоту производят по зависимости

$$H_{\text{вак. п}} = 10 - (10 - H_{\text{вак}}) \left(\frac{n_{\text{изм}}}{n} \right)^2. \quad (25.4)$$

5. Давление паров жидкости для измеренной температуры воды $h_{\text{п. ж}}$ при $t_{\text{в}} \leq 20^\circ$ принимают равным 0,24 м (см. приложение табл. 5).

6. Атмосферное давление H_6 берется по барометру и выражается в метрах водяного столба.

7. По пересчитанным величинам $Q_{\text{п}}$, $H_{\text{п}}$, $Ne_{\text{п}}$ и $H_{\text{вак}}$ строят график (рис. 25.1).

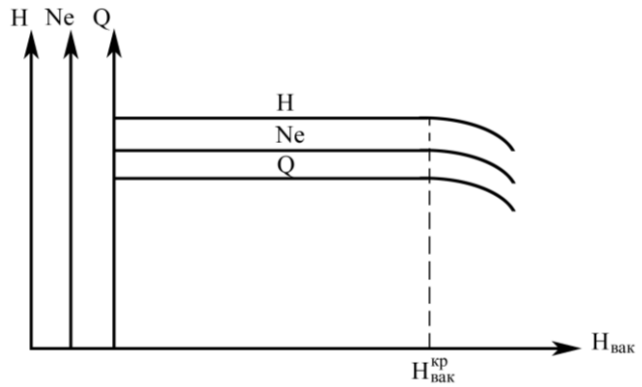


Рис. 25.1. Графики результатов кавитационных испытаний

Из рис. 25.1 видно, что напор, расход и мощность сначала были постоянными, но при наступлении кавитации эти параметры резко уменьшились. По началу падения этих кривых определяют критическое значение вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$.

8. Определяют значение допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, которая принимается на 1,2–1,0 % меньше $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$, т. е.

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = (0,98 \div 0,99) H_{\text{вак}}^{\text{кр}}. \quad (25.5)$$

9. По допустимой вакуумметрической высоте определяют допустимую приведенную высоту всасывания по формуле

$$H_{\text{в.п}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} - h_{\text{п.ж}} - (10 - H_6), \quad (25.6)$$

где H_6 – атмосферное давление (во время проведения испытаний по барометру), м.

$V_{\text{в}}$ – скорость (м/с) во всасывающей трубе, которая вычисляется по формуле

$$V_{\text{в}} = \frac{Q}{0,785d_{\text{в}}^2}. \quad (25.7)$$

10. Геометрическую допустимую высоту всасывания определяют по формуле

$$h_{\text{в}}^{\text{доп}} = H_{\text{в.п.}}^{\text{доп}} - h_{\text{т.в}}, \quad (25.8)$$

где $h_{\text{т.в}}$ – потери напора во всасывающей линии насоса.

Контрольные вопросы

1. Как определить геометрическую высоту всасывания, имея данные лабораторных испытаний?

2. Можно ли по данным лабораторных испытаний получить график $H_{\text{вак}} = f(Q)$? Если нельзя, то что нужно дополнительно сделать для этого?

3. Изменится ли конечный результат этой лабораторной работы, если повторить ее, но с высотой всасывания, измененной на обратную?

4. Можно ли установить центробежный насос с высотой всасывания $h_{\text{в}} = 10$ м и $h_{\text{в}} = -10$ м, чтобы он работал без кавитации?

5. Изменится ли (а если да, то как) допустимая геометрическая высота всасывания ($h_{\text{в}}^{\text{доп}}$), полученная в работе, если повторить опыт с горячей водой (например, $t = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$)?

6. Что будет с расходом центробежного насоса, который установлен на высоте $h_{\text{в}}^{\text{доп}}$ в канале, если внезапно по нему пустить горячую воду?

7. Какова последовательность расчета отметки оси насоса, если есть его кавитационная характеристика и задан расчетный расход $Q_{\text{р}}$ (насос, например, 4К-18)?

8. Можно ли получить то же значение $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, которое было в работе, но без задвижки на всасывающем трубопроводе? Если можно, то как?

9. Изменится ли допустимая геометрическая высота всасывания $h_{\text{в}}^{\text{доп}}$, если повторить работу при условии, что в ВБ создано избыточное давление?

10. Изменится ли (а если изменится, то как) допустимая геометрическая высота всасывания ($h_{\text{в}}^{\text{доп}}$), полученная в работе, если в НБ уменьшить давление наполовину?

Лабораторная работа 26. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Роторно-поршневая гидромашина имеет ротор (блок цилиндров) с расположенными в нем поршнями, статор, распределитель потоков жидкости. В зависимости от расположения цилиндров в роторе различают гидромашин радиальные и аксиальные. В радиально-поршневой машине цилиндры расположены радиально, в аксиально-поршневой – параллельно оси ротора или под небольшим углом к ней.

Различают радиально-поршневые гидромашин одноходовые (рис. 26.1, а, б) и многоходовые (рис. 26.1, в, г), с внешней (рис. 26.1, а, в) и внутренней (рис. 26.1, б, г) направляющей движения поршней. Во всех случаях рабочие камеры выполнены в блоке цилиндров 1 и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3 либо непосредственно, либо посредством опорных роликов 5 или шатунов 6. Управление потоками жидкости в цилиндрах обеспечивается с помощью распределителей 4 цапфенного, торцового или золотникового типов.

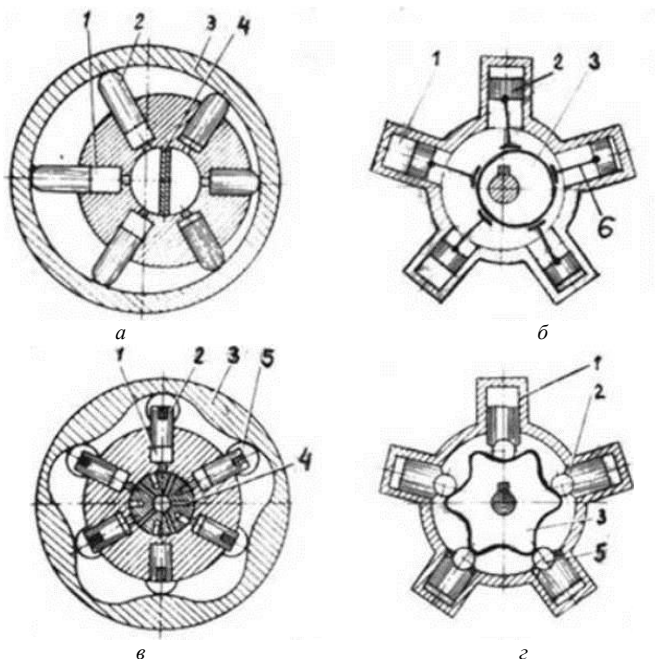


Рис. 26.1. Виды радиально-поршневых гидромашин

Гидромашины этого типа преимущественно необратимы, т. е. выпускаются для работы только в качестве насосов или гидромоторов. Гидромоторы бывают низкомоментные и высокомоментные. В первом случае отношение крутящего момента (Н м) к частоте вращения вала (об/мин) меньше 10, во втором – больше 10.

Радиально-поршневые насосы применяются в стационарных установках и мобильных машинах большой мощности. Они способны работать в широких пределах давлений (до 100 МПа) и частот ротора (до 6000 об/мин). Гидромоторы этого типа применяются в гидроприводах мобильных машин. Объемный КПД их составляет 0,9–0,98, общий КПД – 0,7–0,9.

На рис. 26.2 представлена принципиальная схема регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия. Он состоит из статора 1, статорного кольца 2, ротора 6, в цилиндрах которого расположены поршни (плунжеры) 4 цапфенного распределителя 5. Последний представляет собой цапфу

(неподвижную ось), на которой вращается ротор. В цапфе просверлены каналы 3 и 7 для подвода и отвода жидкости. Они сообщаются с распределительными окнами, образованными внутренней цилиндрической поверхностью ротора, вырезами и перемычкой цапфы.

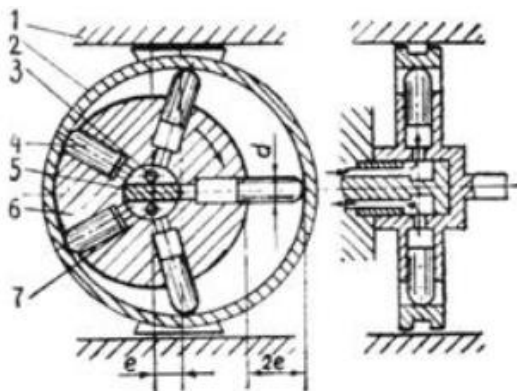


Рис. 26.2. Принципиальная схема регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия

Вместе с ротором поршни вращаются, при этом непрерывно прижимаются к статорному кольцу. Прижим обеспечивается центробежными силами, а в ряде конструкций – дополнительно давлением масла от вспомогательного насоса или специальными пружинами. Так как ось ротора смещена относительно оси статорного кольца на величину эксцентриситета e , то поршни совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение. За один оборот ротора каждый поршень совершает ход всасывания и ход нагнетания, равный $2e$. При направлении вращения, указанном на рис. 26.2 стрелкой, в цилиндрах, расположенных на верхней половине ротора, идет всасывание, на нижней – нагнетание.

Рабочий объем (m^3) насоса (объем, вытесняемый поршнями за один оборот ротора при разности давлений на выходе и входе, равной нулю) вычисляется по формуле

$$q = 2 \cdot e \cdot \omega_n \cdot z_n, \quad (26.1)$$

где ω_n – площадь сечения поршня, m^2 ;

z_n – число поршней, шт.

В регулируемом насосе рабочий объем и соответственно подача могут бесступенчато изменяться путем изменения величины эксцентриситета e , т. е. перемещения статорного кольца 2 в направляющих статора 1. Изменение направления подачи (реверсирование) обеспечивается изменением знака эксцентриситета.

Некоторые конструкции насосов имеют многорядное расположение поршней в роторах. Этим достигается не только большая подача, но и большая ее равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия. В таком насосе внутренняя поверхность статорного кольца имеет специальный волнистый профиль, перемещаясь по которому, каждый поршень совершает за один оборот ротора несколько рабочих ходов. Центры статора и ротора совмещены, поэтому такой насос нерегулируемый.

Принцип многократности действия используется также в высокомоментных гидромоторах, предназначенных для получения больших крутящих моментов при сравнительно небольших частотах вращения вала ротора (до 150 об/мин). Они применяются для вращения ведущих колес мобильных машин.

На рис. 26.3 представлены принципиальная схема и общий вид высокомоментного гидромотора однократного действия с эксцентриковым валом. Такой гидромотор применяется для поворота платформы в экскаваторах. Эксцентриковый вал вращается в двух роликоподшипниках 9, один из которых установлен в корпусе 7 гидромотора, а второй – в крышке 10. С эксцентриком постоянно контактируют пять шатунов 4, соединенных шаровыми шарнирами с поршнями 6. Боковое смещение шатунов 4 ограничено пластинами 13, а отрыв их от поверхности эксцентрика предотвращается упорными кольцами 8. К корпусу 7 гидромотора прикреплен корпус 2 золотникового распределителя, предназначенного для направления рабочей жидкости в цилиндры и выпуска ее в сливную линию. Золотник 1 вращается от эксцентрикового вала 11 посредством муфты 14. Он имеет кольцевые канавки и окна для сообщения нагнетательного и сливного трубопроводов, присоединенных к корпусу 2, с рабочими полостями цилиндров. Золотник и поршни уплотнены в цилиндрах фторопластовыми кольцами.

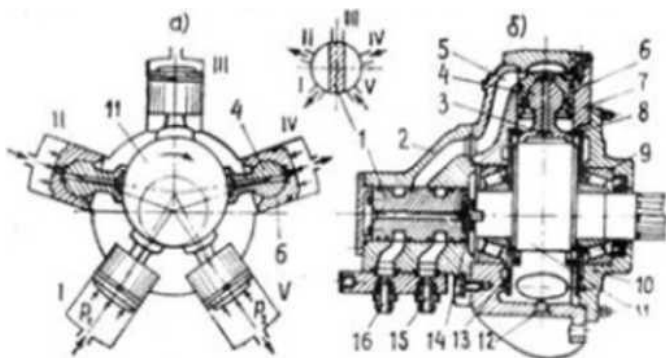


Рис. 26.3. Принципиальная схема и общий вид высокомоментного гидромотора однократного действия с эксцентриковым валом

Принцип работы гидромотора заключается в следующем. Из нагнетательного трубопровода жидкость под давлением поступает в канал 16 распределителя, оттуда в выточку и распределительные окна золотника 7, далее в каналы 5, по которым подводится в рабочие полости двух или трех цилиндров (в зависимости от положения окон золотника относительно отверстия корпуса 2 распределителя). Под давлением жидкости поршни в этих цилиндрах перемещаются к центру и через шатуны приводят во вращение эксцентриковый вал. В остальных цилиндрах поршни под действием эксцентрика совершают движение от центра и вытесняют жидкость через каналы 5, распределительные окна и выточку золотника в канал 15 и далее в сливной трубопровод. Например, в положении, представленном на принципиальной схеме (см. рис. 26.3, а), поршни цилиндров I и II совершают рабочий ход, поршень цилиндра III находится в мертвой точке, поршни цилиндров IV и V вытесняют жидкость в сливную линию.

При работе гидромотора небольшая часть жидкости продавливается через зазоры в сопряжениях и сливается во внутреннюю полость корпуса 7; во избежание повышения давления в ней и повреждения каркасного уплотнения на валу она отводится через штуцер 12 и присоединенный к нему дренажный трубопровод в бак.

На рис. 26.4 представлен высокомоментный гидромотор типа МР с качающимися цилиндрами.

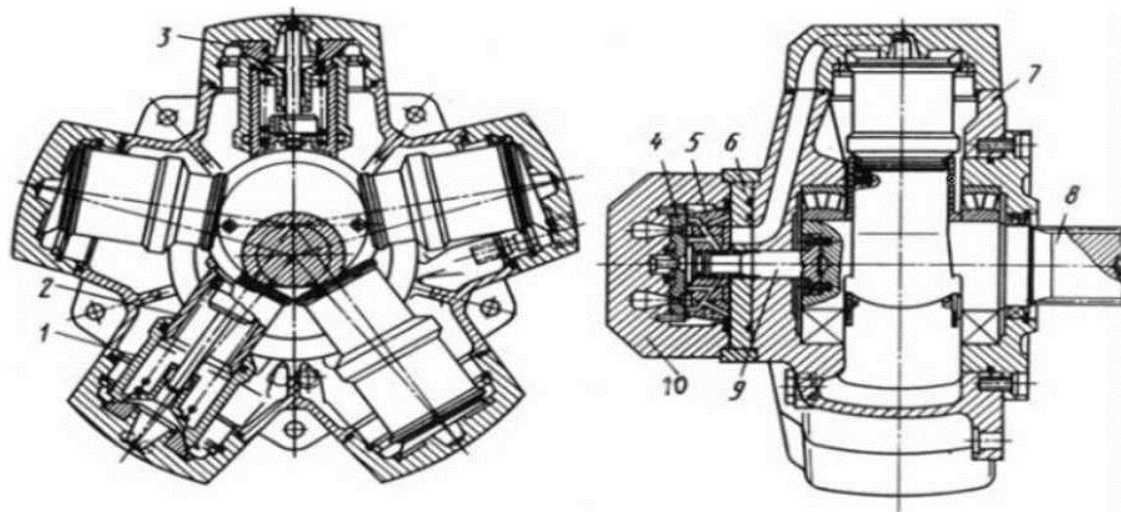


Рис. 26.4. Гидромотор типа МР с качающимися цилиндрами

В корпусе 7 гидромотора на двух подшипниках установлен вал 8 с эксцентриком. Поверхность эксцентрика путем напыления покрыта молибденом, что не только обеспечивает ее высокую твердость, но и создает микропористую структуру, улучшающую условия граничной смазки и повышающую износостойкость. На эксцентрик опираются пять полых поршней 2 со сферическими поверхностями. Поршни перемешаются в цилиндрах 1. Последние опираются на сферические опоры 3, позволяющие цилиндрам совершать угловые колебания. Для исключения перекоса поршня относительно цилиндра предусмотрен направляющий стержень. Предварительное прижатие каждого поршня к сферической поверхности эксцентрика и цилиндра к сферической поверхности опоры осуществляется с помощью пружины. Ось качающегося поршня всегда проходит через центр окружности эксцентрика.

Распределитель торцового типа состоит из вращающегося диска 5, прилегающего к реактивному диску 6, и опорного диска 4, расположенного в крышке 10, к отверстиям в которой присоединяются нагнетательный и сливной трубопроводы. Распределительный диск вращается от эксцентрикового вала посредством промежуточного вала 9.

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики радиально-поршневых гидромашин.

2. Выполнить необходимые измерения параметров и вычислить по формуле (26.1) рабочий объем гидромотора.

Контрольные вопросы

1. Объяснить устройство и принцип действия радиально-поршневых гидромашин.

2. Как обеспечивается регулирование и реверсирование подачи в радиально-поршневом насосе?

Лабораторная работа 27. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Аксиально-поршневые гидромашины широко применяются в объемных гидроприводах передвижных и стационарных машин. Они отличаются компактностью и низкой удельной металлоемкостью (3–10 кг/кВт), высоким КПД (объемным – до 0,97–0,99 и общим – до 0,96), пригодны для работы при высоких частотах вращения вала (до 4000 об/мин) и давлениях (преимущественно до 35 МПа и реже до 55 МПа), обладают сравнительно малой инерционностью.

Различают гидромашины с наклонным блоком и с наклонным диском. Принципиальные схемы их представлены на рис. 27.1.

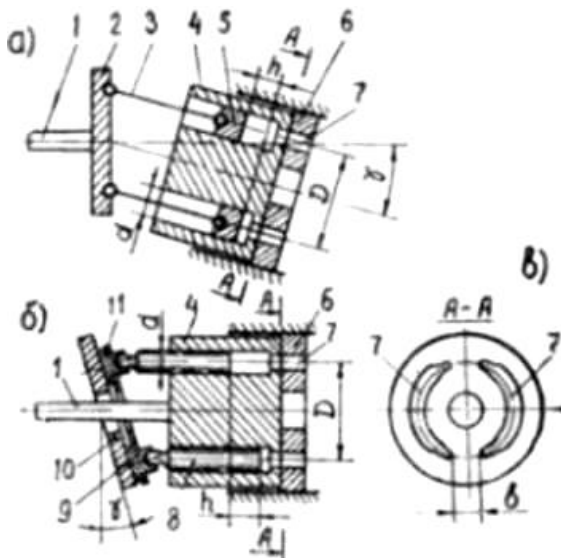


Рис. 27.1. Принципиальные схемы аксиально-поршневых гидромашин

Насос с наклонным блоком (рис. 27.1, а) состоит из приводного вала 1, соединенного жестко с диском 2, блока цилиндров 4 с поршнями 5, штоков 3 и неподвижного распределительного диска 6. Ось блока цилиндров расположена под углом γ к оси приводного вала. Штоки 3 соединены с диском 2 и поршнями 5 шаровыми шарнирами. Торцовая плоскость блока цилиндров плотно прижата к

распределительному диску 6 с помощью пружины (на схеме не показана).

Распределительный диск имеет дугообразные окна 7 (рис. 27.1, в), через которые жидкость всасывается и нагнетается поршнями. Между окнами 7 сделаны перемычки шириной b , отделяющие полость всасывания от полости нагнетания. При вращении блока цилиндров, наклоненного под углом γ к оси приводного вала, каждый поршень в течение первой половины оборота блока совершает всасывание жидкости в цилиндр и в течение второй половины оборота, при своем обратном ходе, – нагнетание. Положение всасывания и нагнетания согласовано с размещением окон 7 в распределительном диске, направлением вращения приводного вала, знаком угла γ («+» или «-»). Если изменить направление вращения вала 1 или знак угла γ , то всасывающее и нагнетательное распределительные окна поменяются местами.

В насосе с наклонным диском (рис. 27.1, б) блок цилиндров 4 вращается от приводного вала 1, расположенного соосно с ним. Плунжеры 8 опираются либо непосредственно (в малых насосах), либо посредством завальцованных на сферических головках их подпятников 9 на неподвижный наклонный диск 10. Поджим плунжеров с подпятниками к опорному наклонному диску и блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружинам (на схеме не показаны).

Вследствие наклона диска 10 под углом γ к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасывание и нагнетание жидкости. Соответствующее направление потоков обеспечивается положением распределительных окон 7. Устройство распределителя аналогично описанному выше.

Рабочий объем (m^3) аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q = \pi/4 (d^2 \cdot z_n \cdot h) = \pi/4 (d^2 \cdot z_n \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma), \quad (27.1)$$

где d – диаметр поршня (плунжера);

z_n – количество поршней (плунжеров);

D – диаметр окружности осей цилиндров;

h – ход поршня (плунжера).

Как видно из формулы, конструктивным параметром, позволяющим осуществить бесступенчатое регулирование рабочего объема и соответственно подачи насоса, является угол γ наклона блока

цилиндров или опорного диска плунжеров к оси приводного вала. Различают насосы с постоянным углом γ , т. е. с постоянной подачей (их называют нерегулируемыми) и с бесступенчато изменяющимся углом γ (регулируемые насосы). Регулирование подачи в насосах малой мощности может осуществляться вручную с помощью несложных механизмов; в более мощных насосах предусмотрены для этой цели гидравлические или электрогидравлические усилители, управляемые вручную или автоматически.

Нерегулируемые насосы являются обратимыми гидромашинами, т. е. они без каких-либо изменений могут применяться в качестве гидромоторов. Регулируемые насосы необратимы.

В строительных, мелиоративных и других машинах, в особенности в гидравлических экскаваторах, широко применяются нерегулируемые и регулируемые гидромашины серии 200. Это гидромашины бескарданного типа с наклонным блоком, качающие узлы их унифицированы. Они рассчитаны на давление номинальное – 16 или 20 МПа, максимальное кратковременное – 32 МПа. С целью повышения технического ресурса в 1,5–2 раза, номинального давления до 32 Мпа и максимального до 40 Мпа, разработан на основе серии 200 и выпускается типоразмерный ряд унифицированных гидромашин серии 300 [4].

На рис. 27.2 представлен общий вид нерегулируемого насоса-гидромотора типа 210.

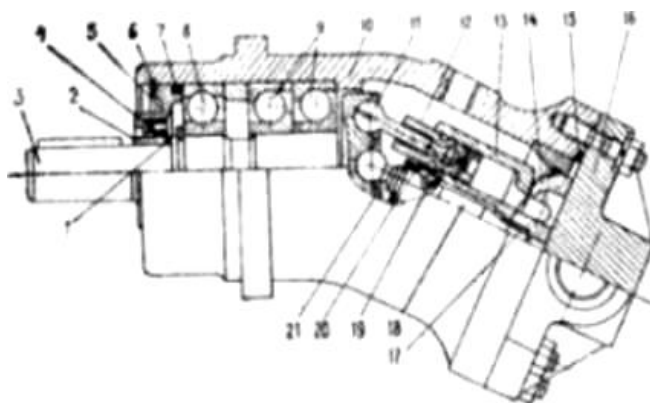


Рис. 27.2. Насос-гидромотор типа 210

Приводной вал 3 опирается на три шарикоподшипника: два радиально-упорных 9 и один радиальный 8. В передней крышке на втулке 2 установлено манжетное уплотнение 4. В сферические гнезда фланца вала 3 входят семь шатунов 11, которые вместе с центральным шипом 18 прижаты к фланцу вала штампованной пластиной 21. Блок цилиндров 13 зафиксирован на шипе 18 с помощью штифта 19. Сферическая торцовая поверхность блока цилиндров 13 опирается на распределительный диск 14. Опорами центрального шипа 18 служат слева сферическая поверхность фланца вала 3, справа – бронзовая втулка 17, запрессованная в распределительный диск 14. Поршни 12 блока цилиндров завальцованы на шатунах 11. Таким образом, каждый шатун шарнирно соединяется с фланцем приводного вала и с поршнем. Предварительное прижатие блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается тарельчатыми пружинами 20.

Регулируемый насос типа 207 (рис. 27.3) имеет качающий узел, унифицированный с вышеописанным нерегулируемым насосом 210, и отличается тем, что в нем создана возможность бесступенчатого изменения угла наклона блока в процессе работы.

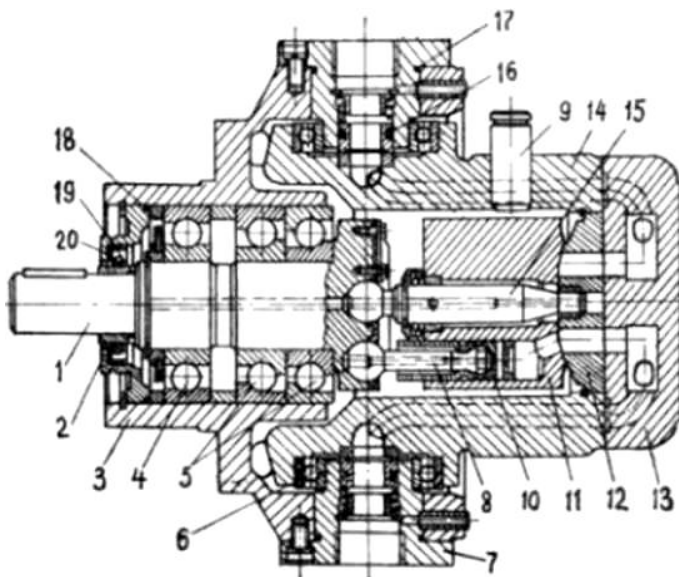


Рис. 27.3. Регулируемый насос типа 207

Подвижный корпус 14, в котором расположен блок цилиндров 11 с распределителем 12, с помощью усилия, приложенного к цапфе 9, может быть повернут в двух подшипниках 6 вокруг вертикальной оси относительно неподвижного корпуса 3 на угол от 0 до $\pm 25^\circ$. При постоянной частоте вращения приводного вала 1 подача жидкости изменяется пропорционально углу наклона блока цилиндров. Насосы типа 207 выпускаются в различных конструктивных исполнениях. В одном из них (реверсивном) предусмотрены поворот корпуса 14 (путем воздействия на цапфу 9) в обе стороны от нейтрального положения с помощью гидроусилителя и возможность работы такого насоса в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока, для чего к насосу присоединяется клапанная коробка, в которой размещены два обратных, два предохранительных, один подпорный клапаны и автоматический челночный золотник (назначение их будет описано ниже). В других исполнениях для поворота корпуса 14 с целью регулирования подачи по давлению в линии нагнетания применяется так называемый регулятор мощности, описание которого дано ниже.

Регулируемый насос типа 313 и регулируемый гидромотор типа 312 (рис. 27.4) имеют принципиально иную конструкцию поворотного устройства блока цилиндров.

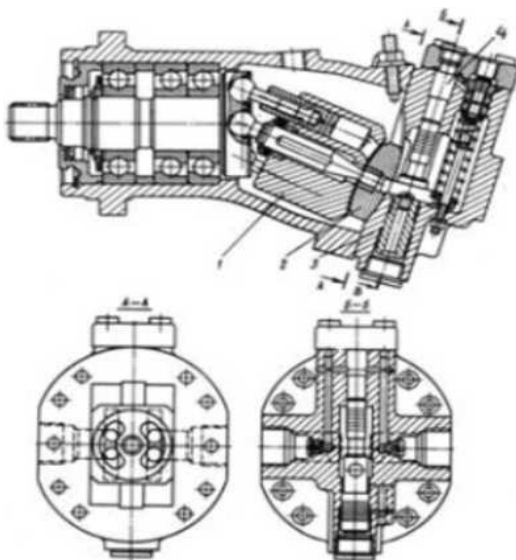


Рис. 27.4. Конструкция поворотного устройства блока цилиндров регулируемого насоса типа 313

Изменение угла наклона блока 1 цилиндров осуществляет гидроусилитель 4, перемещающий установленный в проточке его корпуса 3 распределитель 2. Распределитель со стороны, прилегающей в корпусу, имеет цилиндрическую поверхность, ограниченную четырьмя гранями. Со стороны, прилегающей к блоку цилиндров, распределитель имеет сферическую поверхность, по которой центрируется блок цилиндров. При перемещении распределителя в нужную сторону поворачивается блок цилиндров. Максимальный угол поворота блока цилиндров составляет 25° , минимальный – 7° . При одинаковых рабочих объемах масса гидромашины этого типа, приблизительно на 40 % меньше массы гидромашины типа 207.

На рис. 27.5 представлена нерегулируемая гидромашина с наклонным диском.

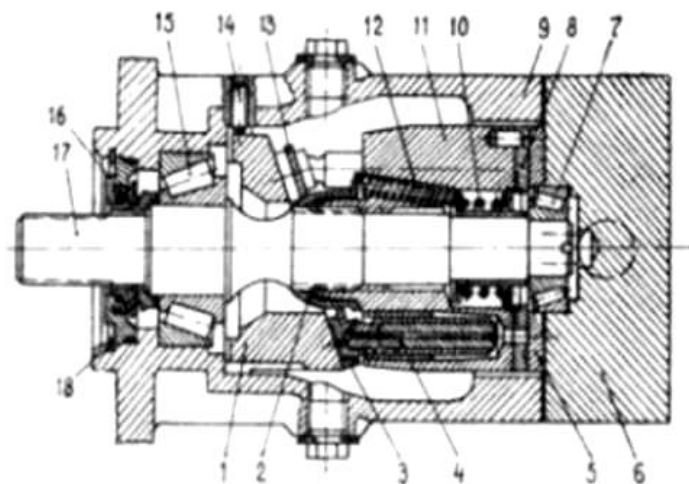


Рис. 27.5. Нерегулируемая гидромашина с наклонным диском

Приводной вал 17 вращается в роликовых конических подшипниках 15 и 7, установленных соответственно в корпусе 9 и крышке 6. На валу 17 посажен соединяемый с ним эвольвентными шлицами блок цилиндров 11. В корпусе 9 установлен неподвижно с помощью штифта 14 наклонный диск 1, в который упираются латунные подпятники 3, завальцованные на сферических головках плунжеров 4. Гидравлическая разгрузка подпятников осуществляется

подводом рабочей жидкости из камер нагнетания к их опорным поверхностям. Пружины 12 через сферическую опору 2 и прижимной диск 13 постоянно поджимают плунжеры с подпятниками к наклонному диску 1, обеспечивая безотрывное ведение их по указанному диску при ходе всасывания: при ходе нагнетания плунжеры с подпятниками надежно прижимаются к диску 1 силами давления рабочей жидкости.

К блоку цилиндров 11 плотно прилагает и вращается вместе с ним посредством штифта роторный диск 8, изготовленный из специальной многокомпонентной латуни. Он воспринимает нагрузку от блока и передает ее на неподвижный распределительный диск 5, который упирается в крышку 6. Сопряженные поверхности блока, роторного и распределительного дисков, крышки притерты и прижимаются одна к другой пружиной 10 и силами давления рабочей жидкости. При хорошем их состоянии это обеспечивает незначительные утечки рабочей жидкости через распределительный узел и высокий объемный КПД гидромашины в течение большого срока работы.

Соединение приводного вала 17 с блоком цилиндров 11 эвольвентными шлицами дает возможность некоторой самоустановки сопряженных поверхностей распределительного узла в случае неперпендикулярности их к оси вращения вала. В крышке 6 имеются отверстия (на рис. 27.5 не показаны) для подвода к распределителю и отвода от него рабочей жидкости. Конструкция крышки предусматривает установку на нее клапанной коробки, необходимой для работы машины в качестве реверсивного гидромотора в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

В регулируемом насосе с наклонным диском качающий узел выполнен аналогично вышеописанному качающему узлу нерегулируемой гидромашины. Однако наклонный диск, в который упираются подпятники плунжеров, установлен не фиксировано, а в специальной опорной плите, вместе с которой имеет возможность поворачиваться с помощью гидроусилителя на угол до $\pm 18^\circ$ относительно оси приводного вала, чем обеспечивается бесступенчатое регулирование подачи насоса. Насос снабжен кроме гидроусилителя системой подпитки, которая необходима при работе его в гидроприводе с замкнутой циркуляцией жидкости.

С целью автоматического управления подачей в зависимости от нагрузки рабочего органа многие насосы с наклонным диском и наклонным блоком снабжаются регуляторами мощности.

Регулятор мощности поддерживает автоматически приблизительно постоянную мощность потока жидкости на выходе из насоса при изменении давления в заданных пределах. Это позволяет использовать приводной двигатель в оптимальном или близких к нему режимах при изменении нагрузки на рабочем органе машины.

Регулятор мощности прямого действия насоса типа 207 представлен на рис. 27.6, а.

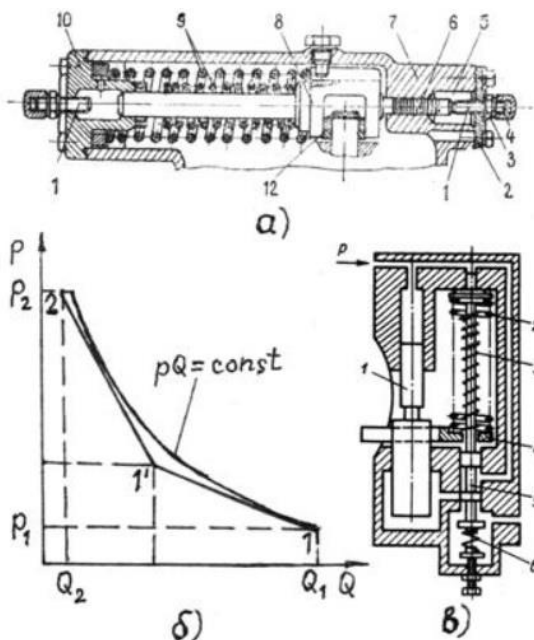


Рис. 27.6. Регулятор мощности прямого действия насоса типа 207

Он состоит из корпуса 7, тяги 8 с плунжером 6, пакета пружин 9, крышек 2 и 10, в которых находятся ограничители 1 и 11 соответственно максимальной и минимальной подачи насоса. Тяга 5 посредством втулки 12 соединяется с цапфой 9 (см. рис. 27.3) подвижного корпуса насоса. Рабочая полость 5 гидроцилиндра сообщается через дроссель и каналы в корпусе регулятора (на рис. 27.6 не показаны) с нагнетательной линией насоса. Таким образом, на плунжер справа действует сила давления жидкости, подведенной из

нагнетательной линии насоса, а слева – сила двух пружин, имеющих неодинаковые длину в исходном положении и жесткость. При возрастании нагрузки на рабочем органе машины возрастает давление в нагнетательной линии насоса и соответственно в рабочей полости 5 гидроцилиндра регулятора мощности. Возрастающая сила давления действует на плунжер 6 тяги 8, которая, перемещаясь влево, поворачивает подвижный корпус насоса в сторону уменьшения подачи, сжимая при этом вначале одну пружину 9 (большую), а затем при дальнейшем ходе – обе пружины. Такая конструкция пружин дает возможность сравнительно несложным путем обеспечить изменение подачи в зависимости от давления по ломаной линии 1–1'–2 (рис. 27.6, б), приближенной к гиперболической, которая, как известно, определяет постоянство мощности (произведения давления на подачу) потока. Величина минимальной подачи ограничивается упором 11.

При уменьшении давления пакет пружин, действуя на тягу, перемещает ее и вместе с ней подвижный корпус насоса в сторону увеличения угла поворота, тем самым увеличивая подачу насоса. Величина максимальной подачи ограничивается упором 1, который стопорится в установленном положении гайкой 3 и закрывается колпачком 4.

Показанный на рис. 27.6, а ограничитель максимальной подачи называется нерегулируемым. При необходимости вместо него может устанавливаться взаимозаменяемый с ним механический или гидравлический регулируемый ограничитель.

В механическом регулируемом ограничителе с помощью рукоятки или маховика и механической связи вращается регулируемый винт, который, упираясь в плунжер 6, ограничивает величину максимальной подачи насоса.

В гидравлическом ограничителе имеется гидроцилиндр, который устанавливается вместо крышки 2. Регулируемое ограничение максимальной подачи насоса осуществляется с помощью управляющего давления 0–2,5 МПа (с отдельной магистрали) на поршень гидроцилиндра, шток которого упирается в плунжер 6 регулятора мощности.

Аналогично устроен регулятор мощности сдвоенного насоса типа 223. Поскольку имеются два насоса, гидроцилиндр регулятора выполнен по типу «тандем»: жидкость под давлением нагнетания от каждого насоса подводится к своей плунжерной полости.

В насосах типов 313, А7V, сдвоенных 323 и строенных 333 применяется регулятор мощности непрямого действия (рис. 27.6, в), представляющий собой автоматический следящий гидропривод. Он значительно компактнее выше описанного регулятора прямого действия и хорошо вписывается в конструкцию насоса.

Перемещение блока цилиндров насоса осуществляет гидродвигатель, содержащий поршень 1. К верхней поверхности поршня подводится жидкость под давлением p нагнетания насоса, стремящаяся опустить поршень вниз, что соответствует максимальному рабочему объему насоса. Гидродвигателем управляет распределитель с золотником 5, к верхней торцевой поверхности которого подводится жидкость из гидролинии нагнетания насоса. При давлении нагнетания p золотник опускается вниз, преодолевая силу основной пружины 2 и настроечной пружины 6. Распределитель из гидролинии нагнетания подводит жидкость к нижней поверхности поршня большего диаметра, и он поднимается вверх. При этом цапфа 4 сжимает пружину 2, в результате чего золотник 5 поднимается вверх, занимает нейтральное положение, и поршень останавливается. Увеличение давления приводит к дальнейшему перемещению поршня и его остановке. Таким образом, регулятор представляет собой следящую систему, входной координатой которой является давление жидкости, а выходной – перемещение поршня. При определенном положении поршня вступает в работу пружина 3. Это приводит к изменению коэффициента усиления следящей системы и к перелому прямой (рис. 27.6, б). При уменьшении давления золотник 5 под действием пружин поднимается вверх. Нижняя полость поршня сообщается со сливной линией, и поршень опускается вниз.

Регулируемые упоры, установленные в корпусе насоса, ограничивают углы поворота блока цилиндров. Пружина 6, затяжку которой изменяет регулировочный винт, обеспечивает начало перемещения поршня регулятора при заданном давлении p_1 .

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации нерегулируемых и регулируемых аксиально-поршневых гидромашин.

2. Выполнить необходимые измерения параметров и вычислить по формуле (27.1) рабочий объем одной из аксиально-поршневых гидромашин.

Контрольные вопросы

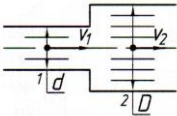
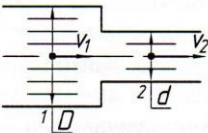
1. Объяснить принцип действия, устройство аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком и наклонным диском.
2. Как обеспечивается регулирование подачи и изменение направления потока в обоих типах насосов?
3. Для чего применяется, как устроен и как работает регулятор мощности насоса?

ПРИЛОЖЕНИЕ

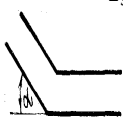
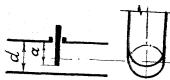
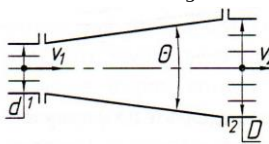
Т а б л и ц а 1. Значения кинематического коэффициента вязкости ν ,
 $\text{Ст} (\text{см}^2/\text{с})$ пресной воды в зависимости от температуры

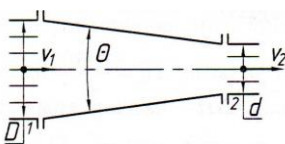
t°	ν	t°	ν	t°	ν
1	0,017321	11	0,012740	22	0,009892
2	0,016740	12	0,012396	24	0,009186
3	0,016193	13	0,012067	26	0,008774
4	0,015676	14	0,011756	28	0,008394
5	0,015188	15	0,011433	30	0,008032
6	0,014726	16	0,011177	35	0,007251
7	0,014289	17	0,010888	40	0,006587
8	0,013873	18	0,010617	45	0,006029
9	0,013479	19	0,010356	50	0,005558
10	0,013101	20	0,010105	60	0,004779

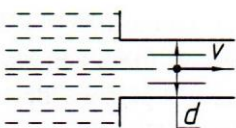
Т а б л и ц а 2. Местные сопротивления

Схема сопротивления	Коэффициент сопротивления						
1	2						
ВНЕЗАПНОЕ РАСПИРЕНИЕ $h_{\text{в.п}} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \zeta_{\text{в.п}} \frac{V_2^2}{2g}$ 	$\zeta_{\text{в.п}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2$						
ВНЕЗАПНОЕ СУЖЕНИЕ $h_{\text{в.с}} = \zeta_{\text{в.с}} \frac{V_2^2}{2g}$ 	$\zeta_{\text{в.с}} = f \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)$						
	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80
	$\zeta_{\text{в.с}}$	0,50	0,45	0,40	0,30	0,20	0,10

Продолжение табл. 2

1	2							
КОЛЕНО БЕЗ ЗАКРУГЛЕНИЯ $h_{\text{кол}} = \zeta_{\text{кол}} \frac{V_2^2}{2g}$ 	Угол α°	40	50	60	70	80	90	
	$\zeta_{\text{кол.л}}$	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10	
	Значения $\zeta_{\text{кол.л}}$ получены на основании опытов с трубами $d < 50$ мм. При увеличении диаметра значения $\zeta_{\text{кол.л}}$ уменьшаются							
КРАН $h_{\text{кр}} = \zeta_{\text{кр}} \frac{V_2^2}{2g}$ 	α°	5	10	20	30	40	50	60
	$\zeta_{\text{кр}}$	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206
ЗАДВИЖКА $h_{\text{зад}} = \zeta_{\text{зад}} \frac{V_2^2}{2g}$ 	$\frac{a}{d}$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$
	$\zeta_{\text{зад}}$	0,12	0,26	0,81	2,06	5,25	17,0	978
КОНИЧЕСКИЙ ДИФFUЗОР $h_{\text{д}} = \zeta_{\text{д}} \frac{V_2^2}{2g}$ 	$\zeta_{\text{д}} = k_{\text{д}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2,$ где $k_{\text{д}}$ – безразмерный коэффициент, выражающий долю потерь в диффузоре от потерь при внезапном расширении							
	Θ	7,5	10	15	20	30		
	$k_{\text{д}}$	0,14	0,16	0,27	0,43	0,81		

1	2						
КОНИЧЕСКИЙ КОНФУЗОР $h_{\text{кон}} = \zeta_{\text{кон}} \frac{v_2^2}{2g}$ 	$\frac{d_1}{d_2}$	Угол					
	d_2	Θ	10	20	30	40	50
	При $\frac{d_1}{d_2} = 1,2$	$\zeta_{\text{кон}}$	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10
	При $\frac{d_1}{d_2} = 2,0$	$\zeta_{\text{кон}}$	0,07	0,09	0,12	0,14	0,16
При $\frac{d_1}{d_2} = 3,0$	$\zeta_{\text{кон}}$	0,8	0,10	0,14	0,17	0,20	

ВХОД В ТРУБУ ИЗ РЕЗЕРВУАРА 	$\zeta_{\text{вх}} = 0,5$
--	---------------------------

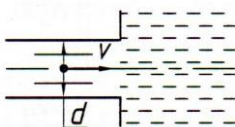
ВЫХОД ИЗ ТРУБЫ В РЕЗЕРВУАР 	$\zeta_{\text{вых}} = 1,0$
---	----------------------------

Таблица 3. Средние значения коэффициентов
при истечении через отверстие и насадки (при $Re > 10^4$)

Тип отверстия в тонкой стенке	ε	φ	μ
Малое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	1,0	0,82	0,82
Конический сходящий насадок (угол конусности 12–15°)	0,98	0,96	0,94
Конoidalный насадок	1,0	0,97	0,97

Т а б л и ц а

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исаев, А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов: учеб. пособие / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
2. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск: Выш. шк., 1998. – 311 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
4. Васильев, Б. А. Гидравлические машины: учеб. пособие / Б. А. Васильев, Н. А. Грецов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.
5. Насосы и насосные станции: учебник / В. Ф. Чебаевский [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1989. – 416 с.
6. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Выполнение лабораторных работ	4
Лабораторная работа 1. Измерение давления	6
Лабораторная работа 2. Исследование относительного покоя жидкости во вращающемся цилиндрическом сосуде	12
Лабораторная работа 3. Определение силы гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность	16
Лабораторная работа 4. Исследование плавления тел в жидкости	19
Лабораторная работа 5. Исследование и графическая иллюстрация уравнения Бернулли	24
Лабораторная работа 6. Измерение расходов в напорных трубопроводах	29
Лабораторная работа 7. Определение коэффициента расхода водомера Вентури	35
Лабораторная работа 8. Исследование режимов движения жидкости	39
Лабораторная работа 9. Определение коэффициентов местных сопротивлений	43
Лабораторная работа 10. Определение гидравлических коэффициентов трения	47
Лабораторная работа 11. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки при постоянном напоре	61
Лабораторная работа 12. Определение времени истечения через отверстия при переменном напоре и постоянном притоке	65
Лабораторная работа 13. Определение времени истечения жидкости через отверстия при переменном напоре без притока	68
Лабораторная работа 14. Исследование трубопровода из параллельно соединенных труб	70
Лабораторная работа 15. Исследование трубопровода с равномерным путевым расходом	73
Лабораторная работа 16. Исследование кольцевой водопроводной сети	75
Лабораторная работа 17. Исследование гидравлического удара в трубопроводе	79
Лабораторная работа 18. Измерение и распределение осредненных местных продольных скоростей в поперечном сечении открытого потока. Определение коэффициента Кориолиса	82
Лабораторная работа 19. Изучение конструкций насосов. Устройство, принцип действия, основные правила эксплуатации и марки центробежных насосов	87
Лабораторная работа 20. Изучение конструкций насосов. Устройство, принцип действия, основные правила эксплуатации и марки осевых насосов	96
Лабораторная работа 21. Изучение конструкций передвижных насосных станций	101
Лабораторная работа 22. Параметрические испытания насосной установки с центробежным насосом	109
Лабораторная работа 23. Исследование характеристик насосной установки при параллельном включении насосов	114
Лабораторная работа 24. Исследование характеристик насосной установки при последовательном включении насосов	118
Лабораторная работа 25. Кавитационные испытания центробежного насоса	123
Лабораторная работа 26. Изучение конструкций радиально-поршневых гидромашин	128
Лабораторная работа 27. Изучение конструкций аксиально-поршневых гидромашин	135
Приложение	146
Библиографический список	150

Учебное издание

Мельникова Людмила Ивановна
Дрозд Дмитрий Андреевич

ГИДРАВЛИКА

ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Редактор *С. Н. Кириленко*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*

Подписано в печать 29.07.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 8,83. Уч.-изд. л. 6,53.
Тираж 60 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.