

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Д. А. Дрозд, А. А. Боровиков, В. А. Волынцева

ГИДРАВЛИКА

*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
2023

УДК 556.5(075.8)
ББК 39.71-022я73
Д75

*Рекомендовано методической комиссией
механизации сельского хозяйства 21.11.2022 (протокол № 3)
и Научно-методическим советом 28.12.2022 (протокол № 4)*

Авторы:

кандидат сельскохозяйственных наук *Д. А. Дрозд*;
старший преподаватель *А. А. Боровиков*;
ассистент *В. А. Волынцева*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент *А. С. Анженков*;
кандидат технических наук, доцент *О. П. Мешик*

Дрозд, Д. А.
Д75 Гидравлика : учебно-методическое пособие / Д. А. Дрозд,
А. А. Боровиков, В. А. Волынцева. – Горки : БГСХА, 2023. –
236 с.
ISBN 978-985-882-442-6.

Изложены законы равновесия и движения жидкостей. Приведены основные способы расчета напорных трубопроводов и открытых каналов. Рассмотрены устройство и рабочие процессы, характеристики динамических, объемных гидромашин.

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

УДК 556.5(075.8)
ББК 39.71-022я73

ISBN 978-985-882-442-6

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2023

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина изучает основы теории и методы расчета гидравлических процессов, конструктивное устройство, расчет основных параметров, правила эксплуатации гидравлических машин, оборудования и систем, применяемых в сельском хозяйстве.

Дисциплина базируется на знаниях соответствующих разделов высшей математики, физики, теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин.

Полученные знания используются студентами при изучении тракторов и автомобилей, сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, строительных, мелиоративных машин, процессов механизации животноводства, электрификации и автоматизации в сельском хозяйстве, в курсовом и дипломном проектировании.

В результате изучения дисциплины студент должен знать: основы гидростатики, кинематики и динамики жидкости; конструктивное устройство, рабочие процессы гидравлических машин и гидрооборудования; основы теории и расчета эксплуатационных показателей гидромашин и гидросистем, направления их дальнейшего совершенствования.

Студент должен уметь: решать типовые задачи по гидростатике и гидродинамике; выполнять основные расчеты и анализировать работу гидравлических машин и систем; читать и составлять принципиальные гидравлические схемы; осваивать новую технику, выбирать оптимальные режимы ее работы, обеспечивать качество выполняемых технологических процессов.

В данном издании использованы стандарты, унифицирующие классификацию, технические условия, обозначения типоразмеров, номенклатуру гидромашин.

Учебно-методическое пособие составлено с учетом развития самостоятельной работы студентов. В связи с весьма ограниченным изданием каталогов по гидрооборудованию в приложениях представлены технические характеристики насосов и других гидромашин.

ВВЕДЕНИЕ

Изучаемая дисциплина содержит два раздела: гидравлика, гидравлические машины. Материал каждого из этих разделов весьма обширный и на ряде специальностей представляет самостоятельную дисциплину. Поэтому потребовались, во-первых, лаконичность изложения, иногда без доказательства той или иной истины; во-вторых, логичность, так что каждый последующий раздел базируется на предыдущем.

Студентам следует обратить особое внимание на достаточное освоение гидравлики, являющейся базой для изучения остальных разделов.

В издании приведена краткая характеристика основных объектов изучения в пределах данной дисциплины.

Гидравлика – это наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая методы применения этих законов к решению различных технических задач.

Название «гидравлика» произошло от сочетания двух греческих слов: «хюдор» – вода, «аулос» – труба, желоб. Первоначально оно означало учение о движении воды по трубам, каналам. Со временем оно потеряло свой первородный смысл; гидравлика в настоящее время рассматривает законы равновесия и движения любых жидкостей и решает гораздо более широкий круг проблем. Это прикладная инженерная наука, опирающаяся на законы физики и теоретической механики, широко использующая математический аппарат и экспериментальные данные. В свою очередь она сама служит теоретической основой для расчетов в гидросооружениях, водоснабжении, канализации, гидротранспорте, в гидравлических машинах и гидроприводах, в промышленном рыболовстве, мелиорации, водном хозяйстве и т. д.

Как правило, гидравлика подразделяется на две части: гидростатику и гидродинамику. Первая изучает законы равновесия жидкостей, а вторая – законы их движения с учетом действующих сил.

При исследовании гидравлических явлений применяются аналитический и экспериментальный методы. В аналитическом методе используются уравнения механики и получаются зависимости между кинематическими и динамическими характеристиками движущейся жидкости. Экспериментальные исследования позволяют в необходи-

мых случаях уточнить результаты, полученные в аналитических расчетах.

Гидравлические машины – это устройства, предназначенные для создания или использования энергии потока жидкости. Они делятся на насосы и гидродвигатели.

Насос служит для преобразования механической энергии, подводимой к нему от двигателя, в кинетическую и потенциальную энергию потока жидкости.

Гидродвигатель преобразует подводимую к нему энергию потока жидкости в механическую энергию выходного звена (вращающегося вала или поступательно движущегося штока).

В зависимости от принципа взаимодействия рабочих органов с жидкостью гидравлические машины подразделяются на динамические и объемные.

В **динамических гидромашинах** передача энергии от рабочего органа к жидкости (в насосах) или от жидкости к рабочему органу (в гидродвигателях) производится гидродинамическими силами при неизменном объеме рабочих камер и непрерывном сообщении входа жидкости с выходом ее. Основной и наиболее распространенной разновидностью этих машин являются лопастные, получившие свое название по виду рабочего органа, представляющего собой вращающееся колесо, снабженное лопастями. Лопастные гидродвигатели называются турбинами.

В зависимости от формы рабочего колеса, определяющей направление потока жидкости в нем относительно оси, лопастные гидромашины подразделяются на центробежные, осевые и диагональные.

Кроме этого к динамическим гидромашинам относят группу **насосов трения и инерции**, в которых перемещение жидкости осуществляется силами трения или силами инерции. Сюда входят вихревые насосы, в которых рабочий орган – колесо с прямыми лопатками, расположенными по периферии, и **струйные насосы**, в которых жидкость перемещается под действием потока жидкости или газа.

В **объемных гидромашинах** энергия от рабочего органа к жидкости (в насосах) или от жидкости к рабочему органу (в гидродвигателях) передается с помощью сил гидростатического давления при изменяющемся объеме рабочих камер и переменном подключении их к входу или выходу. При этом перемещение жидкости через рабочие камеры обеспечивается вытеснителями, в качестве которых могут быть поршни, плунжеры, диафрагмы, пластины, шестерни, винты и пр.

По принципу действия объемные насосы подразделяются на поршневые, диафрагменные, роторно-поршневые, роторные, планетарные. В первых из них рабочий процесс создается в неподвижных цилиндрах с помощью поршней, движущихся возвратно-поступательно от кривошипно-шатунных механизмов или кулачков специального профиля. Во вторых роль поршня выполняет эластичная диафрагма. В третьих поршни или плунжеры расположены во вращающемся блоке цилиндров и кроме вращения вместе с ним совершают посредством определенного механизма возвратно-поступательное движение в цилиндрах. В четвертых рабочие камеры образуются внутренними поперечинами статоров и наружными поверхностями роторов различной формы. В пятых профили рабочих камер образованы циклоидальными кривыми и изменение объемов этих камер совершатся с помощью планетарного механизма.

Насосный агрегат представляет собой насос и приводящий его двигатель, объединенный общей рамой или общим корпусом.

Насосная установка включает насосный агрегат, всасывающий и напорный трубопроводы, а также установленные на них краны, задвижки, контрольно-измерительные приборы и пр.

Насосная станция содержит здание и расположенные в нем несколько насосных установок, вспомогательное насосное, грузоподъемное, электрическое оборудование и пр.

Раздел 1. ГИДРАВЛИКА

1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1.1. Общие сведения о жидкостях

В природе различают четыре агрегатных состояния вещества: твердое, жидкое, газообразное, плазменное. По молекулярному строению жидкости занимают промежуточное положение между твердыми телами и газами. При низкой температуре и высоком давлении свойства жидкостей ближе к свойствам твердых тел, а при высокой температуре и низком давлении – к свойствам газов.

Жидкость – это физическое тело, обладающее легкой подвижностью частиц, текучестью и способное изменять свою форму под воздействием внешней силы. Различают жидкости капельные и газообразные.

Капельные жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию (очень незначительной сжимаемостью), малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям и незначительной температурной расширяемостью. К ним относятся вода, бензин, керосин, минеральное масло, нефть, ртуть и др.

Газообразные жидкости (все газы при обычных условиях) характеризуются большой сжимаемостью и полным отсутствием сопротивления растягивающим усилиям. Это объясняется тем, что расстояния между смежными молекулами в газах во много раз больше, чем в жидкостях.

В гидравлике изучаются макроскопические движения жидкостей и газов, а также силовое взаимодействие этих сред с твердыми телами. Как правило, размеры рассматриваемых сред оказываются несопоставимо большими по сравнению с размерами молекул и межмолекулярными расстояниями. Поэтому жидкость или газ представляется как сплошная материальная среда (лат. континуум), масса которой непрерывно распределена по объему. Это деформируемая система материальных («жидких») частиц, непрерывно заполняющих пространство, в котором она движется или находится в состоянии покоя. Такая идеализация упрощает реальную систему и позволяет достоверно описывать ее математически.

Термином «жидкая частица» обозначается бесконечно малый объем сплошной среды, обладающий всеми физическими свойствами этой

среды, однако содержащий большое количество молекул. При изучении равновесия и движения жидкостей и газов жидкую частицу представляют как материальный объект, к которому применимы все законы механики. При этом вся масса жидкости или газа рассматривается как совокупность непрерывно распределенных по объему жидких частиц. Таким образом, сплошная среда представляет собой модель, которая успешно используется при изучении закономерностей покоя и движения жидкости или газа. Правомочность применения ее в широком диапазоне изменения параметров полностью подтверждена практикой. В качестве исключения можно назвать исследование состояния газов при сильном разрежении, которое проводится на уровне молекулярно-строения их.

Математическое описание движения жидкой среды с учетом всех ее физических свойств является весьма сложной задачей. Поэтому в гидравлике широко используются различные упрощенные модели среды и отдельных явлений, исключаящие в исследуемых условиях малозначимые свойства и факторы.

В аналитических исследованиях часто пользуются моделью идеальной жидкости, под которой подразумевают жидкость, обладающую абсолютной подвижностью частиц (полным отсутствием сил внутреннего трения – вязкости) и абсолютной несжимаемостью. Она позволяет существенно упростить математические выкладки и получить многие базовые решения в конечном и удобном для применения виде. В дальнейшем остается лишь получить опытным путем необходимые поправки, учитывающие более полно свойства реальной среды. В ряде случаев эта модель дает возможность напрямую получить удовлетворительные результаты, подтверждаемые опытным путем и полезные для практического применения.

Капельные жидкости, как уже отмечалось, представляют собой малосжимаемые среды. Поэтому допустимо при решении широкого круга задач пренебрегать сжимаемостью. Это допущение мало влияет на вид получаемых решений и степень точности результатов расчетов. Применяемая в этом случае модель жидкой среды – несжимаемая вязкая жидкость. Однако существуют случаи движения жидкостей (например, при гидравлическом ударе в трубопроводе, при больших давлениях в гидроприводах), которые нельзя достоверно описать, не учитывая сжимаемость.

1.2. Силы и напряжения в жидкости

Вследствие текучести (подвижности частиц) в жидкости действуют силы не сосредоточенные, а непрерывно распределенные по ее объему (массе) или поверхности. В связи с этим силы, действующие на рассматриваемый объем жидкости и являющиеся по отношению к нему внешними, подразделяются на массовые (объемные) и поверхностные.

Массовые силы в соответствии со вторым законом Ньютона пропорциональны массе жидкости или, если жидкость однородна, ее объему. К ним относятся силы тяжести и силы инерции переносного движения, действующие на жидкость при относительном покое ее в сосудах, движущихся с ускорением.

Поверхностные силы непрерывно распределены по поверхности жидкости и при равномерном их распределении пропорциональны площади этой поверхности. Эти силы обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел (твердых или газообразных), соприкасающихся с этой жидкостью. По третьему закону Ньютона с такими же силами, но в противоположном направлении, жидкость действует на соседние с ней тела.

Пусть в общем случае (рис. 1.1) поверхностная сила F , действующая на площади S , направлена под некоторым углом к ней. Ее можно разложить на две составляющие: нормальную F_σ и касательную F_τ . Первая называется *силой давления*, а вторая – *силой трения*.

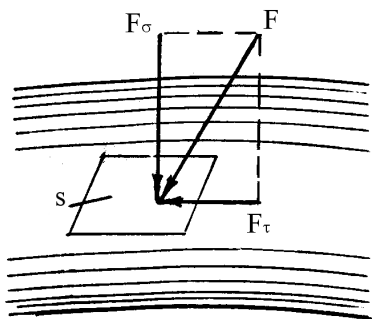


Рис. 1.1. Схема действия поверхностных сил в жидкости

Массовые и поверхностные силы могут быть внешними и внутренними. Внешние силы действуют на рассматриваемую массу и поверхность жидкости извне и приложены соответственно к каждой частице жидкости, составляющей массу, и к каждому элементу поверхности, ограничивающей жидкость. Внутренние силы представляют собой силы взаимодействия частиц жидкости. Они являются парными, сумма их в данном объеме жидкости всегда равна нулю.

Ввиду непрерывности и неограниченности жидкой среды в гидравлике удобно применять единичные силы как массовые, так и поверхностные. Массовые силы относят к единице массы, поверхностные – к единице площади. Так как массовая сила равна произведению массы на ускорение, то единичная массовая сила численно равна соответствующему ускорению и направлена в сторону, противоположную направлению его действия.

Единичная поверхностная сила, называемая напряжением, может быть разложена согласно рис. 1.1 на нормальное и касательное напряжения. Нормальное напряжение называется **давлением** и обозначается буквой p . Среднее давление на площади S определяется по следующей зависимости:

$$p_{\text{ср}} = \frac{F_{\sigma}}{S}. \quad (1.1)$$

Если представить себе, что площадка S уменьшается до нуля, т. е. стягивается в точку, то получим давление p в точке.

Давление называется абсолютным $p_{\text{абс}}$, если оно отсчитывается от абсолютного нуля, и избыточным $p_{\text{и}}$, если оно отсчитывается от атмосферного давления $p_{\text{ат}}$. Следовательно, абсолютное давление равно:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} + p_{\text{и}}. \quad (1.2)$$

В Международной системе единиц (СИ) за единицу давления принят паскаль (Па) – давление, создаваемое силой, равной 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м². Поскольку это сравнительно малая величина, то наряду с ней применяют укрупненные кратные единицы: килопаскаль (кПа) и мегапаскаль (МПа), которые соотносятся следующим образом:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

В настоящее время еще применяются приборы, которые измеряют давление в системе единиц МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда) – в килограмм-силах на квадратный сантиметр или технических атмосферах, а соотношение между ними следующее:

$$1 \text{ ат} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} = \frac{10^4 \text{ кгс}}{\text{м}^2} = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Касательное напряжение в жидкости, т. е. напряжение трения, обозначается буквой τ . Среднее касательное напряжение на площадке S определяется по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\tau}}{S}. \quad (1.3)$$

В пределе при стягивании площадки s в точку получаем касательное напряжение τ в точке. Единица измерения его та же, что и для давления, т. е. паскаль.

1.3. Объемные свойства жидкостей

Основными объемными характеристиками жидкости являются плотность, удельный вес, коэффициенты объемного сжатия и температурного расширения.

Плотностью ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) называется масса жидкости m , заключенная в единице объема V :

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.4)$$

Плотность ρ во всех точках однородной жидкости одинакова.

Удельный вес γ ($\text{Н}/\text{м}^3$) – это вес жидкости G , заключенной в единице объема, который определяется по формуле

$$\gamma = \frac{G}{V}. \quad (1.5)$$

Согласно закону Ньютона, $G = mg$, тогда с учетом формулы (1.4) получим

$$\gamma = \rho g, \quad (1.6)$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

При небольших колебаниях температуры и давления объемы капельных жидкостей изменяются незначительно, поэтому в практических расчетах плотность принимают постоянной (табл. 1.1).

Плотность жидкостей уменьшается с повышением температуры. При этом вода представляет исключение: плотность ее в интервале температур от 0 до 4 °С возрастает, а далее при повышении температуры снижается (табл. 1.2).

Таблица 1.1. Плотность некоторых жидкостей при температуре 20 °С и атмосферном давлении 0,1 МПа

Жидкость	ρ , кг/м ³	Жидкость	ρ , кг/м ³
Бензин	712–780	Масло минеральное	860–930
Спирт этиловый	789	Вода пресная	998,2
Керосин	790–860	Вода морская	1020–1030
Нефть	760–990	Глицерин безводный	1260
Дизельное топливо	831–861	Ртуть	13456

Это свойство обеспечивает *конвекцию* в водоемах, т. е. вертикальное перемещение частиц воды из-за их различной плотности, что является основной причиной неравномерного распределения температуры воды по глубине.

Таблица 1.2. Зависимость плотности пресной воды от ее температуры

t , °С	0	2	4	6	10	20	30	40
ρ , кг/м ³	999,87	999,97	1000	999,97	999,70	998,20	995,70	992,20

Плотность жидкостей возрастает с увеличением давления. Так, например, плотность воды при давлении 100 МПа равна 1046, а при 200 МПа – 1084 кг/м³.

Плотность газов во много раз меньше плотности жидкостей. Сравните: при температуре 0 °С и атмосферном давлении плотность воздуха равна 1,29, метана – 0,72 кг/м³.

Относительной плотностью ε_p называется отношение плотности рассматриваемой жидкости $\rho_{ж}$ к плотности пресной воды $\rho_{в}$ при температуре 4 °С:

$$\varepsilon_p = \frac{\rho_{ж}}{\rho_{в}}. \quad (1.7)$$

Сжимаемость $E_{ж}$ – свойство жидкостей изменять объем при изменении давления – характеризуется модулем упругости (Па):

$$E_{ж} = -\frac{\Delta p}{\Delta V / V'}, \quad (1.8)$$

где Δp – изменение давления;

ΔV – соответствующее ему изменение объема (так как при сжатии жидкости конечный объем меньше начального, эта величина отрицательна);

V' – объем жидкости при начальном давлении.

Константа $E_{\text{ж}}$ называется изотермическим модулем упругости, потому что определяется при постоянной температуре. При увеличении температуры и давления он несколько возрастает. Так, для воды в пределах температуры от 0 до 30 °С он увеличивается от 1950 до 2150 МПа почти по линейному закону. В тех же пределах температур при увеличении избыточного давления до 10 МПа $E_{\text{ж}}$ возрастает на 5–12 %.

Модуль упругости минеральных масел, используемых в гидросистемах машин, при температуре 20 °С составляет 1350–1750 МПа (меньшие значения относятся к более легким маслам), бензина и керосина – приблизительно 1300, глицерина – 4400, ртути – 32000 МПа.

Как видно из приведенных цифр, сжимаемость жидкостей весьма незначительна. Условия работы гидротехнических сооружений позволяют считать воду несжимаемой средой. Но следует помнить, что такое допущение правомерно лишь в тех случаях, когда изменения давления невелики. Однако сжимаемость воды существенно сказывается на положении уровня водной поверхности Мирового океана. Если бы вода была абсолютно несжимаема, то отметки уровня воды в океанах поднялись бы примерно на 30 м.

В практике эксплуатации гидросистем имеются случаи, когда вследствие действия какого-то возмущения (например, быстрого закрытия затвора в трубопроводе) в жидкости значительно изменяется давление. Пренебрежение сжимаемостью жидкости в таких случаях приводит к существенным погрешностям.

Присутствие в жидкости нерастворенного воздуха (газа) в виде пузырьков существенно уменьшает модуль упругости.

Температурное расширение жидкости характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения β_{τ} , представляющим относительное изменение объема жидкости ΔV при изменении температуры Δt на 1 °С и при постоянном давлении:

$$\beta_{\tau} = \frac{\Delta V}{V \Delta t}. \quad (1.9)$$

Для большинства жидкостей коэффициент β_{τ} с увеличением давления уменьшается. Для воды с увеличением давления при температуре до 50 °С коэффициент β_{τ} растет, а при $t > 50$ °С – уменьшается. Ниже приведены значения β_{τ} для воды при нормальном атмосферном давлении и различных температурах (табл. 1.3).

Таблица 1.3. Зависимость коэффициента β_{τ} от температуры

$t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	1–20	40–50	60–70	90–100
$\beta_{\tau}, 1/\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,00015	0,00042	0,00056	0,00072

1.4. Вязкость жидкостей и ее измерение

Вязкость – это свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев. При движении жидкости возникают силы взаимодействия между ее смежными слоями, называемые силами внутреннего трения или силами вязкости. Последние появляются вследствие наличия межмолекулярных связей между движущимися слоями.

Наличие сил внутреннего трения в движущейся жидкости было впервые отмечено И. Ньютоном. Согласно его гипотезе, силы внутреннего трения в жидкости прямо пропорциональны относительной скорости перемещения ее смежных слоев.

Слой потока жидкости, движущегося вдоль плоской стенки (рис. 1.2), имеют различные скорости. Ближайшие к стенке частицы жидкости как бы прилипают к ней, и скорость их равна нулю. По мере удаления от стенки скорости возрастают.

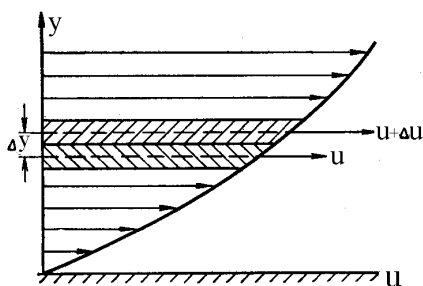


Рис. 1.2. Распределение скоростей по глубине потока жидкости

Возьмем два слоя жидкости, отстоящих друг от друга на близком расстоянии Δy . Пусть скорость нижнего слоя будет u , а верхнего $u + \Delta u$. Интенсивность изменения скорости по высоте потока характеризуется отношением $\Delta u / \Delta y$, которое называется **градиентом скорости**.

Коэффициент пропорциональности μ , зависящий от свойств жидкости, называется **динамической вязкостью**.

Согласно теории Ньютона, суммарная сила внутреннего трения T между двумя смежными слоями движущейся жидкости с площадью соприкосновения S определяется выражением

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y}. \quad (1.10)$$

Сила внутреннего трения τ , приходящаяся на единицу площади соприкасающихся слоев жидкости, есть касательное напряжение, или напряжение внутреннего трения:

$$\tau = \frac{T}{S} = \mu \frac{\Delta u}{\Delta y}. \quad (1.11)$$

Зависимость (1.11) представляет собой закон внутреннего трения, открытый Ньютоном (1686). Он экспериментально подтвержден и математически оформлен основоположником гидродинамической теории смазки профессором Н. П. Петровым (1883).

Динамическая вязкость μ измеряется в Паскаль-секундах и зависит от температуры и давления. Для чистой воды величину μ в зависимости от температуры достаточно точно можно определить по формуле Пуазейля, которая имеет следующий вид:

$$\mu = \mu_0(1 + 0,0337t + 0,000221t^2)^{-1}, \quad (1.12)$$

где μ_0 – динамическая вязкость при $t = 0$ °С, равная $1,79 \cdot 10^{-3}$ Па · с;

t – температура, °С.

С увеличением содержания воздуха (газа) в жидкости динамическая вязкость ее возрастает.

В гидравлических расчетах кроме динамической вязкости широко используется кинематическая вязкость ν , равная отношению динамической вязкости μ к плотности ρ жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.13)$$

Она измеряется в квадратных метрах на секунду, поэтому название ее отражает тот факт, что в размерность ν входят только кинематические (а не динамические) величины. В практике часто пользуются единицей измерения квадратных сантиметры на секунду, называемой «стоксом» (в честь английского физика Д. Стокса) и сотой долей ее – «сантисксом» ($1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

В табл. 1.4 приведены значения кинематической вязкости пресной воды при различных температурах и нормальном атмосферном давлении.

Как видно из табл. 1.4, с увеличением температуры в указанных пределах кинематическая вязкость воды уменьшается в 3,73 раза. Еще более резкое изменение вязкости имеют минеральные масла, применяе-

мые в качестве смазывающих жидкостей в двигателе внутреннего сгорания и рабочих жидкостей в объемных гидро приводах. По нашим опытам кинематическая вязкость ν (сСт) моторных масел сортов рабочих жидкостей объемных гидроприводов при температуре 30–90 °С подчиняется зависимости

$$\nu = \nu_{50} \left(\frac{100}{t + 50} \right)^n, \quad (1.14)$$

где ν_{50} – кинематическая вязкость жидкости при температуре 50 °С, сСт;

$n = 2,9 + 0,067\nu_{50}^{0,87}$ – показатель степени.

Таблица 1.4. Зависимость кинематической вязкости пресной воды от температуры при $p_{ат} = 0,1$ МПа

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{мм}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{мм}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{мм}^2/\text{с}$
0	1,79	12	1,24	30	0,80
2	1,67	14	1,18	35	0,72
4	1,57	16	1,12	40	0,65
6	1,47	18	1,06	45	0,60
8	1,39	20	1,01	50	0,55
10	1,31	25	0,90	60	0,48

При увеличении давления кинематическая вязкость жидкостей возрастает. Например, для минеральных масел при изменении давления от атмосферного до 40 МПа она увеличивается в 2 раза при температуре 80 °С и в 3 раза при 40 °С.

При наличии в воде значительного количества мелких (до 0,05 мм) взвешенных частиц кинематическая вязкость существенно увеличивается по сравнению с чистой водой. Это учитывается при исследовании движения такой воды в реках или каналах.

Вязкость жидкостей измеряют с помощью приборов – вискозиметров различных типов и конструкций. Одна из разновидностей – капиллярный вискозиметр, принцип действия которого основан на том, что кинематическая вязкость жидкостей прямо пропорциональна времени протекания одинаковых объемов их через капилляр определенного диаметра. Для каждого вискозиметра в паспорте указывается его постоянная. Чтобы определить кинематическую вязкость данной жидкости при температуре t , необходимо постоянную вискозиметра умножить на время (с), в течение которого определенным объемом этой жидкости перетечет от верхней метки до нижней.

Жидкости, для которых справедлив закон Ньютона (1.11), называются **ньютоновскими**. Существуют жидкости (коллоидные суспензии, растворы полимеров, гидросмеси из глины, мела, цемента, сапропелей, илов, навоза, кормов для скота, отходов перерабатывающих производств, минеральных масел при температурах $<30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и т. п.), которые не подчиняются этому закону, поэтому называются **неньютоновскими**, или **аномальными**. Для ряда из вышеуказанных гидросмесей справедлив закон Бингама (1916):

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{\Delta u}{\Delta y}, \quad (1.15)$$

где τ_0 – начальное напряжение сдвига.

Такие жидкости называются **бингамовскими** или **вязкопластичными**. Их движение начинается после того, как внешней силой будет преодолено напряжение сдвига τ_0 – касательное напряжение в состоянии покоя.

1.5. Термодинамические свойства жидкостей

Растворение газов. Все жидкости в той или иной мере поглощают и растворяют газы. Согласно закону Генри-Дальтона, при давлениях до 30 МПа и постоянной температуре относительный объем $V_{\text{г}} / V_{\text{ж}}$ растворенного газа равен постоянной величине $k_{\text{р}}$, называемой **коэффициентом растворимости**.

При температуре $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и атмосферном давлении в воде содержится 1,6 % растворенного воздуха ($k_{\text{р}} = 0,016$). С увеличением температуры от 0 до $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ коэффициент растворимости воздуха в воде уменьшается. В маслах при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k_{\text{р}} = 0,08\text{--}0,10$. Кислород отличается более высокой растворимостью, чем воздух, поэтому содержание его в воздухе, растворенном в жидкости, примерно на 50 % выше, чем в атмосферном.

При понижении давления в какой-либо точке гидросистемы (например, во всасывающем трубопроводе насоса) из жидкости выделяется в виде мельчайших пузырьков определенный объем газа, при этом процесс выделения протекает интенсивнее, чем растворение. Это явление может отрицательно сказываться на работе гидросистем.

Парообразование – это свойство капельных жидкостей изменять свое агрегатное состояние и превращаться в пар. Если оно происходит

на поверхности жидкости, то называется *испарением*, если по всему объему ее, то называется *кипением*, последнее происходит при определенной температуре, зависящей от давления. Абсолютное давление, при котором жидкость закипает при данной температуре, называется *давлением насыщенных паров* $p_{н.п.}$; его значения зависят от рода жидкости и ее температуры (для воды представлены в табл. 1.5).

Таблица 1.5. Давление насыщенных паров воды при различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	20	25	30	40	60	80	100
$p_{н.п.}, \text{кПа}$	0,6	0,9	1,2	2,4	3,2	4,3	7,5	20,2	48,2	103,3

Как видно из табл. 1.5, при низких значениях абсолютного давления (глубоком вакууме) возможно кипение даже холодной жидкости, которое называют холодным кипением. В жидкости, из которой удален растворенный и нерастворенный в ней газ (или воздух), т. е. в дегазированной жидкости, кипение не возникает и при температуре, большей температуры кипения при данном давлении.

1.6. Поверхностное натяжение и капиллярность

Молекулы жидкости, находящиеся на границе с газом, твердым телом или между двумя несмешивающимися жидкостями, испытывают со стороны остальных молекул жидкости не уравновешенное извне воздействие. Поэтому на поверхности жидкости действуют силы натяжения, стремящиеся придать ей сферическую форму и вызывающие в ней дополнительное давление p , которое можно определить по закону Лапласа:

$$p = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad (1.16)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;

r_1, r_2 – главные радиусы кривизны рассматриваемого элемента поверхности, м.

Коэффициент σ определяет величину энергии сил поверхностного натяжения, приходящуюся на единицу площади.

Если поверхность жидкости представляет собой сферическую поверхность или часть ее, то $r_1 = r_2 = r$, и тогда формула (1.16) принимает следующий вид:

$$p = \frac{2\sigma}{r}. \quad (1.17)$$

Коэффициент σ пропорционален плотности жидкости и находящейся над ней газовой среды и уменьшается при повышении температуры. Ниже приведены величины σ (Н/м) для некоторых жидкостей на границе с воздухом при температуре 20 °С и давлении 0,1 МПа: для этилового спирта – 0,022; бензина – 0,023; керосина – 0,028; дизельного топлива – 0,029; сырой нефти – 0,024–0,038; смазочных масел – 0,035–0,038; глицерина – 0,065; воды – 0,073, ртути – 0,491.

Давление p , определяемое по формулам (1.16) и (1.17), всегда направлено к центру кривизны поверхности. Наличием этого дополнительного давления объясняется явление капиллярности, проявляющееся в том, что в открытых трубках малого диаметра, погруженных одним концом в жидкость, последняя устанавливается выше уровня при вогнутом мениске или ниже его при выпуклом мениске. Вогнутый мениск образуется в том случае, если жидкость смачивает поверхность трубки (например, вода – стекло), а выпуклый мениск – если не смачивает (например, ртуть – стекло).

Высоту поднятия или опускания жидкости в капилляре h можно определить по формуле

$$h = \frac{4\sigma \cos \theta}{\rho g d}. \quad (1.17)$$

где θ – острый угол между касательной к свободной поверхности в точке пересечения ее со стенкой и самой стенкой капилляра;

d – диаметр капилляра.

Для чистой воды и стекла $\theta \approx 0^\circ$, для ртути и стекла $\theta \approx 50^\circ$.

Влияние поверхностного натяжения необходимо учитывать при распаде и распыле струй жидкости, изучении потоков с малой глубиной, захвате окружающего воздуха движущейся жидкостью (аэрация жидкости), поднятии воды в капиллярах почв и грунтов. Высота капиллярного поднятия воды в грунтах изменяется от 0 (галечники) и почти до 5 м (глины). При этом с увеличением минерализации воды высота капиллярного поднятия увеличивается.

1.7. Особые свойства воды

Существуют 36 различных комбинаций изотопов водорода и кислорода, образующих молекулы воды. В природной воде 99,7 % – молекулы H_2O^{16} , на долю остальных разновидностей молекул воды приходится 0,3 %.

Выше было отмечено, что плотность воды имеет максимальное значение при температуре 4 °С. При понижении температуры она уменьшается. Поэтому конвекция в водоемах с пресной водой прекращается при температуре 4 °С; при этом в нижних слоях находится вода с большей плотностью, чем в верхних. При замерзании объем воды увеличивается примерно на 10 %. Температура замерзания воды с увеличением давления до 19,6 МПа понижается, а затем повышается. Морская вода замерзает при температуре –1,9 °С. Вода в капиллярах в почве иногда может замерзать и при температуре +4,4 °С.

Вода, по сравнению с другими жидкостями, обладает очень большой *теплоемкостью*, последняя в 33 раза больше теплоемкости ртути, в 10 раз – железа, в 3,3 раза – спирта и глицерина. При этом обычно теплоемкость других жидкостей с ростом температуры увеличивается, а воды – сначала снижается до минимума при температуре 35 °С, а далее увеличивается. Это объясняется разрушением ассоциаций (групп) молекул воды примерно при температуре минимума теплоемкости.

Вода обладает очень высокой *теплотой испарения* и *скрытой теплотой плавления*. Например, теплота плавления воды в 8 раз больше, чем спирта. При атмосферном давлении для перехода воды в пар из окружающей среды требуется в 6,75 раза больше теплоты, чем при плавлении льда.

При конденсации влаги (образовании тумана) выделяется значительное количество теплоты. Это используется в установках, создающих искусственный туман; такие установки помимо орошения могут использоваться для предохранения растений от заморозков.

Электропроводность сухого льда и снега гораздо меньше электропроводности воды, причем последняя сильно зависит от наличия примесей, а на электропроводность льда они влияют очень мало. Электропроводность воды зависит от количества растворенных в ней солей. Поэтому электропроводность морской воды на 2–3 порядка больше, чем пресной речной. А по сравнению с химически чистой воды при температуре 18 °С – примерно в $1,2 \cdot 10^4$ раз.

Наличие в воде растворенного воздуха, богатого кислородом, и некоторых агрессивных компонентов вызывает коррозию трубопроводов и материалов, из которых возведены гидросооружения.

Примеры

Пример 1.1. Определить, как изменится плотность пресной воды в пределах температур от 0 до 10 °С при увеличении избыточного давления до 10 МПа.

Решение. Первоначальное значение плотности воды в заданных пределах температур при атмосферном давлении $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$, модуль упругости можно принять $E_{\text{ж}} = 2050 \text{ МПа}$. Относительное изменение объема воды при сжатии на основании формулы (1.8) составит:

$$\frac{\Delta V}{V_1} = \frac{\Delta p}{E_{\text{ж}}} = \frac{10 \cdot 10^6}{2050 \cdot 10^6} = 0,0049.$$

При сжатии масса воды не изменяется, поэтому можно записать равенство $m = \rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$, откуда получим

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{\left(1 - \frac{\Delta V}{V_1}\right) V_1} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta V}{V_1}} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta p}{E_{\text{ж}}}} = \frac{1}{1 - 0,0049} = 1,0049.$$

Следовательно, при увеличении давления до 10 МПа плотность воды возрастает всего лишь на 0,49 %, что дает основание считать ее в практических расчетах постоянной величиной (избыточное давление 10 МПа соответствует глубине воды примерно 1000 м).

Пример 1.2. Испытание (опрессовка) горизонтального трубопровода диаметром $d = 500 \text{ мм}$ и длиной $l = 1000 \text{ м}$, заполненного водой при атмосферном давлении в нем, проводится путем повышения давления с помощью насоса на 1 МПа. Определить, какой дополнительный объем воды нужно подать в трубопровод, чтобы достигнуть указанного испытательного давления.

Решение. Первоначальный объем воды в трубопроводе равен:

$$V = 0,785d^2l = 0,785 \cdot 0,5^2 \cdot 1000 = 196,25 \text{ м}^3.$$

Дополнительно подаваемый объем воды можно выразить из формулы (1.8) модуля упругости, приняв его равным 2000 МПа:

$$\Delta V = V \frac{\Delta p}{E_{\text{ж}}} = 196,25 \frac{1 \cdot 10^6}{2000 \cdot 10^6} = 0,098 \text{ м}^3.$$

Пример 1.3. Определить высоту капиллярного поднятия воды в стеклянной трубке диаметром $d = 1,0 \text{ мм}$ при температуре $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Коэффициент поверхностного натяжения воды при температуре $10 \text{ }^\circ\text{C}$ определим по следующей формуле:

$$\sigma = \sigma_0 - \beta t = 0,0756 - 0,00015 \cdot 10 = 0,0741 \text{ Н/м}.$$

Тогда по формуле (1.17) определим высоту капиллярного поднятия воды в стеклянной трубке:

$$h = \frac{4\sigma \cos \theta}{\rho g d} = \frac{4 \cdot 0,0741 \cdot 1}{999,7 \cdot 9,81 \cdot 0,001} = 0,03 \text{ м} = 3 \text{ см.}$$

2. ГИДРОСТАТИКА

2.1. Гидростатическое давление и его свойства

Гидростатика – это раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия покоящейся жидкости, а также рассматриваются методы применения этих законов к решению практических задач. С помощью их определяют силы взаимодействия покоящейся жидкости с твердыми телами и производят расчеты устойчивости и прочности гидротехнических сооружений, прочности затворов и резервуаров, расчет гидропрессов, домкратов и пр.

Гидростатическое давление – это давление в покоящейся жидкости. Оно обладает следующими свойствами.

1. *Гидростатическое давление всегда направлено перпендикулярно к поверхности, на которую оно действует, и создает в жидкости только сжимающие напряжения.*

Докажем это свойство методом от противного. Предположим, что гидростатическое давление направлено не по нормали к рассматриваемой площадке (рис. 2.1, а), а под некоторым углом α (вектор p_α).

Тогда p_α можно разложить на две составляющие: нормальную p и касательную τ . Однако в этом случае касательное напряжение τ вслед-

ствие текучести жидкости вызовет движение ее, что противоречит условиям гидростатики. Следовательно, чтобы частицы жидкости были неподвижны, единственным направлением гидростатического давления должна быть нормаль. Так как жидкость не сопротивляется растягивающим усилиям, то напряжение p должно быть только сжимающим и направленным всегда по внутренней нормали к площадке действия.

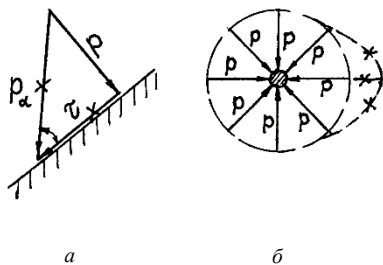


Рис. 2.1. Схемы к доказательству свойств гидростатического давления

2. *Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует одинаково по всем направлениям.*

Используем логическое доказательство (рис. 2.1, б). Если хотя бы в одном из всех многочисленных направлений (например, справа) гидростатическое давление было несколько большим, это привело бы к неравновесному состоянию частицы жидкости и, следовательно, движению ее, что противоречит условиям гидростатики. Таким образом, эпюра давления в точке покоящейся жидкости имеет форму шара.

3. *Гидростатическое давление в точке зависит только от ее координат в пространстве, занятом жидкостью, т. е. $p = f(x, y, z)$.*

Это свойство не требует специального доказательства, так как и при абсолютном и при относительном покое жидкости в сосуде давление зависит от заглубления точки под свободную поверхность (координаты z). При относительном покое свободная поверхность не является горизонтальной плоскостью, поэтому давление изменяется и в направлении координат x, y .

2.2. Основное уравнение гидростатики

Основное уравнение гидростатики устанавливает связь между гидростатическим давлением в различных точках покоящейся жидкости и их месторасположением для случая, когда из массовых сил в ней действуют только силы тяжести.

Для вывода основного уравнения гидростатики выделим в покоящейся жидкости некоторый объем в форме цилиндра с основанием малой площади S и высотой h , равной глубине погружения основания под уровнем жидкости (рис. 2.2).

Будем считать, что давление на поверхности жидкости в сосуде отличается от атмосферного и равно p_0 .

Выделенный объем жидкости находится в равновесии под действием силы давления на верхнее основание $F_0 = p_0S$, силы давления на нижнее основание $F = pS$ и собственного веса $G = pgSh$. Силы гидростатического давления на боковую поверхность цилиндра можно не рассматривать, так как они взаимно уравновешиваются.

Выразим условие равновесия рассматриваемого объема жидкости, приравняв нулю сумму проекций на вертикальную ось всех действующих сил: $pS - p_0S - pgSh = 0$.

Разделив все члены уравнения на S , получим

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (2.1)$$

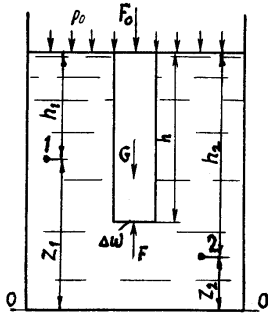


Рис. 2.2. Схема к выводу основного уравнения гидростатики

Полученное выражение (2.1) называется основным уравнением гидростатики. Оно справедливо для однородной жидкости и показывает, что во всех точках жидкости, расположенных на одинаковой глубине h , давления одинаковы. Следовательно, поверхность одинаковых давлений – это горизонтальная плоскость. Кроме этого из уравнения (2.1) следует, что внешнее давление p_0 , действующее на свободную поверхность жидкости, находится в равновесии, передается во все точки объема ее без изменения. В этом заключается **закон Паскаля**, открытый им на основе опытов в 1653 г. Прямым следствием этого закона явилось изобретение в то время большого числа простых гидравлических машин (прессов, домкратов и пр.).

Используя уравнение (2.1), установим соотношение давлений в точках 1 и 2 (рис. 2.2), расположенных в разных уровнях однородной жидкости:

$$p_0 = p_1 - \rho gh_1 = p_2 - \rho gh_2. \quad (2.2)$$

В этом случае плоскостью сравнения является свободная поверхность. Если же за плоскость сравнения принять другую горизонтальную плоскость, например, $0-0$, то на основании уравнения (2.1) и закона Паскаля можно записать

$$p_1 + \rho gz_1 = p_2 + \rho gz_2 = \dots = p + \rho gz = \text{const}. \quad (2.3)$$

Разделив все члены уравнения на ρg , получим

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 = \dots = \frac{p}{\rho g} + z = \text{const}. \quad (2.4)$$

Полученные зависимости (2.3) и (2.4) представляют собой разновидности записи основного уравнения гидростатики. При этом в первой все члены уравнения выражены в паскалях, а во второй – в метрах столба рассматриваемой жидкости. Величины z и $p / (\rho g)$ в гидравлике часто называют **геометрической** и **пьезометрической высотами**, или

геометрическим и пьезометрическим напорами. Высоту $H_{ст}$ называют гидростатическим напором. Итак, для данного объема жидкости гидростатический напор относительно выбранной плоскости сравнения является величиной постоянной.

С энергетической точки зрения уравнения (2.3) и (2.4) представляют собой постоянную величину суммы удельной потенциальной энергии давления и удельной потенциальной энергии положения во всех точках покоящейся жидкости относительно плоскости сравнения. В первом случае это энергия, содержащаяся в единице объема жидкости ($\text{Н/м}^2 = \text{Па}$), во втором – в единице веса жидкости ($\text{Н} \cdot \text{м/Н} = \text{м}$).

Рассмотрим равновесие двух неоднородных жидкостей ($p_1 \neq p_2$), расположенных в сообщающихся сосудах (рис. 2.3).

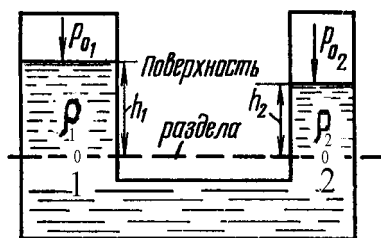


Рис. 2.3. Схема к равновесию двух неоднородных жидкостей

$$p_{01} + \rho g h_1 = p_{02} + \rho g h_2. \quad (2.5)$$

Если $p_{01} = p_{02} = p_0$, то $\rho h_1 = \rho h_2$ или $h_1 / h_2 = p_2 / p_1$, т. е. в этом случае уровни жидкостей обратно пропорциональны их плотностям. Для однородных жидкостей ($p_1 = p_2$) свободная поверхность устанавливается на одном уровне ($h_1 = h_2$).

2.3. Измерение давлений

В настоящее время существует большое разнообразие методов измерения давлений и приборов, предназначенных для этого.

Приборы для измерения давления носят общее название манометров. Однако по назначению они подразделяются на *барометры* ($p_{ат}$), предназначенные для измерения атмосферного давления, *манометры*, измеряющие давления выше атмосферного, и *вакуумметры*, измеряющие давления ниже атмосферного.

По принципу действия манометры подразделяются на жидкостные (водяные, спиртовые, ртутные), механические (пружинные, мембранные, сильфонные), электрические.

Простейшим жидкостным прибором является *пьезометр* (рис. 2.4).

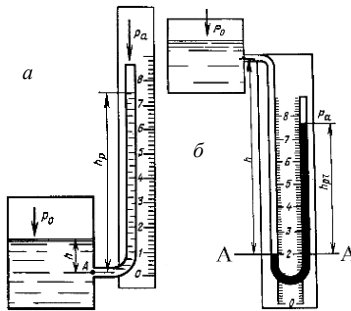


Рис. 2.4. Манометры жидкостные:
 а – пьезометр; б – манометр ртутный

Он состоит из стеклянной трубки внутренним диаметром 5–12 мм, помещенной на доске измерительной шкалы, градуированной обычно в миллиметрах. Верхний конец трубки сообщается с атмосферой, а нижний соединен с сосудом (резервуаром), в котором находится жидкость под давлением $p_0 > p_{ат}$. Под действием этого давления жидкость поднимается по трубке на высоту h_p , называемую пьезометрической.

Составим уравнение равновесия в жидкости относительно плоскости, проходящей через центр отверстия (точку А), к которому присоединена трубка пьезометра:

$$p_0 + \rho gh_1 = p_{ат} - \rho gh_{ат},$$

откуда получим

$$h_p = \frac{p_0 - p_{ат}}{\rho g} + h. \quad (2.6)$$

Таким образом, пьезометрическая высота определяет величину избыточного напора в точке, где установлен пьезометр. Если он установлен в открытом сосуде, то $h_p = h$, т. е. пьезометрическая высота будет равна глубине погружения точки А в жидкость.

Пьезометр является достаточно точным прибором. Однако он может использоваться лишь в тех случаях, когда давления сравнительно невелики.

Для измерения более высоких давлений применяют **ртутные манометры**. Поскольку плотность ртути в 13,6 раза больше плотности

воды, то и трубки в этих манометрах значительно короче. Простейший ртутный *U*-образный манометр представлен на рис. 2.4, б. Под действием давления со стороны сосуда ртуть в трубке устанавливается на разных уровнях. Так как жидкость находится в равновесии, то можно составить уравнение, например, для уровня *A-A*, доказать аналогично предыдущему случаю, что разность уровней ртути в манометре пропорциональна избыточному давлению.

Для измерения больших давлений, например, в гидросистемах и насосных установках используют пружинные манометры (рис. 2.5).

Основной частью таких манометров является полая металлическая трубка 1, имеющая эллиптическое поперечное сечение. Один конец ее запаян и соединен с механизмом 2, перемещающим стрелку; другой конец посредством ниппеля 3 сообщается с исследуемым объектом. Под действием давления поступившей жидкости трубка, стремясь выпрямиться, через механизм 2 приводит в движение стрелку, которая, поворачиваясь на шкале, указывает величину давления.

Если стрелка приводится в действие через передаточный механизм от мембраны, то такой манометр называется *мембранным*.

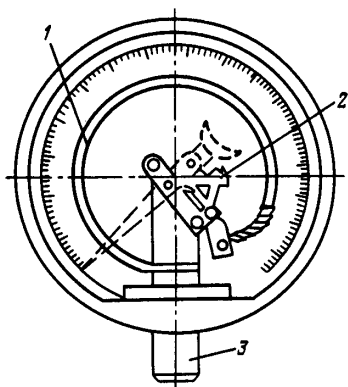


Рис. 2.5. Манометр пружинный

Для измерения давлений ниже атмосферного (разрежений) применяются жидкостные, пружинные, мембранные вакуумметры, принцип действия которых аналогичен манометрам.

Имеется ряд конструкций манометров, в которых давление, воспринимаемое специальным датчиком, преобразуется в электрический сигнал, который передается по проводной или беспроводной связи вторичному (показывающему или записывающему) прибору.

Все механические и электрические манометры подлежат периодической проверке и тарировке на специальных стендах, так как остаточные деформации их рабочих органов (пружин, мембран и пр.) в некоторой мере искажают их показания.

2.4. Сила гидростатического давления на плоскую поверхность и точка ее приложения

В гидросооружениях и машинах часто приходится определять силы гидростатического давления на плоские поверхности. Рассмотрим плоскую фигуру с площадью смоченной поверхности S в виде прямоугольника и наклоном ее под углом α к горизонту (рис. 2.6). Используя основное уравнение гидростатики (2.1), вычислим силу гидростатического давления на эту фигуру. Для наглядности совместим эту фигуру с плоскостью чертежа в координатах xOy .

Так как гидростатическое давление распределяется по площади неравномерно, то сначала определим элементарную силу гидростатического давления dF на бесконечно малую площадку dS :

$$dF = \rho dS = (p_0 + \rho gh)dS = p_0 dS + \rho gh dS.$$

Проинтегрируем полученное выражение по всей площади S и получим

$$F = p_0 \int_S dS + \rho g \int_S h dS = p_0 S + \rho g \sin \alpha \int_S y dS,$$

где y – ордината площадки dS .

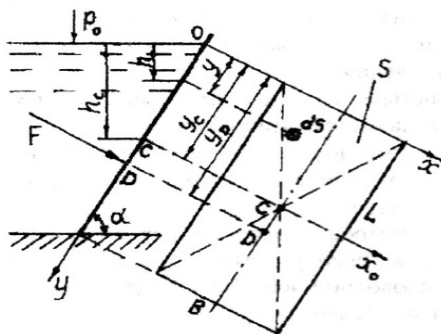


Рис. 2.6. Схема к определению силы гидростатического давления на плоскую поверхность

Интеграл $\int_S y dS$ представляет собой статический момент смоченной поверхности фигуры относительно оси Ox и равен, как известно из ме-

ханики, произведению площади этой фигуры на ординату центра тяжести ее, т. е.:

$$\int_s y dS = y_c S.$$

Следовательно,

$$F = p_0 + \rho g \sin \alpha y_c S = (p_0 + \rho g h_c) S = p_c S, \quad (2.7)$$

где $h_c = y_c \sin \alpha$ – глубина погружения центра тяжести площади S в жидкость;

p_c – давление в центре тяжести рассматриваемой фигуры.

Таким образом, *сила гидростатического давления на плоскую поверхность равна произведению давления в центре тяжести ее на площадь этой поверхности.*

Если на свободной поверхности давление равно атмосферному, то сила избыточного давления определяется по формуле

$$F = \rho g h_c S. \quad (2.8)$$

Определим для этого случая точку приложения силы F , называемую центром давления D . Так как рассматриваемая плоская фигура симметрична, центр давления D расположен на вертикальной оси симметрии и ниже центра тяжести C фигуры, поскольку давление увеличивается с глубиной погружения.

Для определения ординаты центра давления y_D используем теорему Вариньона, согласно которой момент равнодействующей силы относительно какой-либо оси (например, относительно оси Ox) равен сумме моментов ее составляющих относительно той же оси:

$$F y_D = \int_s y dF,$$

откуда

$$y_D = \frac{\int_s y dF}{F}. \quad (2.9)$$

С учетом

$$dF = \rho g h_D dS = \rho g y_D \sin \alpha dS$$

и

$$F = \rho g h_c S = \rho g y_c \sin \alpha S$$

получим

$$y_D = \frac{\int_s y^2 dS}{y_c S} = \frac{I_x}{y_c S}, \quad (2.10)$$

где I_x – момент инерции площади S относительно оси Ox .

В расчетах удобнее использовать центральный момент инерции I_{x_0} относительно горизонтальной оси x_0 , проходящей через центр тяжести плоской фигуры, для этого воспользуемся известной формулой перехода

$$I_x = I_{x_0} + y_c^2 S,$$

где y_c – ордината центра тяжести площади S .

Подставив это выражение в формулу (2.10), получим

$$y_D = y_c + \frac{I_x}{y_c S}. \quad (2.11)$$

Второй член уравнения (2.11) представляет собой величину смещения по оси ординат центра давления D относительно центра тяжести площади S , т. е. $CD = e$ – так называемый эксцентриситет.

Центральные моменты инерции некоторых плоских фигур, симметричных относительно вертикальной оси, представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Центральные моменты инерции для основных плоских фигур

Фигура	Уравнение момента инерции I_{x_0}
Прямоугольник	$\frac{bh^3}{12}$
Равнобедренный треугольник	$\frac{bh^3}{36}$
Равнобедренная трапеция	$\frac{h^3}{36} \left(a + b + \frac{2ab}{a+b} \right)$
Круг	$\frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64}$
Полукруг	$0,109r^4$
Кольцо	$\frac{\pi(r_2^4 - r_1^4)}{4}$
Квадрат	$\frac{b^4}{12}$

Примечание. h – высота прямоугольника, треугольника трапеции; a, b – размеры оснований трапеции, прямоугольника, треугольника, квадрата; r_1, r_2 – внутренний и внешний радиусы окружностей.

Как видно из табл. 2.1, момент инерции плоской фигуры измеряется в метрах в четвертой степени (m^4).

В случае если на свободной поверхности жидкости действует манометрическое давление p_m , нужно поднять ось абсцисс ox по вертика-

ли на величину $h_m = p_m / (\rho g)$ и решать задачу аналогично вышеописанной с учетом того, что заглупление центра тяжести C относительно этой новой оси $h'_c = h_c + h_m$, а ордината его $y'_c = h'_c / \sin \alpha$. Тогда ордината центра давления равна:

$$y'_D = y'_c + \frac{I_{x0}}{y'_c S}. \quad (2.12)$$

Силу гидростатического давления на плоскую поверхность можно определить также графоаналитическим способом, с помощью эпюры давления, представляющей собой графическое изображение распределения его по всей поверхности. Эпюра гидростатического давления имеет объемный вид и обладает двумя свойствами:

- объем эпюры численно равен результирующей силе F гидростатического давления;
- линия действия силы F проходит через центр тяжести эпюры давления.

Определим суммарную силу гидростатического давления на плоскую вертикальную стенку, перегораживающую канал прямоугольного сечения шириной b и глубиной h (рис. 2.7, а).

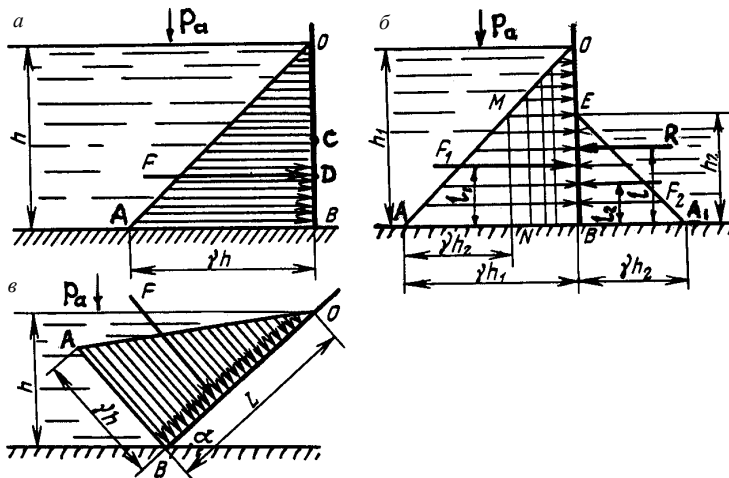


Рис. 2.7. Эпюры гидростатических давлений на плоские стенки

С этой целью построим эпюру гидростатического давления, представляющую собой графическое изображение распределения его по всей поверхности стенки. Согласно основному уравнению гидростатики (2.1) давление с увеличением глубины изменяется по линейному закону, поэтому для построения поперечного сечения эпюры давления достаточно знать две точки. В данном случае избыточное давление на свободной поверхности жидкости равно нулю, а у дна $-\rho gh = yh$.

Приняв за начало координат точку O и отложив в выбранном масштабе из точки B величину yh , соединяем полученную точку A и точку O прямой линией. Треугольник OBA представляет собой сечение эпюры избыточных давлений на плоскую вертикальную стенку. Такое распределение давлений характерно по всей ширине b канала, поэтому в целом эпюра избыточных давлений на всю поверхность плоской стенки имеет вид треугольной призмы. Суммарная сила гидростатического давления численно равна объему призмы:

$$F = 0,5\rho gh^2b. \quad (2.13)$$

Точка D приложения суммарной силы гидростатического давления расположена в центре тяжести эпюры давления – в данном случае на вертикальной оси симметрии рассматриваемой поверхности на расстоянии $1/2h$ от дна.

Если на вертикальную стенку гидростатическое давление действует с двух сторон (рис. 2.7, б), то эпюрой совместного действия является призма, поперечное сечение которой составляет трапеция $OBNM$. По аналогии с формулой (2.13) определяются силы F_1 и F_2 , действующие слева и справа стенки, тогда результирующая их $F = F_1 - F_2$. Приложив равную ей по величине и противоположно направленную реакцию R , можно из уравнения моментов сил относительно точки B найти положение центра давления:

$$l = \frac{F_1 l_1 - F_2 l_2}{F} = \frac{1}{3} \frac{h_1^3 - h_2^3}{h_1^2 - h_2^2}. \quad (2.14)$$

где $l_1 = \frac{h_1}{3}$, $l_2 = \frac{h_2}{3}$ – плечи действия сил F_1 и F_2 .

Если плоская стенка, на которую действует жидкость, наклонена под углом α к горизонту (рис. 2.7, в), то с учетом $L = h / \sin \alpha$ задача решается аналогично первому случаю (см. рис. 2.7, а). Результирующая сила F приложена в центре тяжести эпюры гидростатического давления (сечение ее OBA – треугольник) перпендикулярно наклонной стенке на расстоянии $1/3L$ от основания треугольника OBA .

2.5. Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность и точка ее приложения

В практике приходится решать различные задачи, связанные с определением сил давления на криволинейные, главным образом цилиндрические поверхности. Таковы, например, стенки резервуаров, секторные и сегментные затворы плотин и т. п. Расчет обычно сводится к определению результирующей силы давления жидкости, ее направления и точки приложения.

На рис. 2.8 представлены секторные затворы плотин, которые удерживают уровень воды H на ее порогах. Для понижения этого уровня поворачивают с помощью какого-либо механического устройства затвор по часовой стрелке относительно оси O . При этом между щитом AB и порогом образуется щель, через которую выпускается часть объема воды.

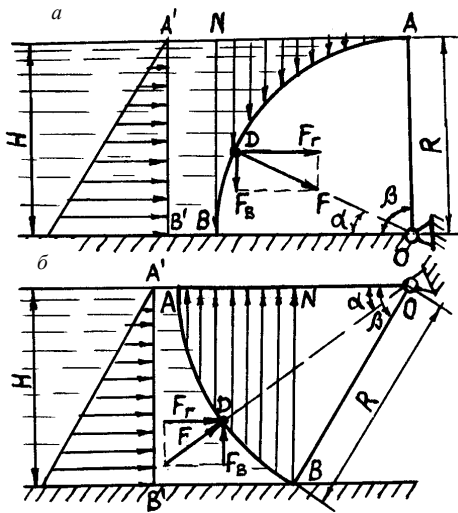


Рис. 2.8. Секторные затворы плотин:
 a – ось вращения на пороге; b – то же, но на поверхности воды

Определим результирующую силу F давления воды на цилиндрическую поверхность AB затвора, образованную радиусом R и шириной b при угле сектора β .

По законам гидростатики результирующая сила давления (так же, как и гидростатическое давление) действует всегда нормально (и данном случае по радиусу) к рассматриваемой поверхности. Ее можно разложить на две составляющие: горизонтальную F_{Γ} и вертикальную $F_{\text{в}}$. Для определения этих составляющих выделим в жидкости тело давления, контактирующее с криволинейной поверхностью, и рассмотрим его равновесие в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Тело давления ограничивается криволинейной поверхностью AB , вертикальными плоскостями, проведенными через ее крайние образующие (B и A), и свободной поверхностью жидкости или ее продолжением. В первом случае (рис. 2.8, *а*) тело давления ABN – реальное; оно находится в жидкости, нависая над цилиндрической поверхностью AB . Во втором случае (рис. 2.8, *б*) оно фиктивное, так как находится вне жидкости, поэтому силы F и $F_{\text{в}}$ действуют в противоположных направлениях по сравнению с аналогичными силами в первом случае.

Из условия равновесия тела давления ABN в горизонтальном направлении находим, что составляющая F_{Γ} – это сила гидростатического давления на вертикальную проекцию $A'B'$ криволинейной поверхности AB и она равна:

$$F_{\Gamma} = \rho g h_c S_{A'B'} = 0,5 \rho g H^2 b. \quad (2.15)$$

Из условия равновесия тела давления ABN в вертикальном направлении находим, что составляющая $F_{\text{в}}$ – это вес жидкости в объеме тела давления:

$$F_{\text{в}} = \rho g V_{ABN}. \quad (2.16)$$

Объем тела давления равен:

- в первом случае

$$V_{ABN} = \left(HR - \frac{\beta \pi R^2}{360} \right) b; \quad (2.17)$$

- во втором случае

$$V_{ABN} = \left(\frac{\beta \pi R^2}{360} - \frac{HR \cos \beta}{2} \right) b. \quad (2.18)$$

По известным составляющим вычисляется результирующая сила гидростатического давления на криволинейную поверхность:

$$F = \sqrt{F_{\Gamma}^2 + F_{\text{в}}^2}. \quad (2.19)$$

Направление действия F определяется углом α наклона ее к горизонту:

$$\alpha = \arctg \frac{F_B}{F_T}. \quad (2.20)$$

Для определения местоположения центра давления D достаточно из центра O провести линию под углом α к горизонту до пересечения с цилиндрической поверхностью.

2.6. Условие прочности тонкостенной криволинейной оболочки жидкости

Трубы и резервуары, наполненные жидкостью, находятся под действием внутреннего гидростатического давления, которое может разорвать трубу или резервуар, если толщина их стенок будет недостаточна для восприятия давления жидкости.

Расчеты показывают, что наибольшие напряжения в цилиндрических стенках возникают при разрыве их вдоль образующей (в продольном направлении). Рассмотрим этот случай для трубы диаметром d , толщиной стенок δ и длиной L (рис. 2.9).

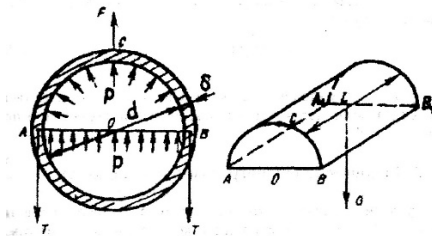


Рис. 2.9. Схема к определению толщины стенки

Задача определения толщины стенок трубы сводится к нахождению силы F , стремящейся оторвать одну половину трубы от другой по образующим AA_1 и BB_2 , чему противодействуют силы сопротивления материала стенок T . Сила F – это результирующая давлений p , действующих нормально к внутренней поверхности трубы. Согласно предыдущим выводам, она равна силе гидростатического давления на горизонтальную проекцию AA_1B_1B цилиндрической поверхности трубы:

$$F = pS_{AA_1B_1B} = pdL. \quad (2.21)$$

При опасности разрыва стенки сила тяжести жидкости внутри трубы G незначительна по сравнению с силой F , поэтому ею можно пренебречь.

Сила, выражающая сопротивление материала стенки, T определяется размерами сечения стенки трубы в продольном направлении и допускаемым напряжением разрыву ее материала:

$$T = [\sigma_p] \delta L. \quad (2.22)$$

Так как $F = 2T$ (две площадки разрыва), то с учетом формул (2.21) и (2.22) можно получить

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma_p]}. \quad (2.23)$$

Расчетную толщину стенок δ следует увеличить на производственный припуск (запас на неточность отлива, прокатки, коррозию и пр.) обычно на 1–3 мм.

2.7. Равновесие тел, погруженных в жидкость

Рассмотрим силы давления жидкости на тело, погруженное в эту жидкость (рис. 2.10, *a*).

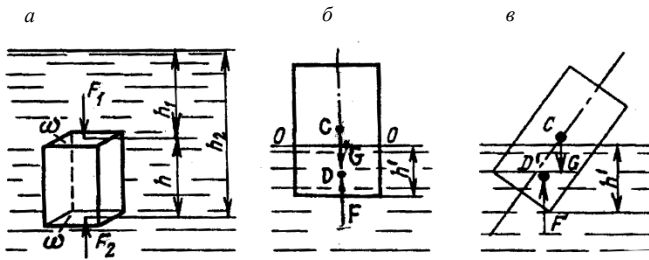


Рис. 2.10. Схемы действия сил на тело, погруженное в жидкость и плавающее в ней

Тело призматической формы имеет высоту h и площадь верхнего и нижнего оснований S . Верхнее основание погружено в жидкость на глубину h_1 , нижнее – на глубину h_2 . При этом на тело действуют:

- сила гидростатического давления жидкости на верхнее основание:

$$F_1 = \rho g h_1 S;$$

- сила гидростатического давления жидкости на нижнее основание:

$$F_2 = \rho g h_2 S.$$

Силы давления жидкости на боковые поверхности (границы призмы) не учитываются, так как они взаимно уравновешены.

Равнодействующая сил гидростатического давления равна разности сил F_2 и F_1 и направлена вверх (в сторону большей силы):

$$F = F_2 - F_1 = \rho g S(h_2 - h_1).$$

Так как

$$h_2 - h_1 = h, \text{ а } Sh = V,$$

то

$$F = \rho g V. \tag{2.24}$$

Таким образом, *на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу жидкости, вытесненной телом.* Это есть закон Архимеда, открытый им в 250 г. до н. э.

Закон Архимеда справедлив для тел любой формы, так как тело другой, отличающейся от призматической и более сложной формы, можно представить состоящим из бесконечного множества элементарных вертикальных призм.

Объем жидкости, вытесненной телом, $V_{\text{ви}}$ называют объемом водоизмещения, а массу этого объема – водоизмещением.

На тело, погруженное в жидкость полностью или частично (см. рис. 2.10, б), действуют две силы:

– вес тела G , приложенный в центре его тяжести C , направленный вниз;

– выталкивающая (подъемная) сила E , приложенная в центре давления (центре водоизмещения) D , направленная вверх.

Центром водоизмещения является центр тяжести вытесненного объема жидкости.

В зависимости от соотношения сил G и F возможны три состояния тела, погруженного в жидкость:

– если $G > F$, то тело тонет;

– если $G = F$, то тело плавает в погруженном состоянии;

– если $G < F$, то тело всплывает до тех пор, пока вес вытесненной жидкости (т. е. выталкивающая, или подъемная сила F) не станет равен весу тела G .

Для однородного тела плотностью ρ_m при его надводном плавании глубина погружения в жидкость (осадка) равна:

$$h = \frac{\rho_m h}{\rho}. \quad (2.25)$$

Линия пересечения боковой поверхности погруженного тела с поверхностью воды называется **ватерлинией**, а плоскость $O-O$, ограниченная ватерлинией, – **плоскостью плавания**. Ось **плавания** $O'-O'$ – ось симметрии тела, перпендикулярная плоскости плавания.

Для равновесного положения тела в надводном плавании необходимо, чтобы центр тяжести C и центр давления (водоизмещения) D лежали на одной вертикали (см. рис. 2.10, б). Способность плавающего тела возвращаться к первоначальному положению после исчезновения силы, вызвавшей его боковой наклон или, как говорят, крен, называется **остойчивостью**. При крене форма объема водоизмещения изменится и центр его займет новое положение D' (см. рис. 2.10, в). При этом если момент пары сил F и G действует в сторону крена, то положение тела будет неустойчивым и, следовательно, оно опрокинется. Для устойчивого положения необходимо, чтобы этот момент противодействовал крену, т. е. линия действия веса G должна проходить в данном случае левее линии действия подъемной силы F . Точка пересечения линии действия силы F с осью плавания $O'-O'$ называется метacentром (лат. *meta* – предел). Расстояние $MD = MD' = R_m$ – метacentрический радиус, расстояние $CM = h_m$ – метacentрическая высота, $CD = e$ – эксцентриситет. Положение плавающего тела будет устойчивым, если $R_m > e$, или $h_m > 0$. Метacentрический радиус определяется по формуле

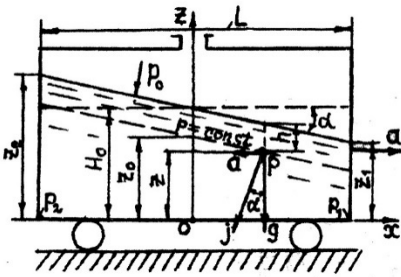
$$R_m = \frac{I_0}{V_{\text{ВИ}}}. \quad (2.26)$$

2.8. Относительный покой жидкости

Жидкость находится в покое по отношению к движущемуся сосуду, если в ней кроме силы тяжести действуют другие массовые силы, например, силы инерции. В этом случае частицы жидкости, не перемещаясь одна относительно другой, движутся вместе с сосудом.

Практический интерес представляет установление закона распределения давлений в жидкости, находящейся в состоянии относительного покоя, а также формы поверхности равного давления. Рассмотрим некоторые частные случаи.

1. Цистерна с жидкостью движется по горизонтальной поверхности с ускорением a (рис. 2.11). Совместим ось x с направлением движения цистерны, а начало координат расположим в точке пересечения линии дна с вертикальной осью, проходящей через середину цистерны. На жидкость в любой точке действуют единичные массовые силы g и a геометрическая сумма их равна ускорению j , перпендикулярно которому расположатся поверхности одинаковых давлений под углом α к горизонтали. Уравнение поверхности одинаковых давлений будет иметь следующий вид:



$$z = z_0 - x \operatorname{tg} \alpha = z_0 - \frac{x a}{g}. \quad (2.27)$$

При разгоне цистерны уровень жидкости повышается у задней стенки и понижается у передней, а при торможении – наоборот. Гидростатическое давление в любой точке жидкости можно определить по основному уравнению гидростатики, вычислив предварительно с учетом формулы

Рис. 2.11. Схема относительного покоя жидкости в движущемся резервуаре

(2.27) заглубление h этой точки под свободную поверхность:

$$p = p_0 + pgh.$$

В качестве примера вычислим давления p_1 и p_2 на дне в начале и конце цистерны.

Так как

$$x_1 = L/2, x_2 = -L/2,$$

то

$$z_1 = H_0 - \frac{La}{2g}; z_2 = H_0 + \frac{La}{2g}; p_1 = p_0 + pgz_1; p_2 = p_0 + pgz_2.$$

2. Сосуд с жидкостью вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью (рис. 2.12).

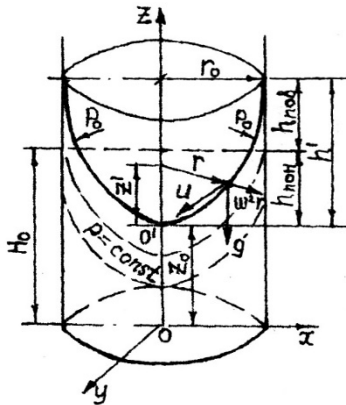


Рис. 2.12. Схема относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде

В данном случае жидкость через некоторое время после начала вращения будет находиться в состоянии покоя относительно сосуда под действием единичных сил тяжести g и единичных центробежных сил $\omega^2 r$, где r — значение радиуса материальной точки. Суммарные векторы этих сил определяют форму поверхности одинаковых давлений.

Так как величина r непрерывно изменяется по объему жидкости, то поверхность одинаковых давлений имеет криволинейную форму, уравнение которой можно получить исходя из следующих соображений. Пусть жидкая частица массой m расположена на свободной поверхности на радиусе r от оси вращения. Окружная скорость ее $u = \omega r$ кинетическая энергия закрутки ее вместе с сосудом $mu^2 / 2$, потенциальная энергия ее относительно уровня O' равна mgz' .

Приравняв энергии $mgz' = mu^2 / 2$, получим

$$z' = \frac{u^2}{2g} = \frac{\omega^2 r^2}{2g}.$$

Это уравнение параболоида вращения с началом координат O' . Если радиус r равен внутреннему радиусу r_0 цилиндра, то высота параболоида соответственно равна:

$$h = \frac{\omega^2 r_0^2}{2g}. \quad (2.28)$$

При переходе к началу координат O в центре дна сосуда получим уравнение свободной поверхности жидкости в следующем виде:

$$z = z_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g}. \quad (2.28')$$

Принимая значение z_0 , соответствующее различным расстояниям от дна, получим по уравнению (2.28') эквидистантные поверхности параболюидов одинаковых давлений p_1, p_2, p_3 и т. д.

Исходя из равенства объемов жидкости в сосуде до вращения и при вращении, можно доказать, что высота повышения $h_{\text{пов}}$ жидкости относительно начального уровня H_0 равна высоте понижения $h_{\text{пон}}$:

$$\pi r_0^2 H_0 = \pi r_0^2 (H_0 + h_{\text{пов}}) - 0,5 \pi r_0^2 h',$$

откуда $h_{\text{пов}} = 0,5h'$, следовательно $h_{\text{пов}} = h_{\text{пон}}$.

Давление в любой точке жидкости определяется по основному уравнению гидростатики с учетом заглубления точки под свободную поверхность.

3. Сосуд с жидкостью движется с постоянным ускорением a в вертикальном направлении. В этом случае направления единичных сил g и a совпадают, поэтому поверхность одинаковых давлений представляет собой горизонтальную плоскость, а давление в точке определяется по уравнению

$$p = p_0 + \rho(g \pm a)h, \quad (2.29)$$

при этом знак (+) – при движении тела вверх, а (–) – при движении вниз.

Примеры

Пример 2.1. В закрытом сосуде с водой (см. рис. 2.4, а) абсолютное давление на свободной поверхности $p_0 = 1,3 \cdot 10^5$ Па. Атмосферное давление $p_{\text{ат}} = 1,013 \cdot 10^5$ Па.

Определить высоту h_p , на которую поднимется вода в пьезометрической трубке, сообщающейся с сосудом на глубине $h = 1,4$ м под свободной поверхностью.

Решение. Рассмотрим условие равновесия жидкости в точке А. Со стороны жидкости в сосуде точка А испытывает давление $p = p_0 + \rho gh$, а со стороны жидкости в трубке – $p = p_{\text{ат}} + \rho gh_p$.

На основании второго свойства гидростатического давления величины этих давлений одинаковы, т. е.

$$p_0 + \rho gh = p_{\text{ат}} + \rho gh_p.$$

Тогда искомая величина h_p составит:

$$h_p = \frac{p_0 + \rho gh - p_{\text{ат}}}{\rho g} = \frac{1,3 \cdot 10^5 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,4 - 1,013 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} = 9,81 \text{ м.}$$

Пример 2.2. Определить равнодействующую силу давления на вертикальную стенку (см. рис. 2.7, б) шириной 4 м при высоте воды слева $h_1 = 5$ м и справа $h_2 = 2$ м.

Решение. Равнодействующая сила давления на стенку определится как разность сил давлений слева и справа.

Определим силы давления воды на стенку слева и справа:

$$F_1 = \rho g h_c S_1 = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{5}{2} \cdot 5 \cdot 4 = 409,5 \text{ кН};$$

$$F_2 = \rho g h_c S_2 = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{2} \cdot 2 \cdot 4 = 78,5 \text{ кН}.$$

Равнодействующая сила гидростатического давления направлена в сторону большей силы:

$$F = F_2 - F_1 = 409,5 - 78,5 = 412 \text{ кН}.$$

Пример 2.3. Определить силы давления воды на боковую стенку и дно вертикального цилиндрического резервуара вместимостью 100 м^3 при заполнении его на высоту $H = 5,1$ м.

Решение. Определим диаметр резервуара:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H, \text{ откуда получим } D = \sqrt{\frac{4V}{\pi H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100}{3,14 \cdot 5,1}} = 5,0 \text{ м}.$$

Сила давления на боковую стенку равна произведению давления в центре тяжести ее на площадь вертикальной проекции цилиндра:

$$F_1 = \rho g \frac{H}{2} HD = 0,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 5,1^2 \cdot 5 = 637,2 \text{ кН}.$$

Дно расположено горизонтально, поэтому давление во всех точках его одинаково и сила давления составит:

$$F_2 = \rho g H \frac{\pi D^2}{4} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 5,1 \cdot \frac{3,14 \cdot 5^2}{4} = 980,9 \text{ кН}.$$

Пример 2.4. Секторный затвор плотины с центральным углом $\beta = 90^\circ$ имеет ось вращения, расположенную в плоскости порога (см. рис. 2,8, а). Определить величину и направление равнодействующей силы давления воды на затвор, если его радиус $R = 2$ м, ширина $b = 4$ м.

Решение. Горизонтальную составляющую силы давления определим по формуле (2.15)

$$F_{\Gamma} = \rho g H^2 b = 0,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 2^2 \cdot 4 = 78,5 \text{ кН.}$$

Вертикальную составляющую силы давления находим по формуле (2.16) с учетом формулы (2.17)

$$F_{\text{в}} = \rho g \left(HR - \frac{\beta}{360} \pi R^2 \right) b = 1000 \cdot 9,81 \left(2 \cdot 2 - \frac{90}{360} 3,14 \cdot 2^2 \right) 4 = 33,7 \text{ кН.}$$

Равнодействующую силу давления найдем по формуле (2.19)

$$F = \sqrt{F_{\Gamma}^2 + F_{\text{в}}^2} = \sqrt{78,5^2 + 33,7^2} = 85,4 \text{ кН.}$$

Угол наклона равнодействующей к горизонту составит:

$$\alpha = \text{arctg} \frac{F_{\text{в}}}{F_{\Gamma}} = \text{arctg} \frac{33,7}{78,5} = 23,2^{\circ}.$$

Пример 2.5. Определить толщину стенки стального трубопровода внутренним диаметром $d = 500$ мм при избыточном давлении $p = 3$ МПа. Допускаемое напряжение материала на разрыв $[\sigma] = 160$ Мпа, запас на коррозию 2 мм.

Решение. Согласно формуле (2.23) расчетная толщина стенки составит:

$$\delta_p = \frac{pd}{2[\sigma]} = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{2 \cdot 160 \cdot 10^6} = 0,0047 \text{ м.}$$

С учетом запаса на коррозию получим

$$\delta = \delta_p + 0,002 = 0,0047 + 0,002 = 0,0067 \text{ м} \approx 7 \text{ мм.}$$

Пример 2.6. Прямоугольный понтон с размерами основания $b \times l = 20 \times 30$ м плавает в воде. Определить его осадку h' , если масса понтона с грузом на нем $m = 1,2 \cdot 10^6$ кг.

Решение. По условию плавучести выталкивающая (подъемная) сила с учетом формулы (2.24) равна массе понтона:

$$\rho g b l h' = mg,$$

откуда получим

$$h' = \frac{m}{\rho b l} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{1000 \cdot 20 \cdot 30} = 2 \text{ м.}$$

3. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

3.1. Основные понятия кинематики жидкости

Гидродинамика – это раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы движения и взаимодействия жидкостей с неподвижными и подвижными поверхностями. Основным объектом изучения в гидродинамике является поток жидкости, т. е. движение массы жидкости между ограничивающими поверхностями. Движение жидкости характеризуется скоростями движения частиц в отдельных точках потока жидкости, давлениями, возникающими на различных глубинах, а также общей формой потока.

Виды движения жидкости. Различают несколько видов движения жидкости: установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное, напорное и безнапорное.

Установившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость потока и гидродинамическое давление в любой точке не изменяются с течением времени, а зависят только от положения рассматриваемой точки в потоке жидкости, т. е. являются функциями ее координат. Примерами установившегося движения могут быть истечение жидкости из отверстия резервуара при постоянном напоре, поток воды в канале при неизменном его поперечном сечении и постоянной глубине.

Неустановившимся является такое движение жидкости, при котором скорость потока и давление в каждой данной точке изменяются во времени. Примером неустановившегося движения служит истечение жидкости из отверстия резервуара при переменном напоре.

Равномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и средняя скорость потока не меняются по его длине. Равномерным можно считать движение жидкости в трубе или в канале неизменного сечения.

Неравномерное движение – это такое установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и средние скорости потока изменяются по его длине. Неравномерным считают движение жидкости в конической трубе и естественном русле.

Напорным называют такое движение жидкости, при котором заполняется все поперечное сечение трубопровода под давлением выше атмосферного; движение жидкости осуществляется за счет сил заилиния, т. е. за счет напора, создаваемого затратами дополнительной энергии.

Безнапорным является такое движение жидкости, при котором у потока имеется свободная поверхность, находящаяся под атмосферным давлением.

Основные понятия струйчатого движения. При теоретическом решении ряда задач предполагают, что поток жидкости состоит из элементарных струек, не меняющих своей формы. Модель, согласно такому предположению, называют струйчатой моделью движения жидкости (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Модель струйчатого движения жидкости

В гидравлике существуют два метода изучения движения жидкости: метод Лагранжа и метод Эйлера. Метод Лагранжа основан на рассмотрении траекторий движения частиц жидкости и применим при установившемся течении, где эти траектории являются неизменными по времени. При неустановившемся течении траектории различных частиц, проходящих через данную точку пространства, могут иметь разную форму. Поэтому для изучения картины течения, возникающей в каждый данный момент времени, применяется метод Эйлера, основанный на рассмотрении векторного поля скоростей движения жидких частиц. Для этого вводится понятие «линия тока» (рис. 3.2).

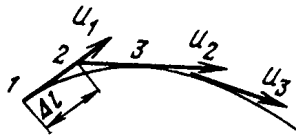


Рис. 3.2. Линия тока

Пусть в движущейся жидкости частица 1 имеет вектор скорости u_1 . На бесконечно малом расстоянии Δl от нее частица 2 имеет уже иную скорость u_2 , частица 3 – u_3 и т. д. Кривая, в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлен по касательной, называется **линией тока**. В отличие от траек-

тории, которая показывает путь движения одной частицы за определенный промежуток времени Δt , линия тока соединяет разные частицы и дает некоторую мгновенную характеристику движущейся жидкости. Очевидно, что в условиях установившегося движения линия тока совпадает с траекторией частицы и не изменяет своей формы с течением времени.

Если в движущейся жидкости выделить бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, соответствующие данному моменту времени, то получится как бы трубочатая по-

верхность, называемая *трубкой тока*. Масса жидкости, движущейся внутри трубки тока, образует *элементарную* струйку. При стремлении поперечного сечения струйки к нулю она в пределе стягивается в линию тока. Таким образом, можно считать, что элементарная струйка представляет собой совокупность линий тока, проходящих через бесконечно малый замкнутый контур.

В пределах сечения dS элементарной струйки принимают скорость движения частиц постоянной величиной $u = \text{const}$. Поэтому расход жидкости, объемный dQ ($\text{м}^3/\text{с}$) или массовый dQ_m ($\text{кг}/\text{с}$), протекающий через это сечение, можно определить по следующим формулам:

$$dQ = udS; \quad (3.1)$$

$$dQ_m = \rho udS, \quad (3.2)$$

при этом $dQ_m = \rho dQ$.

Поток жидкости есть совокупность элементарных струек, протекающих через поперечное сечение конечных размеров. Его характеризуют следующие параметры.

Живое сечение – это сечение, перпендикулярное к линиям тока. При параллельных линиях тока это сечение плоское. Живое сечение имеет три основные характеристики: площадь S ; смоченный периметр x , представляющий собой длину контура живого сечения, соприкасающуюся с твердыми стенками русла; гидравлический радиус R_r , представляющий собой отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R_r = S / x. \quad (3.3)$$

Расход потока – это количество жидкости, проходящее в единицу времени через живое сечение потока. Различают объемный Q ($\text{м}^3/\text{с}$) и массовый Q_m ($\text{кг}/\text{с}$) расходы. Соотношение между ними имеет вид

$$Q_m = \rho Q. \quad (3.4)$$

Распределение скоростей в сечении потока неравномерно. Оно характеризуется *эпюрой распределения скоростей* (рис. 3.3).

Для удобства расчетов введено понятие *средней скорости V в живом сечении*, под которой понимается условная, одинаковая для всех точек сечения скорость, соответствующая расходу Q при истинном, неравномерном распределении скоростей по живому сечению:

$$V = Q / S. \quad (3.5)$$

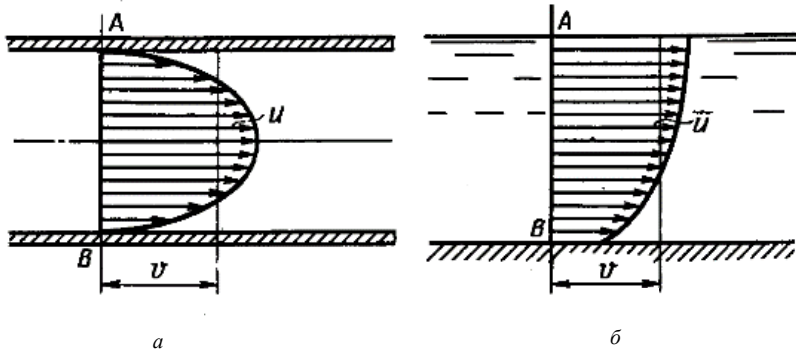


Рис. 3.3. Эпюры распределения скоростей:
a – в трубопроводе; *б* – в канале

Уравнения расхода (неразрывности потока). Рассмотрим установившееся движение жидкости в русле переменного сечения (рис. 3.4).

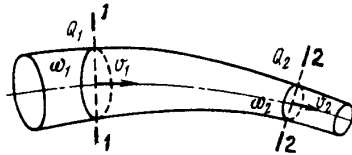


Рис. 3.4. Схема к пояснению уравнения постоянства расхода

Выберем два произвольных сечения 1-1 и 2-2, нормальных к оси потока, и рассмотрим участок потока, заключенный между этими сечениями. Так как жидкость несжимаема, а стенки русла жесткие, то на основе закона сохранения массы можно записать

$$Q_1 = Q_2 = Q = \text{const}, \quad (3.6)$$

т. е. в любом сечении потока при установившемся движении несжимаемой жидкости расход ее одинаков.

Так как $Q = VS$, то уравнение (3.6) можно записать следующим образом:

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = \dots = VS = \text{const}. \quad (3.7)$$

Это и есть уравнение неразрывности потока, показывающее, что произведение средней скорости на площадь живого сечения является постоянной величиной. Из уравнения (3.7) следует, что

$$V_1 / V_2 = S_1 / S_2, \quad (3.8)$$

т. е. средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих сечений.

Для сжимаемых жидкостей (в частности газов) уравнение расхода учитывает изменение плотности их:

$$Q_m = \rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2 = \dots = \rho V S = \text{const},$$

откуда получим

$$(\rho_1 V_1) / (\rho_2 V_2) = S_2 / S_1. \quad (3.9)$$

3.2. Режимы движения жидкости

В природе существуют два режима движения жидкости: *ламинарный (слоистый)* и *турбулентный (беспорядочный)*.

При ламинарном режиме частицы движутся в виде отдельных, не перемешивающихся между собой, плоских или криволинейных слоев или струй жидкости; при турбулентном режиме движение частиц беспорядочное, струйчатость потока нарушается, и траектории частиц приобретают сложную форму, пересекаясь между собой.

Впервые существование двух режимов движения жидкости было обнаружено Г. Хагеном (1839), затем обосновано Д. И. Менделеевым (1880), а в 1883 г. английский физик О. Рейнольдс создал специальную установку (рис. 3.5, а), на которой провел большое количество опытов и показал, что при определенных условиях возможен переход от одного режима движения к другому и обратно.

К баку 4, в котором поддерживается постоянный уровень воды, присоединена стеклянная труба 5 с краном 6 в конце для регулирования расхода потока. Из сосуда 2 по трубке 1 меньшего диаметра к входному участку трубы 5 подается раствор красителя плотностью, близкой к плотности жидкости в потоке. Расход красителя регулируется краном 3. При открытии крана 6 в трубе 5 установится некоторая скорость потока. При малой скорости потока в трубе 5 краситель образует прямолинейную несмешивающуюся с окружающей жидкостью струйку. Такое движение называется *ламинарным*.

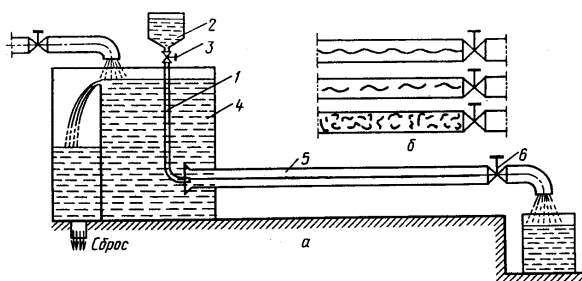


Рис. 3.5. Схема установки для исследования режимов движения жидкости

При дальнейшем открытии крана б характер протекания жидкости в трубе 5 может измениться. При некоторой скорости струйка красителя становится волнообразной, а затем с увеличением скорости потока в струйке намечаются разрывы и полное разрушение ее, т. е. происходит перемешивание окрашенной струйки с массой текущей жидкости в трубе 5 (рис. 3.5, б). Движение становится турбулентным.

При постепенном закрытии крана 3 явление протекает в обратном порядке. Однако переход от турбулентного движения к ламинарному происходит при скорости, меньшей, чем скорость, при которой наблюдался переход от ламинарного движения к турбулентному. Скорость, при которой меняется режим движения, называется критической. О. Рейнольдс выделил две критические скорости: одну при переходе турбулентного режима движения в устойчивый ламинарный, она называется нижней критической скоростью $V_{кр}$, другую при переходе ламинарного режима движения в устойчивый турбулентный, она называется верхней критической скоростью $V'_{кр}$. Он предложил оценивать режим движения безразмерным комплексом параметров, который впоследствии был назван **критерием**, или **числом Рейнольдса**:

$$Re = (Vd) / \nu . \quad (3.10)$$

Числа Рейнольдса, соответствующие критическим скоростям, называются **нижним критическим** $Re_{кр}$ и **верхним критическим** $Re'_{кр}$. Процесс перехода ламинарного режима в турбулентный объясняется следующими обстоятельствами. Наличие сдвигового течения слоев жидкости создает наряду с поступательным вращательное движение жидких частиц, однако силы внутреннего трения препятствуют этому вращению. Пока последние превалируют, течение является струйным.

С ростом скорости в потоке возрастают силы инерции. Если они станут преобладающими над силами сцепления и вязкости, ламинарное течение потеряет устойчивость и в потоке начнутся хаотичные пульсации жидкости, обусловленные переходом частиц из одного слоя в другой, обменом энергии между частицами разных слоев. Область сопротивления в пределах $Re_{кр} < Re < Re'_{кр}$ называется неустойчивой, или **областью перемежаемости режимов**.

В учебной и справочной литературе нижнее критическое число Рейнольдса необоснованно принято постоянным. При этом чаще всего называется число 2320 [1–3 и др.], реже 2000 [4] и даже меньше [5]. В то же время в ряде исследований [4, 6–8] показано, что как нижнее, так и верхнее критические числа Рейнольдса не являются во всех случаях постоянными величинами. Они зависят от диаметра, шероховатости внутренней поверхности трубы, некоторых других факторов и варьируют в пределах: $Re_{кр} = 900–3980$, $Re'_{кр} = 2600–4000$. Как видно из этих данных, область перемежаемости является сравнительно узкой. Вследствие того, что в пределах ее постоянно возникают, некоторое время существуют и затем исчезают очаги турбулентности, она, в сущности, не поддается строгому математическому описанию. Поэтому ее и не рассматривают отдельно, а относят к турбулентному режиму.

По исследованиям Е. М. Белявской и М. А. Жарского, $Re_{кр}$ зависит главным образом от диаметра трубы и для воды может быть вычислено по формуле

$$Re_{кр} = 5570d^{0,34}. \quad (3.11)$$

При изменении d в пределах 5–500 мм $V_{кр}$ уменьшается от 18,4 до 0,9 см/с, а $Re_{кр}$ возрастает от 920 до 4400.

Для труб и каналов некруглых сечений в формулы (3.10), (3.11) и в другие последующие расчеты вместо d подставляется так называемый эквивалентный диаметр живого сечения $d_{э\text{кв}}$, равный четырем гидравлическим радиусам, т. е. $d_{э\text{кв}} = 4R_{г}$.

3.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки жидкости

Сначала рассмотрим установившееся течение идеальной жидкости, находящейся под действием лишь одной массовой силы – силы тяжести, и выведем для этого случая основные уравнения, связывающие между собой давление в жидкости и скорость ее движения.

Возьмем в любом месте элементарной струйки бесконечно малый (элементарный) объем жидкости (V'), построенный на живом сечении ее dS , и применим к нему известные положения механики. Относительно произвольно выбранной плоскости отсчета (сравнения) он обладает потенциальной энергией тела, поднятого на высоту z :

$$E_{\text{п}} = mgz = \rho V'gz.$$

Кроме того, этот объем находится под давлением p , поэтому в нем содержится потенциальная энергия давления:

$$E_{\text{д}} = pV'.$$

Так как элементарный объем V' движется со скоростью u , то его кинетическая энергия будет равна:

$$E_{\text{к}} = 0,5mu^2 = 0,5\rho V'u^2.$$

На основании изложенного полная механическая энергия элементарного объема V' составит:

$$E = \rho V'gz + pV' + 0,5\rho V'u^2. \quad (3.12)$$

Пользоваться в гидравлике выражением (3.12), связанным с конкретным значением объема или массы, весьма неудобно, поэтому на основании его исчисляют удельную энергию, т.е. энергию, приходящуюся на единицу количества жидкости – массы или объема. В первом случае необходимо разделить все члены уравнения (3.12) на массу элементарного объема – $\rho V'g$:

$$\frac{E}{\rho V'g} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}. \quad (3.13)$$

Полученное уравнение выражает полный напор $H_{\text{п}}$, в точке потока; все составляющие его измеряются в метрах столба рассматриваемой жидкости и имеют следующий физический смысл:

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

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

$u^2 / (2g)$ – удельная кинетическая энергия (скоростной напор).

Во втором случае необходимо разделить все члены уравнения (3.12) на элементарный объем V' :

$$\frac{E}{V'} = \rho g z + p + \frac{\rho u^2}{2}. \quad (3.14)$$

Уравнение (3.14) выражает полное давление p_n в точке потока, все составляющие его измеряются в паскалях; $\rho g z$ называют весовым, p – поверхностным, $\rho u^2 / 2$ – динамическим давлением.

Для двух сечений элементарной струйки, используя закон сохранения энергии, на основе уравнений (3.13) и (3.14) можно записать

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.15)$$

или

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2}. \quad (3.16)$$

Зависимости (3.15), (3.16) являются **уравнениями Д. Бернулли для элементарной струйки идеальной (невязкой) жидкости**.

Наиболее широкое применение в гидравлике имеет уравнение Бернулли в записи (3.15). Как известно из гидростатики, выражение $z + p / (\rho g) = H_{ст}$ представляет собой **гидростатический напор**. Следовательно, полный напор состоит из гидростатического и скоростного напоров и является постоянной величиной.

$$H_n = H_{ст} + \frac{u^2}{2g} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const}. \quad (3.17)$$

При равенстве отметок z в разных сечениях из уравнения Бернулли вытекает важное свойство: с увеличением скорости давление уменьшается, а с уменьшением – увеличивается.

В реальной (вязкой) жидкости равенство (3.17) нарушается, так как часть энергии из-за действия сил трения в элементарной струйке на пути от первого сечения ко второму теряется. В связи с этим уравнения Бернулли принимают следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (3.18)$$

или

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2} + p_{1-2}, \quad (3.19)$$

где h_{1-2} , p_{1-2} – соответственно потери напора, давления между сечениями 1-1 и 2-2.

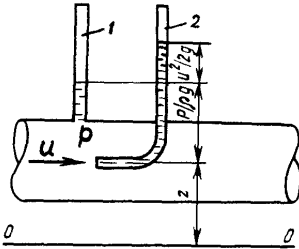


Рис. 3.6. Схема прибора с трубкой Пито

кроме пьезометрического, скоростной напор h_c , по величине которого можно вычислить скорость и в точке потока:

$$u = \sqrt{2gh_c}. \quad (3.20)$$

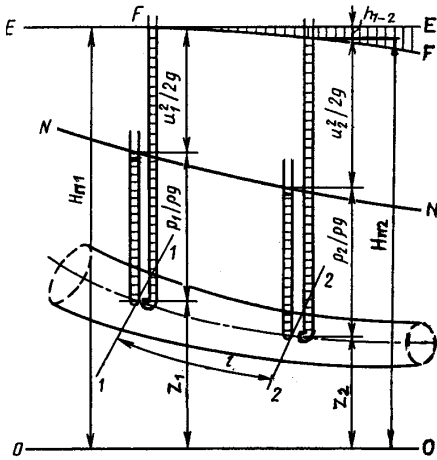


Рис. 3.7. Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли для элементарной струйки жидкости

Представим в элементарной струйке два сечения 1-1 и 2-2, к которым подключены вышеуказанные приборы (рис. 3.7).

Если бы жидкость была идеальной, то уровни в трубках Пито расположились бы на горизонтальной линии $E-E$. В реальной жидкости полный напор $H_{п}$ устанавливается по линии $F-F$, которая является наклонной, нисходящей. Измерив положение уровней в трубках Пито, можно вычислить потери напора между сечениями 1-1 и 2-2:

$$h_{1-2} = H_{п1} - H_{п2}. \quad (3.21)$$

Уровни в пьезометрах располагаются на линии пьезометрического напора $N-N$. Разность показаний трубки Пито и пьезометра представляет собой скоростной напор в сечении. При уменьшении площади сечения скоростной напор возрастает, а пьезометрический, соответственно, падает.

3.4. Уравнение Бернулли для потока жидкости

Учитывая, что поток жидкости представляет собой совокупность множества элементарных струек, и принимая движение жидкости установившимся и плавно изменяющимся, можно на основе уравнений (3.18) и (3.19) получить уравнения Бернулли для потока конечных размеров. При этом необходимо иметь в виду следующее. Опытами установлено, что гидростатический напор в любой точке сечения потока практически остается постоянной величиной: $z + p / (\rho g) = \text{const}$. Скоростной напор в сечении потока удобнее всего исчислять по величине средней скорости V , однако вследствие неравномерности распределения точечных местных скоростей и по сечению при этом допускается ошибка. Для ликвидации ее вводится поправочный коэффициент α , который называется **коэффициентом кинетической энергии, или коэффициентом Кориолиса**. С учетом этого уравнения Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости принимают вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (3.22)$$

или

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\alpha_1 \rho u_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\alpha_2 \rho u_2^2}{2} + p_{1-2}. \quad (3.23)$$

Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли (3.22) для потока в записи представлена на рис. 3.8. Обозначения линий удельных энергий те же, что и для элементарной струйки.

Коэффициент α определяется опытным путем, а в расчетах с достаточной точностью может приниматься при ламинарном режиме $\alpha = 2,0$; при турбулентном режиме α зависит от числа Рейнольдса – при возрастании Re от 4000 до $3 \cdot 10^6$ α уменьшается от 1,13 до 1,03 и далее в пределе стремится к 1,0.

Так как общий запас полной удельной энергии вдоль потока непрерывно уменьшается, линия ее $F-F$ всегда нисходящая. Отношение по-

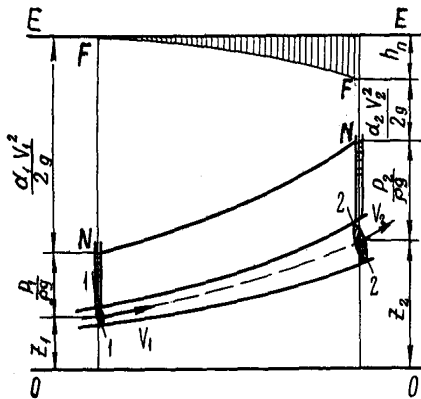


Рис. 3.8. Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли для потока жидкости

терь напора на участке между сечениями 1-1 и 2-2 к расстоянию между ними называется гидравлическим уклоном, величина которого определяется по формуле

$$I = \frac{h_{1-2}}{l}. \quad (3.24)$$

Пьезометрическая линия $N-N$ может быть и нисходящей, и восходящей, поэтому пьезометрический уклон (I_n) может быть и положительным, и отрицательным.

3.5. Потери энергии в потоке жидкости

Потери удельной энергии (напора) жидкости или, как их часто называют, гидравлические потери при ее движении в канале обусловлены внутренним трением в жидкости и зависят от формы, размеров и шероховатости канала, а также от скорости течения и вязкости жидкости. Последняя, хоть и является первопричиной всех гидравлических потерь, далеко не всегда оказывает существенное влияние на них.

Гидравлические потери h_n (см. уравнение (3.22)) разделяют на местные потери напора h_m и потери напора по длине потока h_T .

Местные потери напора обусловлены так называемыми местными сопротивлениями, т. е. техническими устройствами, устанавливаемыми в трубопроводах или каналах и вызывающими деформирование потока (рис. 3.9). При движении жидкости через местные сопротивления изменяется ее скорость и обычно возникают вихри.

Потери напора на любом местном сопротивлении определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \xi \frac{V_2^2}{2g}. \quad (3.25)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления;

V_2^2 – средняя скорость в выходном сечении местного сопротивления.

Коэффициент ξ – безразмерная и во многих случаях постоянная величина для данного местного сопротивления. Значения его и влияющие факторы для различных местных сопротивлений представлены в табл. 3.1.

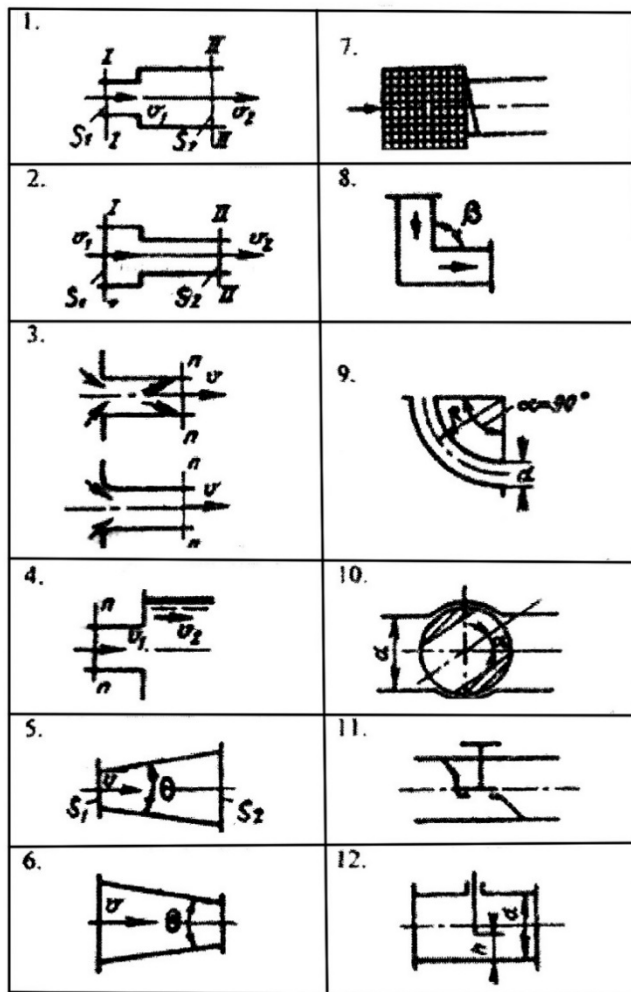


Рис. 3.9. Виды местных сопротивлений

Таблица 3.1. Значения коэффициентов местных сопротивлений

Позиция на рис. 3.9	Наименование местного сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления					
1	Внезапное расширение потока	$\xi = (S_2 / S_1 - 1)^2$					
2	Внезапное сужение	$\xi = 0,5(1 - S_2 / S_1)^2$					
3	Вход в трубу с острой кромкой	0,5					
	Вход в трубу с закругленной кромкой	0,20–0,25					
4	Выход из трубы в резервуар больших размеров	1,0					
5	Расширяющийся конус (диффузор):						$\xi = k(S_2 / S_1 - 1)^2$
	θ°	5	10	15	20	30	
	k	0,15	0,25	0,35	0,45	0,65	
6	Сужающийся конус (конфузор):						0,16–0,24 0,26–0,35
	$\theta = 7-30^\circ$ $\theta = 35-80^\circ$						
7	Обратный клапан с сеткой на всасывающей трубе диаметром, мм:						12–7 7–5,2 5,2–3,7 3,7–2,5
	40–100						
	100–200						
	200–300						
8	Резкий поворот трубы на угол β° :						0,20–0,55 0,55–1,10
	30–60						
	60–90						
9	Плавный поворот трубы на угол 90° при отношении R/d :						0,15–0,11 0,11–0,09 0,09–0,07
	2–4						
	4–6						
	6–10						
10	Кран конусный на круглой трубе при угле поворота α° :						0,29–1,56 1,56–5,47 5,47–17,3
	10–20						
	20–30 30–40						
11	Вентиль с прямым затвором при полном открытии						3,00–5,50
12	Задвижка на круглой трубе в зависимости от отношения h/d :						0,05 0,26 2,06
	1,00						
	0,75						
	0,50						

Потери напора по длине потока представляют собой потери на преодоление трения жидкости о стенки канала, а также трения между слоями жидкости, движущимися относительно друг друга. Поэтому

внутреннее трение существенно зависит от размеров и состояния поверхности трубы или канала, распределения скоростей в потоке, а следовательно, и от режима течения жидкости.

В XVIII–XIX вв. для определения силы трения при движении твердого тела в жидкости T или наоборот жидкости около твердого тела применялась следующая формула, которая считалась универсальной:

$$T = \psi \rho \frac{V^2}{2} S, \quad (3.26)$$

где ψ – коэффициент сопротивления;

S – площадь, определяющая величину сопротивления: при движении тела в жидкости в расчет принималась площадь поперечного («миделева») сечения; при движении жидкости в трубе или канале – площадь боковой внутренней поверхности.

Если боковую поверхность покрыть равномерно кубиками, расположенными друг от друга на расстоянии длины ребра кубика, то площадь S контакта жидкости с такой поверхностью возрастет в 3 раза, а если всю поверхность покрыть полушариями, то S возрастет в 1,79 раза, что, согласно формуле (3.26), приведет к значительному увеличению силы трения. Отсюда следует, что состояние внутренней поверхности трубопровода или канала, в частности так называемая шероховатость ее, играет существенную роль в сопротивлении движению жидкости.

При вычислении потерь напора по длине в прямой трубе более удобной, чем формула (3.26), оказалась формула Дарси-Вейсбаха (1857):

$$h_T = \lambda \frac{1}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (3.27)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси).

Точность определения h_T зависит в основном от правильности вычисления коэффициента λ . Многочисленными исследованиями установлено, что он является функцией двух безразмерных параметров: числа Рейнольдса и относительной шероховатости внутренней поверхности трубы $\varepsilon = \Delta_3 / d$, где Δ_3 – эквивалентная высота выступов шероховатости.

Поверхности стенок труб, каналов, лотков, рек имеют ту или иную естественную шероховатость (рис. 3.10). В трубах она может быть обусловлена технологией изготовления, назначением (например, гофрированные трубы), коррозией при длительной эксплуатации. В водото-

ках, проходящих в песчаных несвязанных грунтах, на дне (иногда и на откосах) образуются различные формы рельефа (рифели, гряды и т. д.). Обильная растительность в реках, каналах также создает значительное сопротивление движению воды.

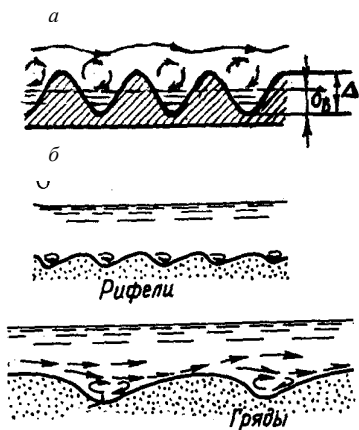


Рис. 3.10. Абсолютная шероховатость: а – трубы; б – естественного водотока

Высоту выступов шероховатости Δ (мм) называют абсолютной шероховатостью. Под эквивалентной шероховатостью Δ_e понимают такую условно равномерную шероховатость, при которой потери напора в трубе или канале (рис. 3.10) такие же, как и при естественной шероховатости. Величина Δ_e определяется в результате опытов. Параметры шероховатости поверхности стальных и чугунных труб изменяются во время эксплуатации вследствие коррозии металла, а асбестоцементных труб – вследствие механического разрушения. Значения эквивалентной шероховатости поверхности труб и каналов из различных материалов приведены в табл. 3.2.

Влияние числа Рейнольдса и относительной шероховатости на величину коэффициента λ в различных условиях движения жидкости сказывается по-разному. В процессе глубоких теоретических исследований, систематизации огромного экспериментального материала были выявлены характерные области сопротивления, для которых найдены зависимости λ от основных влияющих факторов.

Ламинарный режим. Как режим слоистого, вязкого течения жидкости он достаточно хорошо поддается математическому описанию. Рассмотрим основные результаты теории ламинарного потока.

Распределение касательных напряжений τ в сечении потока ньютоновской жидкости подчиняется линейному закону (рис. 3.11). При этом в центре трубы касательное напряжение равно нулю, а максимальное значение его действует у стенки трубы:

$$\tau_0 = 0,5pgr_0I, \quad (3.28)$$

где r_0 – радиус внутренней поверхности трубы;
 I – гидравлический уклон.

Таблица 3.2. Значения эквивалентной шероховатости поверхности труб и каналов

Разновидность труб и каналов	Эквивалентная шероховатость $\Delta_э$, мм
Медные, латунные, свинцовые, стеклянные трубы	0,0015–0,01
Рукава и шланги резиновые	0,01–0,03
Алюминиевые трубы	0,015–0,06
Пластмассовые трубы	0,06–0,075
Стальные бесшовные трубы:	
новые	0,02–0,07
после длительной эксплуатации	0,20–0,50
Стальные сварные трубы:	
новые	0,04–0,07
после длительной эксплуатации	0,30–0,70
Оцинкованные стальные трубы:	
новые	0,10–0,20
после длительной эксплуатации	0,40–0,70
Чугунные трубы:	
новые	0,20–0,50
после длительной эксплуатации	0,50–1,50
сильно корродированные	До 3,0
покрытые изнутри битумом	0,10–0,35
Бетонные трубы и каналы:	
со средней шероховатостью	1,50
с грубой шероховатостью	3,00
Железобетонные трубы и каналы	0,50
Асбестоцементные трубы и каналы:	
новые	0,05–0,10
после длительной эксплуатации	0,60
Каналы из кирпичной кладки:	
на цементном растворе	0,80–6,00
покрытые глазурью	0,45–3,00

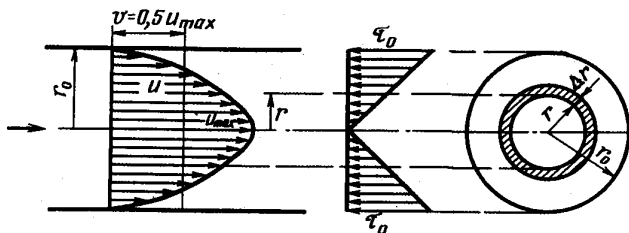


Рис. 3.11. Распределение касательных напряжений τ и местных скоростей в сечении ламинарного потока

Так как гидравлический радиус сечения потока в данном случае $R_r = 0,5r_0$, подставив его в формулу (3.28), получим известное в гидравлике *основное уравнение равномерного движения*, которое пригодно для канала любого профиля:

$$\tau_0 = \rho g R_r I.$$

Эпюра скоростей в любом сечении трубы представляет собой параболю вращения (рис. 3.11). Местная скорость u элементарного слоя Δr , расположенного на удалении r от центра потока, определяется по формуле

$$u = u_{\max} (1 - r^2 / r_0^2). \quad (3.29)$$

Максимальное значение скорости имеет на оси трубы, т. е. при $r = 0$, а при $r = r_0$, т. е. у стенки, $u = 0$.

Средняя скорость в сечении трубы $V = 0,5u_{\max}$, при этом элементарный слой ее расположен на радиусе $r_V = 0,71r_0$ или на удалении $y_V = 0,71r_0$ от стенки трубы. Это обстоятельство используют в некоторых приборах для измерения расхода жидкости.

Гидравлический коэффициент трения определяется по формуле Д. Стокса (1845)

$$\lambda = 64 / Re. \quad (3.30)$$

Теоретически получается, что при ламинарном режиме шероховатость поверхности не влияет на коэффициент λ и, следовательно, на гидравлическое сопротивление трубы. Однако некоторые исследования показали, что кривая (формула (3.30)) удовлетворительно сходится с опытными данными только при числах Рейнольдса, меньших 800. При $Re > 800$ она дает заниженные результаты. Кроме этого при значительной и различной относительной шероховатости труб ($\varepsilon > 0,004$) опытные кривые $\lambda = f(Re)$ при ламинарном режиме не сходятся в одну линию, как это предполагается теоретически.

По исследованиям М. А. Жарского, при $Re < 4000$ достаточно точно соответствует опытным данным следующая функция:

$$\lambda = 56 / Re + 0,68\varepsilon + 0,025. \quad (3.31)$$

Она охватывает не только ламинарный, но и неустойчивый режим движения жидкости.

Зная коэффициент λ , касательное напряжение у стенки трубы можно вычислить по сравнительно простой формуле

$$\tau_0 = (\lambda \rho V^2) / 8. \quad (3.32)$$

Следовательно, сила сопротивления движению жидкости будет равна:

$$T = \tau_0 S = (\lambda \rho V^2 S) / 8. \quad (3.33)$$

Сравнив формулы (3.26) и (3.33), получим, что коэффициент сопротивления $\psi = \lambda / 4$. Коэффициент кинетической энергии при ламинарном режиме $a = 2,0$.

Турбулентный режим. При турбулентном движении частицы жидкости беспорядочно перемешиваются между собой, а скорости в любой точке потока непрерывно изменяются по величине и направлению

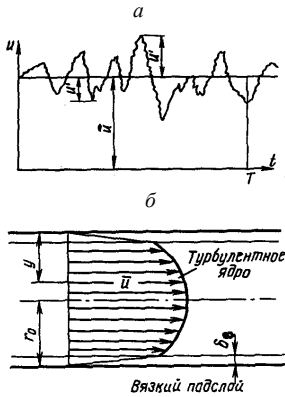


Рис. 3.12. Модель турбулентного потока жидкости в круглой трубе: *a* – пульсация скоростей; *б* – распределение осредненных скоростей

около некоторого осредненного значения \bar{u} (рис. 3.12, *a*). Это явление называется пульсацией скорости, которое приводит к соответствующей пульсации давления. Пульсация скоростей оказывает влияние на значение касательных напряжений в турбулентном потоке. На основании опытных данных по осредненным скоростям можно построить эпюру скоростей в сечении турбулентного потока. При теоретическом исследовании турбулентный поток представляется в виде приближенной двухслойной модели (рис. 3.12, *б*).

Непосредственно у стенки находится тонкий слой толщиной δ_v , в котором наибольшее влияние имеют вязкостные касательные напряжения. В пределах его жидкость подчиняется ламинарному закону течения. Поэтому данный слой называется вязким, или ламинарным, подслоем. Остальная часть поперечного сечения трубы занята турбулентным ядром потока, где происходят интенсивные пульсации скорости и перемешивания частиц. Здесь касательные напряжения от турбулентного перемешивания во много раз

больше напряжений вязкостного трения. Указанное разделение потока на две области условно и схематизировано. В действительности по мере удаления от стенок трубы влияние вязкости убывает постепенно и между вязким подслоем и турбулентным ядром существует переходная область, в которой вязкостные напряжения и напряжения от турбулентного перемешивания частиц соизмеримы.

В ядре под влиянием интенсивного перемешивания частиц скорости выравниваются, поэтому в турбулентном потоке средняя скорость движения жидкости составляет 75–90 % максимальной величины.

Для определения гидравлического коэффициента трения промышленных труб при турбулентном режиме ($Re > 4000$) имеются графики (рис. 3.13), построенные на основе обобщения результатов исследований К. Кольбрука, Г. А. Мурина, Ф. А. Шевелева и других ученых [1].

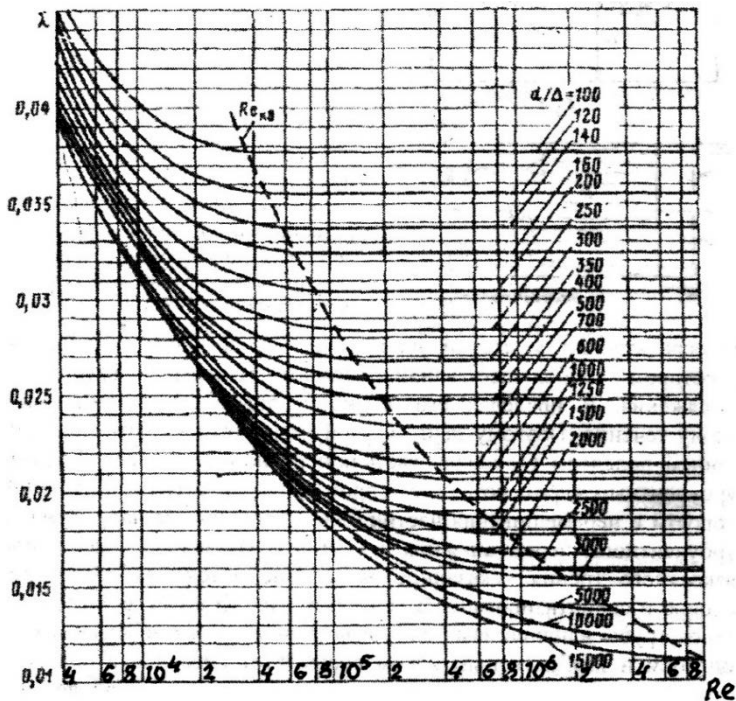


Рис. 3.13. Графики для определения коэффициента λ при турбулентном режиме в круглых трубах

Графики представлены в виде зависимостей коэффициента λ от числа Рейнольдса и так называемой *относительной гладкости* внутренней поверхности трубы $d / \Delta_3 = 1 / \varepsilon$. Как видно из графиков, коэффициент λ при одних и тех же значениях Re тем больше, чем меньше относительная гладкость трубы (или чем больше относительная шероховатость ε).

При одном и том же значении d / Δ_3 коэффициент λ вначале интенсивно уменьшается и при достижении некоторой величины становится постоянным независимо от дальнейшего увеличения Re . Область гидравлического сопротивления правее штриховой линии, в которой λ , зависит только от d / Δ_3 и не зависит от Re , называется квадратичной. Такое название она получила потому, что в ней потери напора по длине пропорциональны V^2 ; в предыдущей области, которая называется переходной, показатель степени при $V < 2,0$.

Для определения гидравлического коэффициента трения предложен ряд формул, из которых наиболее всеобъемлющей, практичной и достаточно точной является формула А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11(68 / Re + \varepsilon)^{0,25}. \quad (3.34)$$

В квадратичной области сопротивления ($Re > Re_{\text{кв}} = 560 / \varepsilon$) влияние первого члена формулы очень мало, и им можно пренебречь. Однако эта формула в квадратичной области при $\varepsilon > 0,007$ дает заниженные результаты в расчете коэффициента λ . Достаточно точной в этой области является формула Л. Прандтля:

$$\lambda = \frac{0,25}{\lg^2(0,27\varepsilon)}. \quad (3.35)$$

Распределение скоростей жидкости в сечении турбулентного потока выражается приближенным уравнением

$$u = u_{\text{max}}(y / r_0)^m, \quad (3.36)$$

где m – показатель степени (по данным А. Д. Альтшуля равен $0,9\sqrt{\lambda}$).

Приняв в среднем $\lambda = 0,025$, получим $m = 1/7$, т. е. $u = u_{\text{max}}(y / r_0)^{1/7}$, – это так называемый закон «одной седьмой» Т. Кармана [2]. Расстояние от стенки трубы, на котором местная скорость равна средней скорости потока, $y_V = 0,23r_0$.

Коэффициент кинетической энергии в турбулентном потоке при возрастании числа Рейнольдса от 4000 до $3 \cdot 10^6$ изменяется по ниспа-

дающей кривой от 1,13 до 1,03 и при дальнейшем увеличении Re стремится к 1,0. Его можно вычислить по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\alpha = 1 + 2,65\lambda. \quad (3.37)$$

Примеры

Пример 3.1. Определить режимы движения воды при температуре 20 °С и индустриального масла И-30А при температуре 50 °С в трубе диаметром 50 мм при одном и том же расходе жидкости $Q = 2,0$ л/с.

Решение. Определим среднюю скорость движения жидкости в трубе:

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,02 \text{ м/с.}$$

Определим числа Рейнольдса в первом и втором случаях:

$$Re_1 = \frac{Vd}{\nu_1} = \frac{1,02 \cdot 0,005}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 5100;$$

$$Re_2 = \frac{Vd}{\nu_2} = \frac{1,02 \cdot 0,005}{0,3 \cdot 10^{-4}} = 1700.$$

Критическое число Рейнольдса определим по формуле (3.11)

$$Re_{кр} = 5570d^2 = 5570 \cdot 0,05^{0,34} = 2011.$$

В первом случае $Re > Re_{кр}$, следовательно, режим движения турбулентный, во втором $Re < Re_{кр}$ – режим ламинарный.

Пример 3.2. Определить расход воды в трубе диаметром $D = 200$ мм, если диаметр цилиндрической вставки водомера Вентури (рис. 3.14) $d = 100$ мм, разность показаний пьезометров, подключенных к большому и малому сечениям, $h = 0,5$ м.

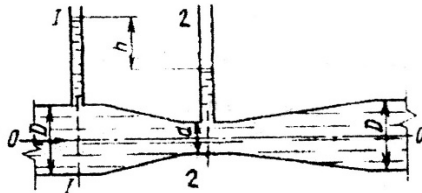


Рис. 3.14. Схема водомера Вентури

Решение. Вначале получим общую формулу водомера для определения расхода жидкости. Составим уравнение Бернулли (3.22) для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения, расположенной по оси 0-0 водомера ($z_1 = z_2 = 0$):

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \Sigma h_{\text{п}}.$$

Как видно из рис. 3.14, изменение удельной потенциальной энергии равно разности показаний пьезометров h .

Тогда

$$h = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + \Sigma h_{\text{п}}. \quad (3.38)$$

Далее продолжим вывод для идеальной жидкости $\Sigma h_{\text{п}} = 0$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$, а в полученное конечное уравнение введем поправочный коэффициент. Так как согласно уравнению неразрывности потока $V_1 = (V_2 S_2) / S_1$, из уравнения (3.38) получим теоретические значения скорости и расхода в трубопроводе:

$$V_2 = \sqrt{2g(1 - S_2^2 / S_1^2)}\sqrt{h};$$

$$Q_{\text{т}} = V_2 S_2 = S_2 \sqrt{2g(1 - S_2^2 / S_1^2)}\sqrt{h}. \quad (3.39)$$

При прохождении реальной (вязкой) жидкости через водомер часть энергии ее теряется. Поэтому применительно к ней уравнение (3.39) будет давать завышенный результат. Необходимо ввести поправочный коэффициент $\mu = Q / Q_{\text{т}}$, который называется коэффициентом расхода. С учетом его, а также $S_2 / S_1 = d^2 / D^2$ получим общую формулу для определения действительного расхода жидкости в трубе:

$$Q = \mu A \sqrt{h}, \quad (3.40)$$

где

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g[1 - (d/D)^4]} \quad (3.41)$$

есть постоянная водомера.

В данном случае получим

$$A = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot [1 - (0,1 / 0,2)^4]} = 0,0359.$$

Приняв для данного водомера $\mu = 0,98$, получим

$$Q = 0,98 \cdot 0,0359 \sqrt{0,5} = 0,025 \text{ м}^3/\text{с}.$$

На практике коэффициент μ для каждого водомера определяют опытным путем при различных расходах, что позволяет получить тарировочную кривую $Q = f(h)$, которой очень удобно пользоваться в массовых измерениях расхода.

Пример 3.3. Из резервуара A вода при температуре 10°C подается по новому стальному оцинкованному трубопроводу диаметром $d = 100$ мм и длиной $l = 50$ м в резервуар B . На трубопроводе имеются два плавных поворота на угол 90° при относительном радиусе $R / d = 5,0$, задвижка открыта на 50% , вход выполнен с острыми кромками, выход в резервуар B – под уровень воды. Расход в трубе равен 10 л/с. Определить общие потери напора в трубопроводе.

Решение. Вычислим среднюю скорость движения воды в трубопроводе:

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,27 \text{ м/с}.$$

Для определения области сопротивления вычислим критерий Рейнольдса, имея в виду, что при температуре 10°C кинематическая вязкость воды $\nu = 0,0131 \text{ см}^2/\text{с}$.

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,27 \cdot 0,1}{0,0131 \cdot 10^{-4}} = 96947.$$

Согласно табл. 3.2, абсолютную шероховатость оцинкованной новой трубы можно принять $\Delta_s = 0,15$ мм, и тогда относительная шероховатость будет равна:

$$\varepsilon = \Delta_s / d = 0,15 / 100 = 0,0015.$$

В начале квадратичной области число Рейнольдса будет равно:

$$Re_{\text{кв}} = 560 / \varepsilon = 560 / 0,0015 = 373333.$$

Так как $Re < Re_{кр}$, область сопротивления переходная и гидравлический коэффициент трения λ вычислим по формуле Альтшуля (3.34):

$$\lambda = 0,11(68 / Re + \varepsilon)^{0,25} = 0,11(68 / 96947 + 0,0015)^{0,25} = 0,024.$$

Потери напора по длине трубопровода вычислим по формуле Дарси-Вейсбаха (3.27):

$$h_T = \lambda \frac{1}{d} \frac{V^2}{2g} = 0,024 \frac{50}{0,1} \cdot \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 0,98 \text{ м.}$$

Так как скорость V в любом сечении трубопровода одинакова, используя данные табл. 3.1 и формулу Вейсбаха (3.25), вычислим местные потери напора:

$$\begin{aligned} \Sigma h_M &= (\xi_{вх} + 2\xi_{пов} + \xi_3 + \xi_{вых}) \frac{V^2}{2g} = (0,5 + 2 \cdot 0,1 + 2,06 + 1,0) \times \\ &\times \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 0,31 \text{ м.} \end{aligned}$$

В скобках этой формулы приведены коэффициенты следующих местных сопротивлений: входа в трубу, плавных поворотов, задвижки, выхода жидкости из трубы. Общие потери напора составят:

$$h_{п} = h_T + \Sigma h_M = 0,98 + 0,31 = 1,29 \text{ м.}$$

4. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

4.1. Истечение жидкости через отверстия

Истечение жидкости через различные отверстия встречается во многих технологических процессах и сооружениях. Оно характеризуется тем, что потенциальная энергия жидкости, находящейся в резервуаре, превращается при наличии некоторых потерь в кинетическую энергию вытекающей струи.

Основная задача, которую приходится решать при рассмотрении процесса истечения через отверстия, состоит в определении скорости и расхода жидкости.

Различают следующие виды истечения жидкости через отверстия:

а) при постоянном (рис. 4.1, а) или переменном (рис. 4.1, б) напоре H ;

б) в атмосферу (рис. 4.1, а, б) или под уровень (рис. 4.1, в) через малое или большое отверстие.

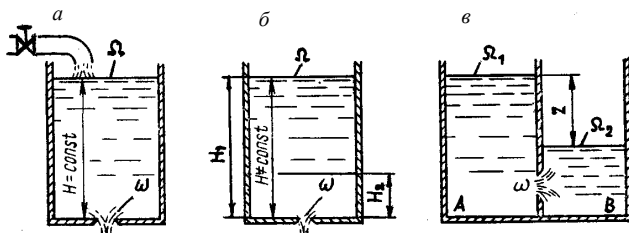


Рис. 4.1. Виды истечения жидкости через отверстия:
а – при постоянном напоре; б – при переменном напоре; в – под уровень

Отверстие в стенке сосуда считается малым при соблюдении двух условий: $d_0 \leq 0,1H$ и $S_0 / S \leq 0,25$, где S – площадь сечения сосуда.

Отверстие в горизонтальном дне сосуда можно считать малым при соблюдении только первого из этих условий.

На рис. 4.2, а показана схема истечения жидкости через малое незатопленное отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре.

Жидкость со всех сторон устремляется к отверстию. Ближайшие к ним струйки жидкости при входе в отверстие значительно искривляются. Искривление этих струек продолжается по инерции и на некотором расстоянии после выхода из отверстия, в результате чего сечение потока на этом участке постепенно уменьшается до тех пор, пока отдельные струйки не станут почти параллельными друг другу.

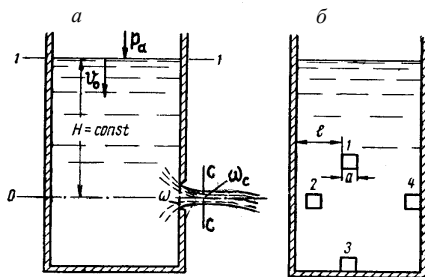


Рис. 4.2. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке:
а – общий вид истечения; б – виды сжатия струи: 1 – полное;
2 – несовершенное; 3, 4 – неполное

Ближайшее к стенке сечение потока, в котором движение принимает почти параллельно-струйный (медленно изменяющийся) характер, называется *сжатым сечением струи*. Опыты показывают, что это сечение расположено на расстоянии $0,5d_0$ от стенки.

Отношение площади сжатого сечения струи к площади отверстия называется *коэффициентом сжатия струи*:

$$\varepsilon_c = S_c / S_0. \quad (4.1)$$

Величина этого коэффициента определяется характером сжатия струи, который, в свою очередь, зависит от месторасположения отверстия.

В зависимости от удаленности отверстия от боковых стенок или дна сосуда сжатие струи может быть *полным* или *неполным*. Полное сжатие подразделяется на *совершенное* и *несовершенное*.

Полное сжатие струи наблюдается в том случае, когда отверстие в стенке сосуда не примыкает своими краями ни ко дну сосуда, ни к другим стенкам (рис. 4.2, б, отверстия 1 и 2). Неполное сжатие происходит в отверстии, часть периметра которого соприкасается с дном сосуда или соседними стенками (рис. 4.2, б, отверстия 3 и 4). Последние играют в этом случае роль направляющих поверхностей и ограничивают сжатие струи.

Сжатие считается совершенным, если расстояние от краев отверстия до ближайшей стенки или дна сосуда $l \geq 3a$ (рис. 4.2, б, отверстие 1), и несовершенным, когда $l < 3a$ (рис. 4.2, б, отверстие 2).

Выведем формулы для скорости и расхода струи, вытекающей из незатопленного малого отверстия в тонкой стенке. Для этой цели воспользуемся уравнением Бернулли, которое напомним для сечения 1-1 на свободной поверхности жидкости в сосуде и сжатого сечения струи С-С. Плоскость сравнения примем на уровне центра тяжести сжатого сечения струи

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \Sigma h_{\text{п}}.$$

Из рис. 4.2, а видно, что $z_1 = H$ и $z_c = 0$. Так как сечения 1-1 и С-С сообщаются с атмосферой, $p_1 = p_c = p_{\text{ар}}$. Скорость в сечении 1-1 называется *скоростью подхода жидкости к отверстию* и обозначается буквой V_0 . Неравномерность распределения скоростей в сечениях 1-1 и С-С можно для малого отверстия не учитывать, приняв $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

Так как путь, проходимый потоком в пределах отверстия, невелик, потерями напора на трение пренебрегаем и учитываем только местные потери напора на сужение потока при входе в отверстие, которые определяются по формуле (3.25).

Подставим в уравнение Бернулли приведенные значения для отдельных слагаемых и произведем необходимые сокращения. Тогда получим

$$H + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{V_c^2}{2g} + \xi_c \frac{V_c^2}{2g}.$$

Сумма двух членов в левой части последнего равенства представляет собой полный напор:

$$H_0 = H + \frac{V_0^2}{2g}. \quad (4.2)$$

Следовательно,

$$H_0 = \frac{V_c^2}{2g} (1 + \xi_c),$$

что позволяет нам получить

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_c}} \sqrt{2gH_0}.$$

Введем обозначение

$$\sqrt{\frac{1}{1 + \xi_c}} = \varphi \quad (4.3)$$

и назовем эту величину *коэффициентом скорости*. Тогда формула для скорости потока в сжатом сечении струи примет следующий вид:

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (4.4)$$

Для идеальной жидкости $\xi_c = 0$, следовательно, $\varphi = 1,0$ и при истечении из большого резервуара теоретическая скорость истечения составит:

$$V_T = \sqrt{2gH}. \quad (4.5)$$

Эта формула называется формулой Э. Торричелли.

Действительная скорость истечения меньше теоретической вследствие наличия гидравлического сопротивления. Физический смысл коэффициента скорости φ состоит в том, что он показывает, во сколько раз действительная скорость истечения меньше теоретической из-за потерь энергии при формировании струи:

$$\varphi = V_c / V_T. \quad (4.6)$$

Значения коэффициента φ обычно определяются экспериментально. Расход жидкости в сжатом сечении равен:

$$Q = S_c V_c.$$

Подставив в это выражение значение для S_c по формуле (4.1) и V_c по формуле (4.4), получим

$$Q = \varepsilon_c S_0 \varphi \sqrt{2gH_0}.$$

Произведение коэффициента сжатия ε на коэффициент скорости φ называется *коэффициентом расхода* и обозначается буквой μ :

$$\mu = \varepsilon_c \varphi. \quad (4.7)$$

Тогда

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH_0}. \quad (4.8)$$

Скоростью подхода жидкости к малым отверстиям часто пренебрегают и вместо полного гидродинамического напора H_0 в последнюю формулу вводят напор H :

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH}. \quad (4.9)$$

Коэффициенты ε_c , φ , μ зависят от числа Рейнольдса, однако при $Re > 5 \cdot 10^4$ они являются постоянными величинами. Опытами установлены следующие значения расчетных коэффициентов для малых отверстий круглой и квадратной форм при полном и совершенном сжатии струи: $\varepsilon_c = 0,63-0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$. Для отверстий другой формы, а также при неполном или несовершенном сжатии струи значения этих коэффициентов можно установить по справочным таблицам и эмпирическим формулам, приводимым в специальной литературе.

Расход жидкости через малое затопленное отверстие определяется по формуле такого же вида, как и для незатопленного. Разница состоит

лишь в том, что вместо напора H в эту формулу вводят разность уровней жидкости в сосудах z :

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gz}. \quad (4.10)$$

Значение коэффициента расхода μ принимается таким же, как и для незатопленного отверстия. Для больших отверстий в практических расчетах пользуются такими же формулами, что и для малых отверстий. Значение коэффициента расхода для больших отверстий зависит от условий подхода жидкости к ним и колеблется в пределах от $\mu = 0,65$ для отверстий со восторонним сжатием до $\mu = 0,85$ для придонных отверстий с плавными боковыми подходами.

4.2. Истечение жидкости через насадки при постоянном напоре

Насадком называется короткий патрубок, присоединенный к отверстию в стенке сосуда, к концу трубопровода или гибкого шланга, а также устроенный в теле сооружения при толщине стенки $\delta = (2-6)d_0$.

В технике находят применение следующие основные типы насадок: внешний цилиндрический (насадка Вентури), внутренний цилиндрический (насадка Борда), конический сходящийся, конический расходящийся и коноидальный.

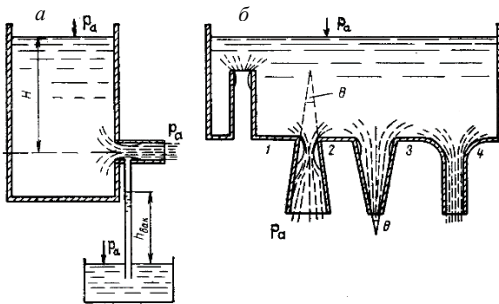


Рис. 4.3. Истечение жидкости через насадки:
a – истечение из внешнего цилиндрического насадка;
б – типы насадков: 1 – внутренний цилиндрический;
 2 – конический расходящийся; 3 – конический сходящийся; 4 – коноидальный

Внешний цилиндрический насадок (рис. 4.3, *a*). Так же, как и при выходе из отверстия, струя жидкости на начальном участке насадка сжимается. Затем она начинает расширяться и заполняет на выходе все сечение насадка. На начальном участке насадка в пространстве между его стенками и струей образуется водоворотная зона с пониженным давлением.

Возникновение вакуума в водоворотной зоне объясняется тем, что скорость течения струи здесь значительно выше, чем на выходе из насадка. Как следует из уравнения Бернулли, давление в сечении с большей скоростью должно быть меньше, чем давление в сечении с меньшей скоростью. Поскольку давление в выходном сечении насадка равно атмосферному, то давление в сжатом сечении должно быть меньше атмосферного.

Возникновение вакуума в водоворотной зоне можно проследить опытным путем, присоединив к насадку тонкую трубку и опустив ее второй конец в сосуд с водой. Вода поднимется в этой трубке на высоту $h_{\text{вак}}$, соответствующую величине вакуума в сжатом сечении:

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{ат}} - P_{\text{с}}}{\gamma}.$$

где $p_{\text{с}}$ – абсолютное давление в сжатом сечении.

Вакуум в водоворотной зоне способствует увеличению расхода. Насадок как бы всасывает жидкость из сосуда. Для того чтобы насадок выполнял свои функции и увеличивал расход жидкости через отверстие, к которому он присоединен, нужно чтобы длина насадка обеспечивала полное расширение струи до размеров его выходного сечения. В противном случае насадок не будет влиять на характер истечения жидкости через отверстие и не будет увеличивать расход.

Наименьшая длина насадка, обеспечивающая необходимое расширение струи, равна 3,5–4 диаметрам отверстия d_0 . Не следует устраивать и слишком длинных насадков, превышающих 5–6 диаметров отверстия, так как в этом случае увеличиваются потери напора, что влечет за собой уменьшение расхода.

Опыты показывают, что в сжатом сечении струи, протекающей через внешний цилиндрический насадок, образуется вакуум, соответствующий высоте столба воды:

$$h_{\text{вак}} = (0,75-0,80)H. \quad (4.11)$$

Практически при $h_{\text{вак}} > 7$ м начинает просачиваться воздух со стороны наружного конца насадка к сжатому сечению. Струя отрывается при этом от стенок насадка, и он перестает выполнять свои функции.

Максимально допустимый напор для внешнего цилиндрического насадка можно определить из соотношения (4.11):

$$H_{\text{max}} = \frac{h_{\text{вак}}}{0,75-0,80} = \frac{7}{0,75-0,80} = 9-9,5 \text{ м.}$$

Для того чтобы цилиндрический патрубок работал как насадок, необходимо соблюсти два условия:

$$l = (3,5-4)d_0;$$

$$H < H_{\max}.$$

Внешние цилиндрические насадки находят широкое применение в технике. По типу цилиндрических насадков работают водоспуски в плотинах, водопропускные трубы под дорожными насыпями и другие технические устройства.

Внутренний цилиндрический насадок (рис. 4.3, б, поз. 1). По характеру протекания жидкости внутренний цилиндрический насадок похож на внешний насадок. Отличие между ними состоит лишь в условиях входа жидкости в насадок. Вследствие большего искривления линий тока при входе во внутренний цилиндрический насадок в нем наблюдаются большее сжатие струи и больший вакуум. Однако из-за больших сопротивлений и потерь напора при входе скорость и расход у внутреннего цилиндрического насадка оказываются при прочих равных условиях меньшими, чем у внешнего насадка.

Конический расходящийся насадок (рис. 4.3, б, поз. 2). Потери напора в коническом расходящемся насадке (результат расширения струи) больше, чем у цилиндрического насадка, поэтому выходная скорость струи меньше. Учитывая, однако, что при равных площадях входных сечений конического расходящегося и цилиндрического насадков первый имеет значительно большую площадь сечения на выходе, расход у расходящегося насадка будет больше, чем у цилиндрического.

Конические расходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда требуется иметь большую пропускную способность при сравнительно малых выходных скоростях, например, в трубах-водовыпусках оросительных систем, отводящих трубах гидравлических турбин, водоструйных насосах и др.

Эффективность работы расходящегося насадка зависит от угла конусности θ . При больших углах конусности происходит отрыв струи от насадка, и последний теряет свое назначение. В технике применяют конические расходящиеся насадки с углом конусности $\theta = 5-7^\circ$.

Конический сходящийся насадок (рис. 4.3, б, поз. 3). Ввиду того, что площадь сжатого сечения струи сходящегося насадка при неболь-

ших углах конусности мало чем отличается от площади его выходного сечения, внутри сжатия потока нет, поэтому потери напора в этом насадке меньше, чем в цилиндрическом, а выходная скорость значительно больше. Наиболее эффективными считаются сходящиеся насадки с углом конусности в $\theta = 13\text{--}14^\circ$, так как при этом значении обеспечивается наибольшая скорость истечения; однако в ряде аппаратов применяются углы $\theta > \theta_{\text{опт}}$ для получения большой кинетической энергии струи.

Сходящиеся насадки применяют в соплах гидравлических турбин, гидромониторах, пожарных брандспойтах, дождевальными и других аппаратах, в которых требуется обеспечить большую дальность полета струи или придать ей значительную кинетическую энергию.

Конoidalный насадок (рис. 4.3, б, поз. 4). Форма входной части его выполнена по очертанию струи, вытекающей из отверстия. Благодаря плавному сопряжению отверстия с выходной цилиндрической частью насадка и отсутствию расширения струи в пределах конoidalного насадка потери напора сведены в нем до минимума. Поэтому конoidalный насадок имеет самую большую скорость истечения.

Скорость истечения и расход жидкости для насадков всех типов определяется по тем же формулам (4.4) и (4.8), что и для отверстий. При расчете насадков следует подставлять площадь сечения насадка на выходе.

Для сравнительной оценки насадков разных типов и их сопоставления с малым отверстием в табл. 4.1 приведены значения коэффициентов сжатия ϵ_c , скорости ϕ и расхода μ .

Таблица 4.1. Сопоставление характеристик насадков длиной $(3,5\text{--}4)d$ и малого отверстия в тонкой стенке (при $Re > 5 \cdot 10^4$)

Тип насадка или отверстия	Величина коэффициентов		
	ϵ_c	ϕ	μ
Малое круглое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	1,00	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	1,00	0,71	0,71
Конически расходящийся насадок при $\theta = 5\text{--}7^\circ$	1,00	0,45–0,50	0,45–0,50
Конически сходящийся насадок при $\theta = 13\text{--}14^\circ$	0,98	0,96	0,94
Конoidalный насадок	1,00	0,98	0,98

4.3. Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре

Если при истечении жидкости из резервуара уровень ее понижается или повышается, то имеет место неустановившееся движение жидкости через отверстие или насадок. Решение такой задачи чаще всего сводится к определению времени повышения или понижения уровня с H_1 до H_2 .

Рассмотрим наиболее простой, но важный для практики случай опорожнения открытого вертикального цилиндрического или призматического резервуара с площадью поперечного горизонтального сечения S (см. рис. 4.1, б). В дне резервуара имеется отверстие (насадок) площадью S_0 . Нужно определить время, в течение которого уровень жидкости в резервуаре снизится от начального H_1 до конечного H_2 .

При медленном изменении напора, а следовательно, и скорости, движение жидкости в каждый бесконечно малый промежуток времени dt можно считать установившимся (квазистационарным).

Пусть при промежуточном напоре h уровень жидкости за время dt понизился на $(-dh)$. Отсюда можно составить равенство объемов:

$$-Sdh = Qdt$$

или

$$-Sdh = \mu S_0 \sqrt{2gh} dt,$$

откуда получим

$$dt = -\frac{Sdh}{\mu S_0 \sqrt{2gh}} = \frac{Sdh}{\mu S_0 \sqrt{2g}} h^{-0,5}.$$

Проинтегрировав это выражение, получим

$$t = \frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} h^{-0,5} dh = \frac{2S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \quad (4.12)$$

При полном опорожении резервуара $H_2 = 0$, тогда

$$t_{\text{оп}} = \frac{2S\sqrt{H_1}}{\mu S_0 \sqrt{2g}}. \quad (4.13)$$

Если числитель и знаменатель формулы (4.13) умножить на $\sqrt{H_1}$, то в числителе получим удвоенный объем резервуара, а в знаменателе расход Q_1 (формула (4.9)), который был бы, если бы напор H_1 сохранялся постоянным; следовательно, $t_{\text{оп}} = 2V / Q_1$. Таким образом, время опорожнения резервуара в 2 раза больше времени истечения такого же объема жидкости из резервуара при постоянном напоре H_1 .

При перетекании жидкости из резервуара A с площадью сечения S_1 в резервуар B с площадью сечения S_2 через отверстие (насадок) с площадью живого сечения S_0 (см. рис. 4.1, в) время выравнивания уровней в обоих резервуарах определяется по формуле

$$t_{\text{в}} = \frac{2S_1S_2\sqrt{z}}{(S_1 + S_2)\mu S_0\sqrt{2g}}, \quad (4.14)$$

где z – начальная разность уровней жидкости в резервуарах.

4.4. Гидравлические струи

Формирование и распад струи. *Гидравлической струей* называется поток жидкости, не имеющий твердых границ. Гидравлические струи могут быть *незатопленными* и *затопленными*. *Незатопленной гидравлической струей* называется струя, которая движется в газовой, например воздушной, среде (струи дождевальных и пожарных установок, гидромониторов, фонтанов).

Затопленной гидравлической струей называется струя, которая движется в среде той же плотности, что и сама струя (сброс воды из тепловых или атомных электростанций в пруды-охладители).

Различают также *свободные* и *несвободные* гидравлические струи. *Свободной струей жидкости* называется струя, которая движется в неограниченном пространстве. А *несвободной струей жидкости* называется струя, которая движется в присутствии стенок в ограниченном пространстве.

Струя формируется специальным аппаратом, имеющим конический или коноидальный насадок. Цилиндрический насадок эффективен только при небольших напорах (в докритических режимах), поэтому применение его в струйных аппаратах ограничено.

В свободной струе различают *компактную*, *раздробленную* и *распыленную* части. *Компактная часть струи* имеет форму отверстия, из которого она вытекает, чаще всего цилиндрическую или близкую к

ней. По исследованиям А. Л. Исаева, длину компактной части l_k можно вычислить по формуле

$$l_k = d_0 (163,7 - 1,47 \cdot 10^{-4} Re), \quad (4.15)$$

где d_0 – диаметр выходного сечения насадка.

Из этой формулы видно, что длина компактной части тем меньше, чем больше Re и меньше d_0 . Длина компактной части равна 0 при $Re > 1,11 \cdot 10^6$.

В *раздробленной части* происходит распад струи на отдельные формирования.

Распыленная часть струи состоит из отдельных мельчайших частиц жидкости. Качество дробления и распыла струи зависит от критерия Вебера:

$$We = (\rho u_k^2 d_k) / \sigma,$$

где u_k , d_k – скорость движения и диаметр капли;

σ – коэффициент поверхностного натяжения.

По данным М. С. Вольнского, при $We = 10$ каждое отдельное формирование в раздробленной части струи делится на две составляющие; при $We = 14$ каждая отдельная капля делится на несколько мелких капель; при $We > 14$ идет распыление жидкости.

В дождевальной технике качество дождя оценивается средним диаметром капель d_k . По данным А. П. Исаева, $d_k \approx 47000d_0 / Re$, откуда можно получить, например, для воды при $t = 20$ °С, ориентировочные значения средней скорости V_0 и напора H_0 в стволе аппарата при заданном среднем диаметре капель:

$$V_0 \approx 0,047 / d_k, \quad (4.16)$$

$$H_0 \approx 1,126 \cdot 10^{-4} / (d_k^2 \varphi^2). \quad (4.17)$$

Для того чтобы поверхность почвы не уплотнялась чрезмерно от воздействия падающих капель дождя, по агротехническим требованиям средний диаметр капель должен быть не более 2 мм. Для этого требуется, чтобы напор H_0 был не менее 30,5 м.

Дальность полета струи. Этот фактор представляет интерес для оценки действия дождевальных, пожарных, фонтанных струй. Основным определяющим критерием является критерий Фруда:

$$Fr = \frac{V_0^2}{gd_0} = \frac{2V_0^2}{2gd_0} = \frac{2H_0}{d_0}.$$

Для анализа в исследовательской, конструкторской практике используется половина критерия Фруда $0,5Fr = H_0 / d_0 = \varepsilon_n$, называемая относительным напором. Дальность полета струи является функцией критерия Фруда или относительного напора:

$$L = f(Fr) = f(\varepsilon_n).$$

Для вычисления L в различных условиях применения струйных аппаратов предложено свыше 20 формул.

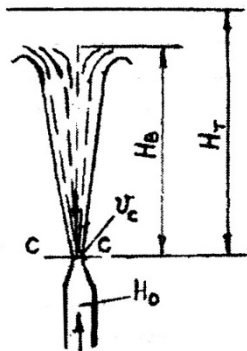


Рис. 4.4. Вертикальная свободная струя

Проанализируем дальность полета вертикальной и наклонной струй. Теоретическая высота полета вертикальной струи (высота полета в безвоздушном пространстве) определяется из условия, что вся удельная кинетическая энергия жидкости в сжатом сечении $C-C$ струи (рис. 4.4) превращается в удельную потенциальную энергию:

$$H_T = V_c^2 / (2g), \quad (4.18)$$

где V_c – средняя скорость жидкости в сжатом сечении.

Величину V^2 можно определить по средней скорости в выходном сечении насадка $V_c = V_0 / \varepsilon_c$. Коэффициент сжатия струи для конического насадка вычисляется по формуле Г. Ойлера:

$$\varepsilon_c = (1 - 0,16 \sin \theta / 2)^2. \quad (4.19)$$

Формула (4.19) достаточно точна при углах конусности $\theta = 15-150^\circ$. Так как

$$\begin{aligned} V_c &= \varphi \sqrt{2gH_0}, \\ H_B &= k_B \varphi^2 H_0, \end{aligned} \quad (4.20)$$

где k_B – коэффициент сопротивления воздуха.

Относительную высоту полета струи можно определить по формуле

$$H_B / d_0 = k_B \varphi^2 H_0 / d_0 = k_B \varphi^2 \varepsilon_n. \quad (4.21)$$

Коэффициент скорости для конического насадка зависит в основном от угла конусности θ :

$$\varphi = 1 - 0,12 \sin \theta / 2. \quad (4.22)$$

Дальность полета наклонной струи обычно определяется по месту падения крайних капель. Теоретическую дальность L_T можно определить, используя аналогичный вывод механики о дальности полета тела, брошенного под углом β к горизонту (рис. 4.5):

$$L_T = \frac{V_c^2}{g} \sin 2\beta. \quad (4.23)$$

Как видно из этой формулы, максимальная дальность $L_T = V_c^2 / g$ достигается при угле наклона струи на выходе из насадка $\beta_{\text{опт}} = 45^\circ$.

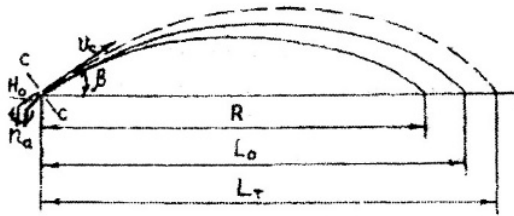


Рис. 4.5. Наклонная свободная струя

Действительная дальность полета стационарной струи (без вращения аппарата) $L_0 < L_T$, так как возможно значительное влияние сопротивления воздуха:

$$L_0 = k_B L_T = k_B \frac{V_c^2}{g} \sin 2\beta. \quad (4.24)$$

Для оценки влияния коэффициента k_B сопротивления воздуха введен критерий распада дождевальной струи:

$$Z_S = \frac{\sigma V_0}{\mu g d_0}, \quad (4.25)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости.

Если $Z_s < 4000$, струя имеет значительную компактную часть, поэтому сопротивление воздуха пренебрежительно мало и коэффициент k_b можно принимать равным 1,0. Если $Z_s > 4000$, коэффициент k_b рекомендуется определять по следующей формуле:

$$k_b = 10,63 \varepsilon_n^{-0,378}. \quad (4.26)$$

В струйных дождевальных аппаратах струя вращается вместе со стволом вокруг вертикальной оси с частотой $n_a = 0,15-1,0$ об/мин, поливая площадь круга радиусом R . Это вращение вносит определенное влияние в характер распада струи, поэтому радиус действия $R < L_0$. Учесть это влияние можно с помощью коэффициента k_R , величина которого определяется по формуле

$$k_R = k_n(1-0,14n_a). \quad (4.27)$$

В формуле (4.27) коэффициент k_n учитывает способ вращения ствола. Если он вращается равномерно (например, с помощью турбинки, приводимой от струи, и червячных передач), то $k_n = 1,0$; а если неравномерно (например, с помощью лопатки и храпового механизма), то $k_n = 0,85-0,89$.

С учетом вышеизложенного радиус действия дождевального аппарата можно определить по формуле

$$R = 2H_0 \varphi^2 k_b k_R \sin 2\beta, \quad (4.28)$$

а относительный радиус действия по формуле

$$R / d_0 = 2\varepsilon_n \varphi^2 k_b k_R \sin 2\beta. \quad (4.29)$$

Достоинством последней формулы является то, что она выражена в безразмерных величинах.

В связи с влиянием сопротивления воздуха оптимальный угол наклона ствола к горизонту меньше 45° . Его можно определить по формуле

$$\beta_{\text{опт}} = 2 \arccos(0,93 + 1,41 \cdot 10^{-5} \varepsilon_n). \quad (4.30)$$

Для среднеструйных аппаратов ($R < 70$ м) он равен $26-32^\circ$, для дальнеструйных ($R > 70$ м) $\beta_{\text{опт}} = 40-45^\circ$.

Активное и реактивное действие струи жидкости. Струя, вытекающая из отверстия или насадка, оказывает динамическое воздей-

стве с силой F на преграду, встречающуюся на ее пути. Для определения этой силы применим теорему об изменении количества движения жидкости.

Из теоретической механики известно, что для материального тела массой m изменение количества движения выражается векторным уравнением

$$m\Delta\bar{V} = \Sigma\bar{F}\Delta t, \quad (4.31)$$

где $\Delta\bar{V}$ – изменение скорости тела за некоторый промежуток времени Δt ;
 $\Sigma\bar{F}$ – сумма сил, приложенных к телу.

Если воспользоваться методом аналогии, то для жидкости на основании уравнения (4.31) можно записать

$$\Delta m\Delta\bar{V} = \Sigma\bar{F}\Delta t, \quad (4.32)$$

где Δm – масса жидкости, протекающая через живое сечение потока за промежуток времени Δt .

Так как $\Delta m / \Delta t = Q_m = \rho Q$ есть массовый расход, с учетом формулы (4.32) получим

$$\rho Q(\bar{V}_2 - \bar{V}_1) = \Sigma\bar{F}. \quad (4.33)$$

Это есть уравнение количества движения жидкости, которое можно сформулировать так: *изменение количества движения секундной массы жидкости в промежутке между двумя сечениями потока равно сумме всех внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями.*

Так как $Q = V_1S_1 = V_2S_2$, уравнение (4.33) можно записать в следующем виде:

$$\rho\bar{V}_2^2S_2 - \rho\bar{V}_1^2S_1 = \Sigma\bar{F}. \quad (4.34)$$

Так как уравнение количества движения векторное, его удобно решать, раскладывая векторы скоростей и сил по направлениям осей координат. Определим силу давления струи, вытекающей из конического насадка на близко расположенную к нему плоскую поверхность, перпендикулярную оси струи (рис. 4.6, а).

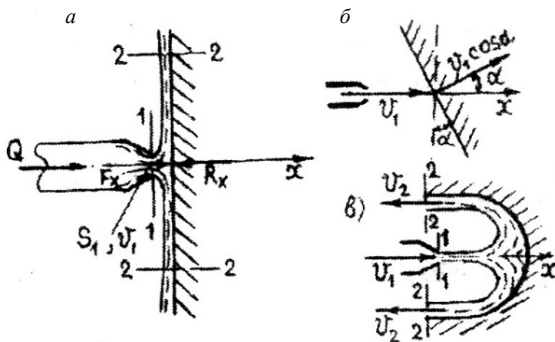


Рис. 4.6. Схемы к определению силы давления струи на преграду

Спроектируем скорости и силы на горизонтальную ось x и на основании формулы (4.34) получим

$$\rho V_{2x}^2 S_2 - \rho V_{1x}^2 S_1 = \Sigma \overline{F_x}.$$

Так как

$$V_{2x} = 0, \quad V_{1x} = V_1, \quad \Sigma \overline{F_x} = -R_x, \\ -\rho V_1^2 S_1 = -R_x$$

или

$$F_x = R_x = \rho V_1^2 S_1. \quad (4.35)$$

Такая же по величине сила, но противоположно направленная действует на ствол аппарата. Определим силу давления струи воды, вытекающей из насадки диаметром $d_1 = 36$ мм со скоростью $V_1 = 20$ м/с.

$$F = 1000 \cdot 20^2 \cdot 0,785 \cdot 0,036^2 = 400 \text{ Н.}$$

Если скорость воды увеличить в 10 раз, то сила давления возрастет в 100 раз и составит для этого случая 40000 Н. Поэтому мощные струи воды используют для разрушения грунта, резанья камня, раскроя по шаблону различных материалов, очистки поверхностей от старой краски, ржавчины и т. д.

Если поверхность отклонена от перпендикулярного направления по отношению к оси струи на угол α (рис. 4.6, б), то сила давления струи определяется по формуле

$$F = \rho V_1^2 S_1 \cos \alpha. \quad (4.36)$$

Если струя, обтекая поверхность, разворачивается в обратном направлении (рис. 4.6, в), то сила давления ее на данную поверхность удваивается за счет действия реактивной силы:

$$F = 2\rho V_1^2 S_1. \quad (4.37)$$

Это обстоятельство используется в работе активных гидравлических и паровых турбин, гидротрансформаторов и т. п.

Примеры

Пример 4.1. Определить скорость истечения и расход воды из бака через круглое отверстие диаметром $d = 100$ мм в тонкой стенке, если превышение уровня воды над центром отверстия $H = 2$ м. Как изменится расход воды, если к отверстию присоединить цилиндрический насадок того же диаметра?

Решение. Определим по формуле (4.4) действительную скорость истечения воды через отверстие:

$$V = \varphi \sqrt{2gH} = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 6,08 \text{ м/с.}$$

Определим по формуле (4.9) расход воды из бака через отверстие:

$$Q_0 = \mu_0 0,785 d^2 \sqrt{2gH} = 0,62 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 0,03 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Определим по той же формуле расход через цилиндрический насадок:

$$Q_n = \mu_n 0,785 d^2 \sqrt{2gH} = 0,82 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 0,04 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$Q_n / Q_0 = 0,04 / 0,03 = 1,33.$$

Следовательно, расход через насадок в 1,33 раза больше, чем через отверстие в тонкой стенке.

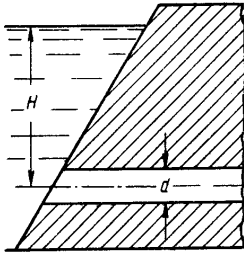


Рис. 4.7. Трубчатый водовыпуск плотины

Пример 4.2. Определим, на какой глубине H нужно уложить в тело плотины трубчатый водовыпуск (рис. 4.7) диаметром $d = 0,6$ м и длиной $l = 4d$, чтобы он пропускал расход воды $Q = 2$ м³/с. Какова будет при этом величина вакуума в сжатом сечении струи? Подходной скоростью пренебречь.

Решение. Водовыпуск рассчитаем, как внешний цилиндрический насадок, по формуле (4.9)

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH},$$

откуда получим

$$H = \frac{Q^2}{2g\mu^2(\pi d^2 / 4)^2} = \frac{2^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,82^2 (3,14 \cdot 0,6^2 / 4)^2} = 3,8 \text{ м.}$$

Вакуум в сжатом сечении струи найдем по формуле (4.12)

$$h_{\text{вак}} = 0,75H = 0,75 \cdot 3,8 = 2,85 \text{ м.}$$

Пример 4.3. Определить продолжительность выравнивания уровней в бассейнах A и B (см. рис. 4.1, e), имеющих площади поверхностей воды соответственно 50 и 30 м² при перетекании жидкости через отверстие диаметром $d = 0,5$ м в вертикальной стенке толщиной $\delta = 1,0$ м и начальной разности уровней $z = 3,0$ м.

Решение. Так как $\delta / d = 1,0 / 0,5 = 2,0$, данное отверстие в стене действует как цилиндрический насадок, для которого коэффициент расхода $\mu = 0,82$. Тогда согласно формуле (4.14), время выравнивания уровней составит:

$$t_B = \frac{2S_1 S_2 \sqrt{z}}{(S_1 + S_2) \mu S_0 \sqrt{2g}} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 30 \sqrt{3,0}}{(50 + 30) 0,82 \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81}} = 91 \text{ с.}$$

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

5.1. Виды трубопроводов

В зависимости от конфигурации трубопроводы подразделяют на *простые* и *сложные*. *Простым* (рис. 5.1, *а*) называется трубопровод без ответвлений, служащий для подачи жидкости из одного пункта в другой.

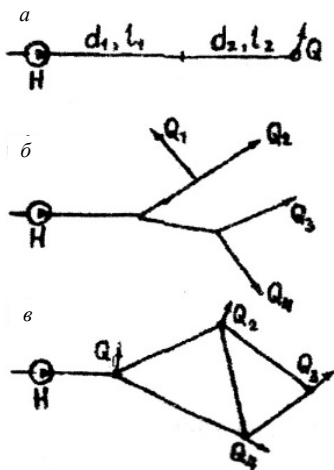


Рис. 5.1. Виды трубопроводов:
а – простой; *б* – разветвленный;
в – замкнутый

Простой трубопровод может состоять по длине из труб одинакового или разных диаметров. Сложный трубопровод представляет собой систему труб, по которым жидкость подается из одного источника в несколько пунктов. Сложные трубопроводы подразделяются на разветвленные, или тупиковые (рис. 5.1, *б*), и замкнутые, или кольцевые (рис. 5.1, *в*). Разветвленный трубопровод состоит из магистральной трубы и ответвлений, а замкнутый – из ряда параллельно включенных труб, имеющих общие узлы соединений.

По протяженности и относительному влиянию местных сопротивлений на полные потери напора трубопроводы принято подразделять на длинные и короткие. К первым относятся трубопроводы, в которых преобладающим видом потерь напора являются потери на трение, а доля местных потерь не превышает 5–10 %. Короткими считаются трубопроводы сравнительно небольшого протяжения со значительным количеством местных сопротивлений, у которых местные потери напора составляют существенную часть полных потерь. Примерами длинных трубопроводов могут служить трубы водопроводных сетей, а коротких – всасывающие трубы насосных станций, трубчатые водовыпуски плотин и др.

5.2. Расчет коротких трубопроводов

В коротких трубопроводах потери энергии на местных сопротивлениях соизмеримы с потерями энергии по длине потока. Поэтому наряду с потерями по длине необходимо учесть потери энергии на каждом местном сопротивлении.

Гидравлический расчет короткого трубопровода выполняется на основе применения уравнения Д. Бернулли для двух выбранных сечений потока, а также уравнения расхода.

При составлении уравнения Бернулли целесообразно руководствоваться следующим. Расчетные сечения удобно выбирать там, где известно давление, но в уравнение должна попасть и искомая величина. На участке потока между сечениями не должно быть источника или потребителя энергии (насоса или гидродвигателя). Нумерация выбранных сечений *1* и *2* производится по направлению потока. Плоскость сравнения (отсчета) выбирается горизонтальной. По высоте ее можно назначать произвольно, но чаще всего ее удобнее проводить через центр тяжести нижнего сечения. Геометрический напор *z* выше плоскости сравнения считается положительным, а ниже – отрицательным.

Написанное в общем виде уравнение Бернулли преобразуется к расчетному виду согласно условию задачи, из него находится искомая величина. Если в полученном расчетном уравнении окажется более одной неизвестной величины, то оно решается либо методом подбора, либо методом последовательного приближения к искомому результату. Итак, в расчете коротких трубопроводов имеются 3 типовых решения (аналоги), зная которые можно решить любую задачу. Рассмотрим их на конкретных примерах.

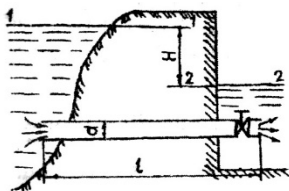


Рис. 5.2. Расчетная схема к задаче первого типа

Задача первого типа. Определить, при какой разности уровней *H* (рис. 5.2) в водохранилище и приемном колодце по трубопроводу диаметром $d = 75$ мм и длиной $l = 30$ м будет поступать расход воды $Q = 6,0$ л/с при полном открытии задвижки, если температура воды составляет 10 °С, а эквивалентная шероховатость стенок трубы $\Delta_s = 0,4$ мм.

Решение. Это **прямая задача**, искомый результат в которой находится непо-

средственно из уравнения Бернулли (3.22). Напишем его для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения, проходящей через сечение 2–2:

$$H + p_{\text{ат}} / (\rho g) + 0 = 0 + p_{\text{ат}} / (\rho g) + 0 + h_{\text{п}},$$

откуда получим

$$H = \Sigma h_{\text{п}} = h_{\text{т}} + \Sigma h_{\text{м}} = \frac{V^2}{2g} \left(\lambda \frac{1}{d} + \xi_{\text{вх}} + \xi_3 + \xi_{\text{вых}} \right). \quad (5.1)$$

Как видно из уравнения (5.1), разность уровней H , представляющая собой удельную потенциальную энергию, полностью расходуется в трубопроводе на преодоление гидравлических сопротивлений: потерь напора по длине и на местных сопротивлениях (входе, задвижке, выходе).

Чтобы определить H , найдем в табл. 3.1 значения коэффициентов местных сопротивлений ξ , вычисляем относительную шероховатость трубы ε , среднюю скорость воды V и соответствующее ей число Рейнольдса:

$$\xi_{\text{вх}} = 0,5; \quad \xi_3 = 0,05; \quad \xi_{\text{вых}} = 1,0,$$

следовательно,

$$\Sigma \xi = 1,55.$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta_3}{d} = \frac{0,4}{75} = 0,005;$$

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,006}{3,14 \cdot 0,075^2} = 1,35 \text{ м/с};$$

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,35 \cdot 0,075}{0,0131 \cdot 10^{-4}} = 77290.$$

Найдем границу квадратичной области сопротивления:

$$Re_{\text{кв}} = 560 / \varepsilon = 560 / 0,005 = 112000.$$

Так как $Re < Re_{\text{кв}}$, область сопротивления в данном случае переходная и коэффициент λ вычислим по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11(68 / Re + \varepsilon)^{0,25} = 0,11(68 / 77290 + 0,005)^{0,25} = 0,030.$$

Подставив все вычисленные величины в уравнение (5.1), получим

$$H = \frac{1,35^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,030 \frac{30}{0,075} + 1,55 \right) = 1,30 \text{ м.}$$

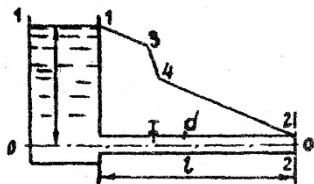


Рис. 5.3. Расчетная схема к задаче второго типа

Задача второго типа. Вода при температуре 20 °С течет из открытого резервуара при напоре $H = 3$ м по стальному бесшовному трубопроводу диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 40$ м в атмосферу. Задвижка, установленная на трубопроводе, открыта на 75 %. Определить расход воды в трубопроводе.

Решение. Чтобы вычислить расход, необходимо знать среднюю скорость V воды в трубопроводе. Составим уравнение Бернулли (3.22) для сечений 1-1 и 2-2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0, проходящей через ось трубопровода.

$$H + p_{\text{ат}} / (\rho g) + 0 = 0 + p_{\text{ат}} / (\rho g) + \alpha V^2 / (2g) + h_{\text{п}},$$

откуда получим

$$H = \alpha V^2 / (2g) + h_{\text{п}} = \frac{V^2}{2g} \left(\alpha + \lambda \frac{l}{d} + \xi_{\text{вх}} + \xi_3 \right). \quad (5.2)$$

Как видно из уравнения (5.2), удельная потенциальная энергия (напор) H в данном случае расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе и создание кинетической энергии потока. Выразим из этого уравнения среднюю скорость, представив ее в виде двух сомножителей:

$$V = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \lambda l / d + \xi_{\text{вх}} + \xi_3}} \sqrt{2g}. \quad (5.3)$$

Первый сомножитель есть так называемый коэффициент скорости системы φ_c , а второй – теоретическая скорость V_T воды в трубопроводе.

Уравнение (5.3) напрямую не решается, потому что в нем 3 неизвестные величины: V , α , λ . Решим его методом последовательного приближения. Предположим, что область сопротивления квадратичная, в которой, как известно, коэффициент λ зависит только от относительной

шероховатости стенки трубы ξ . Абсолютная шероховатость стальной бесшовной трубы, бывшей в длительной эксплуатации, $\Delta_3 = 0,35$ мм (см. табл. 3.2) и тогда

$$\varepsilon = \frac{\Delta_3}{d} = \frac{0,35}{50} = 0,007.$$

Коэффициент λ вычислим по формуле Прандтля (3.35):

$$\lambda = \frac{0,25}{\lg^2(0,27\varepsilon)} = \frac{0,25}{\lg^2(0,27 \cdot 0,007)} = 0,034.$$

Коэффициент кинетической энергии определим по формуле (3.37)

$$\alpha = 1 + 2,65\lambda = 1 + 2,65 \cdot 0,034 = 1,09.$$

Коэффициенты местных сопротивлений составят: для входа $\xi_{\text{вх}} = 0,5$, задвижки при открытии на 75 % – $\xi_3 = 0,26$ (см. табл. 3.1).

Тогда

$$V = \frac{1}{\sqrt{1,09 + (0,034 \cdot 40) / 0,05 + 0,5 + 0,26}} \sqrt{2 \cdot 9,81} = 1,42 \text{ м/с.}$$

При полученной скорости определим число Рейнольдса и область сопротивления:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,42 \cdot 0,050}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 71152;$$

$$Re_{\text{кв}} = 560 / \varepsilon = 560 / 0,007 = 80000.$$

Так как $Re < Re_{\text{кв}}$, область сопротивления в данном случае переходная и коэффициент λ вычислим по формуле Альтшуля:

$$\lambda_1 = 0,11(68 / 71152 + 0,007)^{0,25} = 0,033.$$

Уточним при этом коэффициент α :

$$\alpha_1 = 1 + 2,65 \cdot 0,033 = 1,087.$$

Подставим вычисленные величины λ_1 и α_1 в уравнение (5.3) и получим

$$V_1 = \frac{1}{\sqrt{1,087 + (0,033 \cdot 40) / 0,05 + 0,5 + 0,26}} \sqrt{2 \cdot 9,81} = 1,44 \text{ м/с.}$$

Судя по тому, что скорость V_1 незначительно отличается от V , последний результат можно считать окончательным.

Тогда

$$Q = \frac{V_1 \pi d^2}{4} = \frac{1,44 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с} = 2,8 \text{ л/с.}$$

Линией 1–3–4–2 на рис. 5.3 представлено изменение полной удельной энергии (полного напора) по длине трубопровода.

Задача третьего типа. Используя условие задачи и рис. 5,2, определить диаметр трубы, обеспечивающей расход воды $Q = 6 \text{ л/с}$ при разности уровней в водохранилище и приемном колодце $H = 1,3 \text{ м}$.

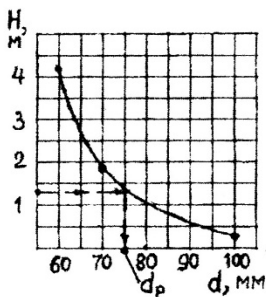


Рис. 5.4. Зависимость $H_i = f(d_i)$ в задаче третьего типа

Решение. В данном случае в уравнении Бернулли (5.1) 3 неизвестных, среди них – диаметр трубы, поэтому ни один из вышерассмотренных методов здесь не подходит. Решим эту задачу **методом подбора**, который заключается в следующем. Зададимся тремя стандартными диаметрами трубопровода и для каждого из них определим при известном расходе Q соответствующий напор H_i , затем построим график $H_i = f(d_i)$, по которому найдем диаметр трубопровода, соответствующий заданному напору $H = 1,3 \text{ м}$.

Пусть $d_1 = 60 \text{ мм}$, тогда средняя скорость и число Рейнольдса составят:

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,006}{3,14 \cdot 0,06^2} = 2,12 \text{ м/с;}$$

$$Re_1 = \frac{V_1 d_1}{\nu} = \frac{2,12 \cdot 0,06}{0,0131 \cdot 10^{-4}} = 96947.$$

Относительная гладкость труб составит $d_1 / \Delta_s = 60 / 0,4 = 150$. По найденной величине и числу Re_1 определим с помощью графиков на рис. 3.13 коэффициент $\lambda_1 = 0,033$. Далее по уравнению (5.1) определим напор:

$$H_1 = \frac{V_1^2}{2g} \left(\lambda_1 \frac{1}{d_1} + \Sigma \xi \right) = \frac{2,12^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,033 \frac{30}{0,06} + 1,55 \right) = 4,13 \text{ м.}$$

Так как $H_1 > H$, диаметр трубы для снижения сопротивления нужно увеличить. Назначим следующий диаметр, например, $d_2 = 70$ мм и аналогичным путем найдем соответствующий напор $H_2 = 1,9$ м. Далее еще увеличим диаметр трубы, приняв $d_3 = 100$ мм, и соответственно получим $H_3 = 0,3$ м. По полученным результатам построим график (рис. 5.4) $H_i = f(d_i)$. Отложив на нем $H = 1,3$ м, найдем соответствующий диаметр трубопровода $d_p = 70$ мм.

5.3. Расчет длинных трубопроводов

В длинных трубопроводах доля местных потерь напора очень мала (до 10 % от потерь по длине). Поэтому главным в расчетах является правильно определение потерь напора по длине трубопровода. Для этой цели в общем случае применяется формула Дарси-Вейсбаха (3.27). Потери напора на местных сопротивлениях учитываются введением в эту формулу коэффициента $k_m = 1,0-1,1$. Важное значение с точки зрения экономики имеет выбор материала и диаметра труб. Оптимальное решение получают при совместном решении задач гидравлики и экономики.

Выбор материала и диаметра труб. Для напорных водоводов, где позволяет давление, целесообразно отдавать предпочтение неметаллическим (асбестоцементным, полиэтиленовым, железобетонным) или чугунным трубам. Стальные трубы применяются на участках с рабочим давлением выше 1,2 МПа, для переходов под железнодорожными и автомобильными дорогами, через водные преграды и овраги, в местах пересечения хозяйственно-питьевого водопровода с канализационной сетью, при прокладке в заторфованных, сильно влажных грунтах и пр.

Оптимальные диаметры трубопроводов выбираются в результате технико-экономических расчетов стоимости строительства и стоимости эксплуатации водопроводных линий по минимуму приведенных затрат. На основе этих расчетов получены формулы, графики, таблицы, позволяющие непосредственно выбрать экономически выгодные диаметры трубопроводов по известным расчетным расходам воды в них.

Экономически выгодный диаметр напорного трубопровода в зависимости от заданного расхода можно определить по следующей эмпирической формуле:

$$d_3 = k_3 Q^m, \quad (5.4)$$

где k_3 – коэффициент, учитывающий гидравлические свойства труб, экономические факторы, влияющие на стоимость строительства и эксплуатации трубопровода;

m – показатель степени.

Для стальных труб коэффициент $k_3 = 0,9$ и показатель степени $m = 0,48$, для чугунных и асбестоцементных эти показатели соответственно составляют 0,76 и 0,44, для полиэтиленовых – 0,5 и 0,34.

Полученное значение диаметра округляется до ближайшего стандартного, которое принимается для последующих расчетов.

По принятому диаметру d вычисляется средняя скорость движения воды в трубопроводе:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (5.5)$$

В справочной литературе имеются также рекомендации по выбору экономически выгодных скоростей в напорных водоводах в зависимости от расчетных расходов (табл. 5.1).

Таблица 5.1. **Предельные средние скорости воды в напорных трубопроводах в зависимости от расходов и материала труб**

Трубы	Q , л/с	V_{np} , м/с
Стальные и чугунные	2–10	0,70–1,15
	10–25	1,15–1,40
	25–200	1,40–1,55
	200–350	1,55–1,80
	350–1000	1,80–1,90
Асбестоцементные	2–25	1,00–1,50
	25–100	1,50–1,70
	100–500	1,70–3,10
Полиэтиленовые	2–25	1,30–1,90
	25–100	1,90–2,00
	100–250	2,00–3,70

Зная расход и задав скорость, можно вычислить диаметр трубопровода:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}. \quad (5.6)$$

Полученное значение округляется до ближайшего стандартного, далее по нему и формуле (5.5) уточняется средняя скорость воды в трубопроводе.

Расчет потерь напора. В массовых расчетах, характерных для водопроводных, оросительных систем и т. п., определение потерь напора по формуле Дарси-Вейсбаха требует больших затрат времени, в особенности связанных с вычислением коэффициента λ . С учетом формулы (5.5) формула (3.27) приводится к более простому выражению

$$h_T = \lambda \frac{l V^2}{d 2g} = \lambda \frac{l 16Q^2}{d 2g\pi^2 d^5} = \frac{8\lambda Q^2}{g\pi^2 d^5};$$

$$h_T = A l Q^2. \quad (5.7)$$

Величину $A = 8\lambda / g\pi^2 d^5$ называют **удельным сопротивлением трубы** которое численно равно напору, затрачиваемому на единицу длины ее при расходе в $1 \text{ м}^3/\text{с}$. Единица измерения **удельного сопротивления трубы** A – квадратный сантиметр на метр в шестой степени ($\text{с}^2/\text{м}^6$).

Для удобства расчетов составлены таблицы удельных сопротивлений $A_{\text{кв}}$ труб из различных материалов и при различном состоянии (новые или бывшие в длительной эксплуатации) в зависимости от диаметра для квадратичной области или при средней скорости $V = 1,0 \text{ м/с}$ и температуре воды $t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 5.2).

Таблица 5.2. Удельные сопротивления $A_{\text{кв}}$ ($\text{с}^2/\text{м}^6$) труб из различных материалов в зависимости от диаметра d

d , мм	Стальные электросварные	Чугунные	Асбестоцементные	Полиэтиленовые типа Г
50	3686	11540	6850	6051
60	2292	–	–	2431
75	929	–	853	–
80	454	953	–	927
100	173	312	188	324
125	76,4	96,7	76,1	93
150	30,7	37,1	31,5	45,9
175	20,8	–	–	–
200	6,96	8,09	6,9	5,07
250	2,19	2,53	2,23	1,31
300	0,85	0,95	0,91	0,71
350	0,373	0,437	0,43	–
400	0,186	0,219	0,217	–
450	0,099	0,199	–	–
500	0,058	0,0678	0,071	–

При других скоростях вводится поправочный коэффициент θ на степень турбулентности потока (табл. 5.3). Таким образом, $A = A_{\text{KB}}\theta$ и общие потери напора в длинном трубопроводе определяются по формуле

$$h_T = k_M A_{\text{KB}} \theta l Q^2. \quad (5.8)$$

Таблица 5.3. Поправочные коэффициенты θ на степень турбулентности потока в зависимости от скорости V движения воды при температуре 10 °С

V, м/с	Величина θ для труб		
	стальных и чугунных	асбестоцементных	полиэтиленовых
1	2	3	4
0,4	1,20	1,16	1,23
0,6	1,11	1,08	1,12
0,8	1,06	1,03	1,05
1,0	1,03	1,00	1,00
1,2	1,00	0,97	0,96
1,4	1,00	0,95	0,93
1,6	1,00	0,94	0,90
1,8	1,00	0,92	0,88
2,0	1,00	0,91	0,86
2,2	1,00	0,90	0,44

Типовые задачи расчета длинных трубопроводов. Судя по рекомендуемым предельным скоростям (см. табл. 5.1), в длинных напорных трубопроводах скоростные напоры не превышают 0,7 м, поэтому ими можно пренебречь и тем самым упростить уравнение Бернулли.

На рис. 5.5 показана схема длинного трубопровода, присоединенного к водонапорной башне.

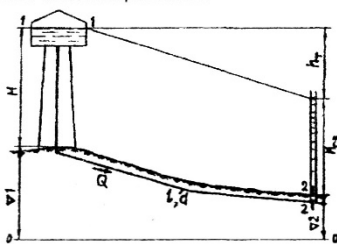


Рис. 5.5. Схема к расчету длинного трубопровода

На схеме обозначены: $V1$ и $V2$ – геодезические отметки местности в начальном и конечном пунктах трубопровода; d , l – соответственно диаметр и длина трубопровода; Q – расход воды; H – возвышение уровня воды в водонапорной башне над поверхностью земли; $H_{\text{св}}$ – свободный напор в конечном пункте трубопровода.

Свободным напором называется высота над поверхностью земли, на

которую может подняться жидкость в пьезометрической трубке, присоединенной к трубопроводу в данном сечении. С учетом отмеченного выше уравнение Бернулли для длинного трубопровода имеет следующий вид:

$$\nabla 1 + H = \nabla 2 + H_{\text{св}} + h_{\text{т}},$$

откуда уровень воды в водонапорной башне составит:

$$H = H_{\text{св}} + \nabla 2 - \nabla 1 + h_{\text{т}}. \quad (5.9)$$

Гидравлический уклон будет равен:

$$I = \frac{h_{\text{т}}}{l} = \frac{(\nabla 1 + H) - (\nabla 2 + H_{\text{св}})}{l}. \quad (5.10)$$

При гидравлическом расчете длинных трубопроводов всегда бывают известны отметки местности и длина трубопровода, устанавливаемые в процессе изысканий, а также свободный напор в конечном пункте, которым задаются в соответствии с требованиями водопотребителя. В зависимости от того, какая из остальных величин (напор H , расход Q или диаметр d) является искомой, различают следующие три типа задач в расчете длинных трубопроводов.

Задача первого типа. Известны величины: $\nabla 1$, $\nabla 2$, $H_{\text{св}}$, Q , l . Требуется подобрать трубопровод и необходимую высоту водонапорной башни H .

Решение. В соответствии с вышеизложенными рекомендациями подбирается материал и по формуле (5.4) определяется диаметр трубопровода. По табл. 5.2 назначается ближайший стандартный диаметр трубы, выписывается его удельное сопротивление $A_{\text{кв}}$. По формуле (5.5) вычисляется средняя скорость воды в этой трубе и в зависимости от нее по табл. 5.3 определяется поправочный коэффициент θ . Далее все найденные величины подставляются в формулу (5.8), по которой вычисляются потери напора $h_{\text{п}}$ в трубопроводе, и по формуле (5.9) определяется требуемый напор H .

Задача второго типа. Известны величины: $\nabla 1$, $\nabla 2$, H , $H_{\text{св}}$, d , l . Требуется определить расход Q .

Решение. Допуская, что $h_{\text{п}} = h_{\text{т}}$, вычислим по формуле (5.10) гидравлический уклон I и с учетом его найдем из формулы (5.8) расход:

$$Q = \sqrt{I / (A_{\text{кв}} \theta)}. \quad (5.11)$$

Так как коэффициент θ при рекомендуемых скоростях V изменяется в небольших пределах (см. табл. 5.3), в расчете можно принять его среднее значение.

Задача третьего типа. Проектируемый трубопровод присоединяется к существующей водонапорной башне. Известны величины: $\nabla 1, \nabla 2, H, H_{св}, Q, l$. Требуется подобрать трубопровод (материал и диаметр).

Решение. Материал трубопровода выберем по вышеизложенным рекомендациям, ориентируясь на уровень давления в его начале ($p_{\max} = \rho g H$). По формуле (5.10) вычислим гидравлический уклон и из формулы (5.11) найдем удельное сопротивление трубопровода:

$$A_{кв} = I / (\theta Q^2). \quad (5.12)$$

Далее по табл. 5.2 найдем ближайший диаметр трубы, соответствующий вычисленной по формуле (5.12) величине $A_{кв}$.

Последовательное соединение труб (рис. 5.6, а). В этом случае в соответствии с уравнением неразрывности потока расход в любом сечении является постоянной величиной. Напор в начале трубопровода равен сумме потерь напора в составляющих его трубах:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 = k_m(A_1 l_1 + A_2 l_2 + A_3 l_3) Q^2. \quad (5.13)$$

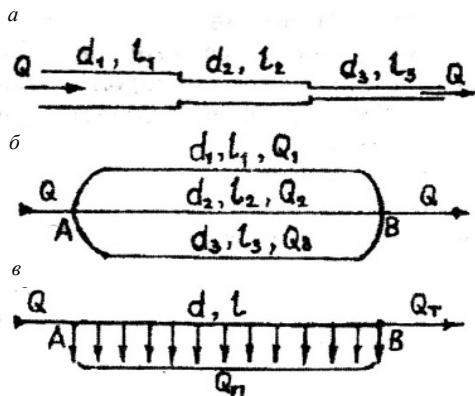


Рис. 5.6. Схемы длинных трубопроводов:
 а – с последовательным соединением труб; б – с параллельным соединением труб;
 в – с непрерывным изменением расхода по длине

Формула (5.13) позволяет решить и обратную задачу, т. е. при заданном напоре, диаметрах и длинах труб вычислить расход жидкости:

$$Q = \sqrt{\frac{H}{k_M(A_1 l_1 + A_2 l_2 + A_3 l_3)}}. \quad (5.14)$$

Параллельное соединение труб (рис. 5.6, б). Особенностью этой схемы является то, что все трубы работают под действием разности напоров $\Delta H = H_A - H_B$, следовательно, потери напора во всех ответвлениях параллельных труб одинаковы, т. е. $h_1 = h_2 = h_3 = \Delta H$.

На основании этого для любых двух труб можно записать

$$k_M A_1 l_1 Q_1^2 = k_M A_2 l_2 Q_2^2,$$

откуда отношение расходов в параллельных ветвях имеет вид

$$Q_2 / Q_1 = \sqrt{(A_1 l_1) / (A_2 l_2)}. \quad (5.15)$$

Для определения расходов в параллельных ветвях составим и решим систему уравнений

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ Q_2 / Q_1 = \sqrt{(A_1 l_1) / (A_2 l_2)} \\ Q_3 / Q_2 = \sqrt{(A_2 l_2) / (A_3 l_3)} \end{cases} \quad (5.16)$$

Определив расходы в каждой трубе, потери напора в ней вычислим по формуле (5.8).

Трубопровод с непрерывным изменением расхода по длине (рис. 5.6, в). В таком трубопроводе AB некоторая часть подводимого расхода Q (а иногда и весь расход Q) раздается по пути. Она называется путевым расходом Q_p . Остальная часть транспортируется дальше, она называется транзитным расходом Q_t . К трубопроводам данного типа относятся сельские водопроводы, трубопроводы штанговых опрыскивателей, систем подпочвенного и капельного орошения, консольных дождевальных машин и др.

Теоретически и опытами обосновано, что расчетный расход в данном трубопроводе составляет:

$$Q_p = Q_t + 0,55 Q_p. \quad (5.17)$$

С учетом этого расхода подбирается диаметр трубопровода AB (формула (5.4)), определяется в нем средняя скорость (формула (5.5)) и потери напора (формула (5.8)).

5.4. Гидравлический удар в трубопроводах

Гидравлический удар – это 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:

- быстрое закрытие или открытие запорных и регулирующих устройств;
- внезапная остановка насоса;
- 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:

$$t_0 = 2l / C_0. \quad (5.18)$$

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

$$\Delta p = \rho V_0 C_0. \quad (5.19)$$

где V_0 – скорость движения жидкости до закрытия затвора.

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

$$C_0 = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} / \sqrt{1 + \frac{E_{ж}d}{E\delta}}. \quad (5.20)$$

где $E_{ж}$ – модуль упругости жидкости;

E – модуль упругости материала трубы;

δ – соответственно диаметр и толщина стенки трубы.

Из формулы (5.20) следует, что в случае абсолютно жесткого трубопровода скорость распространения ударной волны $C_0 = C_{зв} = \sqrt{E_{ж} / \rho}$. Она равна скорости звука в жидкости, занимающей неограниченно большой объем. Так, для воды при температуре 10 °С $C_{зв} = 1425$ 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)

$$\Delta p = (2\rho V_0 l) / t_3. \quad (5.21)$$

Для ослабления гидроудара на трубопроводах устанавливают медленно закрывающиеся задвижки, предохранительные клапаны, воздушные колпаки.

Примеры

Пример 5.1. Подобрать трубопровод длиной $l = 300$ м для прокладки в торфянистом грунте и определить высоту водонапорной башни с целью водоснабжения объекта (см. рис. 5.4), требующего расхода $Q = 2,5$ л/с при минимально допустимом свободном напоре $[H_{св.}] = 10$ м. Геодезические отметки мест расположения объекта и башни соответственно равны $\nabla_0 = 182$ м, $\nabla_B = 184$ м.

Решение. В заданных грунтовых условиях для прокладки трубопровода целесообразно применить стальные трубы. Согласно данным табл. 5.1 при расходе $Q = 2,5$ л/с назначим среднюю скорость воды в трубопроводе $V = 0,7$ м/с и определим соответствующий диаметр труб:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,7}} = 0,067 \text{ м.}$$

Примем ближайший стандартный диаметр (см. табл. 5.2) $d = 60$ мм; удельное сопротивление трубы $A_{кв} = 2292$ с²/м⁶.

Уточним среднюю скорость:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,06^2} = 0,88 \text{ м/с.}$$

По ней найдем (см. табл. 5.3) поправочный коэффициент $\theta = 1,05$.

Вычислим потери напора в трубопроводе по формуле (5.8)

$$h_{Б-0} = k_M A_{KB} \theta Q^2 = 1,05 \cdot 2292 \cdot 1,05 \cdot 300 \cdot 0,0025^2 = 4,7 \text{ м.}$$

Определим свободный напор в водонапорной башне:

$$H_B = [H_{св}] + \nabla 0 - \nabla Б + h_{Б-0} = 10 + 182 - 184 + 4,7 = 12,7 \text{ м.}$$

Следовательно, высота водонапорной башни должна быть не менее 12,7 м.

Пример 5.2. Необходимо обеспечить водоснабжение нового объекта со следующими параметрами: $Q = 3,0$ л/с, $[H_{св}] = 10$ м, $\nabla 0 = 190$ м от существующей водонапорной башни при уровне воды в ней $H_B = 14$ м, геодезической отметке $\nabla Б = 193$ м, длине трубопровода $l = 200$ м. Выбрать экономически целесообразный диаметр труб при прокладке в песчаном грунте.

Решение. По условиям местности применим для прокладки трубопровода полиэтиленовые трубы. Вычислим допустимый гидравлический уклон трубопровода по формуле (5.10)

$$I = (H_B + \nabla Б - [H_{св}] - \nabla 0) / l = (14 + 193 - 10 - 190) / 200 = 0,035.$$

Определим удельное сопротивление трубопровода по формуле (5.12)

$$A_{KB} = I / (\theta Q^2) = 0,035 / (1,0 \cdot 0,003^2) = 3889.$$

В табл. 5.2 найдем ближайший стандартный диаметр полиэтиленовой трубы, обеспечивающий данные условия, $d = 60$ мм. Проверим, будет ли обеспечиваться при этом достаточность заданного свободного напора объекта. Диаметру $d = 60$ мм соответствует $A_{KB} = 2431 \text{ с}^2/\text{м}^6$. Средняя скорость воды и поправочный коэффициент на степень турбулентности составят:

$$V = \frac{4 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,06^2} = 1,06 \text{ м/с и } \theta = 0,98.$$

Тогда потери напора в трубопроводе будут равны:

$$h_{Б-0} = 1,05 \cdot 2431 \cdot 0,98 \cdot 200 \cdot 0,003^2 = 4,5 \text{ м.}$$

Следовательно,

$$H_{св0} = H_B + \nabla Б - \nabla 0 - h_{Б-0} = 14 + 193 - 190 - 4,5 = 12,5 \text{ м.}$$

Так как $H_{св0} > [H_{св}]$, напор воды на объекте достаточный.

Пример 5.3. По стальному трубопроводу диаметром $d = 500$ мм, толщиной стенки $\delta = 10$ мм и длиной $l = 2000$ м подается вода с расходом $Q = 0,4$ м³/с. Определить повышение давления Δp у задвижки, установленной в конце трубопровода, которая закрывается в течение $t_3 = 4$ с.

Решение. Определим скорость воды до закрытия задвижки:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,4}{3,14 \cdot 0,5^2} = 2,03 \text{ м/с.}$$

Скорость распространения ударной волны при модуле упругости стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па и заданных условиях (формула (5.20)) составит:

$$C_0 = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж}d}{E\delta}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2,03 \cdot 10^9 \cdot 0,5}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,01}}} = 1170 \text{ м/с.}$$

Вычислим фазу гидроудара по формуле (5.18)

$$t_0 = \frac{2l}{C_0} = \frac{2 \cdot 2000}{1170} = 3,42 \text{ с.}$$

Так как $t_0 < t_3$, удар не прямой, и повышение давления определим по формуле (5.21)

$$\Delta p = \frac{2\rho V_0 l}{t_3} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 2,03 \cdot 2000}{4} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2 \text{ МПа.}$$

6. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

6.1. Классификация и краткая характеристика каналов

Русла открытых потоков бывают *искусственные* (каналы) и *естественные* (русла рек), а движение жидкости в таких руслах – *равномерным* и *неравномерным*. Равномерное движение на значительной длине можно получить только в искусственных призматических руслах, т. е. таких руслах, у которых размеры и форма поперечного сечения не изменяются по длине. В естественных руслах движение жидкости всегда неравномерное, так как гидравлические элементы потока изменяются вдоль водотока. Для изучения движения воды в реках

можно разбить водоток на ряд участков, в пределах которых гидравлические элементы потока претерпевают незначительные изменения. Движение воды на таких участках рек можно с достаточной для практических целей точностью рассматривать как равномерное.

Так как параметры равномерного потока по длине его не меняются, гидравлический I , пьезометрический i и геометрический i_r уклоны равны. При неравномерном движении $I \neq i \neq i_r$.

По назначению каналы подразделяются на судоходные, оросительные, осушительные, энергетические, водопроводные, обводнительные комбинированные (комплексные), канализационные и др.

В зависимости от характера уклона бывают каналы с прямым уклоном дна ($i > 0$), горизонтальным дном ($i = 0$) и обратным уклоном дна ($i < 0$).

По форме поперечного сечения каналы подразделяются на трапециевидальные (рис. 6.1, а), прямоугольные (рис. 6.1, б), ложбинообразные (рис. 6.1, в), круглые (рис. 6.1, г), параболические (рис. 6.1, д).

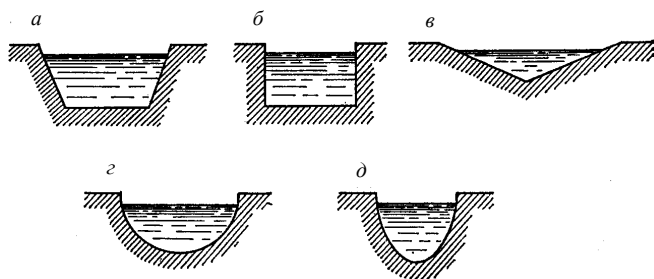


Рис. 6.1. Формы поперечного сечения каналов

Трапециевидальная форма сечения получила наибольшее распространение при сооружении каналов в мягких грунтах, так как она отвечает условиям производства работ и обеспечивает устойчивость откосов без специального крепления. Каналы **прямоугольного** сечения прокладываются в твердых породах. Если нужно приблизить сечение к естественным условиям, его выполняют **параболической** и **ложбинообразной** формы. Однако это связано с производственными трудностями, поэтому такую форму сечения имеют каналы лоткового типа, которые собираются из готовых железобетонных элементов.

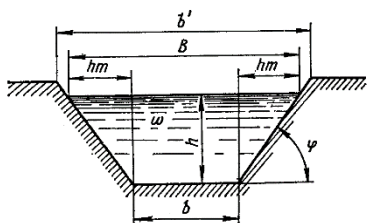


Рис. 6.2. Поперечное сечение канала

Основными геометрическими характеристиками канала с трапецидальным поперечным сечением (рис. 6.2) являются: h – глубина заполнения канала; b – ширина канала по дну; b' – ширина канала по верху; B – ширина свободной поверхности воды; φ – угол наклона откосов; $m = \text{ctg}\varphi$ – коэффициент заложения откосов.

Площадь живого сечения канала определяется по формуле

$$S = h(b + mh). \quad (6.1)$$

Смоченный периметр трапецидального канала определяется по формуле

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2}. \quad (6.2)$$

Гидравлический радиус сечения рассматриваемого канала находится по формуле

$$R_r = S / \chi. \quad (6.3)$$

6.2. Скорость движения воды в канале

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 скорости по вертикали (рис. 6.3) в широких руслах выражен формулой Базена:

$$u = u_{\text{пов}} - 24 \frac{V}{C} \left(\frac{H - z}{H} \right)^2, \quad (6.4)$$

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

V – средняя скорость по вертикали;

H – глубина потока;

z – текущая координата;

C – коэффициент Шези.

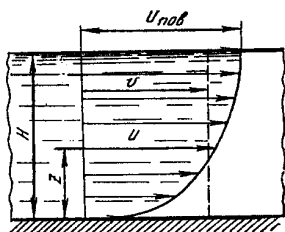


Рис. 6.3. График распределения скоростей по высоте потока в открытом русле

В ориентировочных расчетах можно пользоваться опытными данными, приведенными в табл. 6.1.

Таблица 6.1. Значения предельных неразмывающих скоростей для различных грунтов и облицовок

Род грунта или облицовки	V_{max} , м/с
Илистый грунт, разложившийся торф	0,25–0,50
Супесь слабая, пылеватый песок, легкие суглинки, глины мягкие, средний лесс	0,70–0,80
Малоразложившийся осоково-гипновый торф	0,70–1,00
Суглинки средние и плотные, плотный лесс	1,00–1,20
Малоразложившийся сфагновый торф	1,20–1,50
Глины	1,20–1,80
Одерновка	0,80–1,00
Бетонная и железобетонная одерновка	5,00–10,00

При чрезмерно малой скорости взвешенные наносы, находящиеся в потоке, успевают осесть, и происходит заиление русла. Предельная скорость движения воды в канале V_{min} должна быть такой, чтобы не происходило его заиления.

Допустимая скорость, при которой не происходит заиления канала, принимается равной не менее 0,6 м/с.

Для ориентировочного подсчета минимальной скорости пользуются формулой (6.5)

$$V_{min} = \alpha \sqrt{R_{\Gamma}}, \quad (6.5)$$

где α – опытный коэффициент, зависящий от массы взвешенных наносов, их гранулометрического состава и шероховатости поверхности русла; для крупных песчаных наносов $\alpha = 0,77$, для очень мелких – 0,37.

При проектировании каналов одной из расчетных является предельная неразмывающая скорость V_{max} , т. е. скорость, при которой не разрушаются дно и откосы. Она зависит от характера грунтов (связные, несвязные, скальные), крупности частиц и глубины потока.

Существует ряд эмпирических формул для подсчета предельной неразмывающей скорости. В ориентировочных расчетах можно пользоваться опытными данными, приведенными в табл. 6.1.

К сожалению, при устройстве каналов не всегда удается соблюсти неравенство $V_{\min} < V < V_{\max}$. Так, при прокладке канала по местности с большим уклоном скорости течения часто оказываются больше максимально допустимых. В этом случае приходится применять искусственное крепление стенок и дна канала в виде каменной отмостки, бетонной облицовки и др. Если же канал проходит по равнинной местности и ему не удастся придать нужного уклона, скорости течения в нем могут оказаться меньше минимально допустимых. Для нормальной эксплуатации необходимо предусматривать периодическую очистку канала от отложившихся наносов.

6.3. Гидравлический расчет каналов

Используя формулу Дарси-Вейсбаха (3.27), выведем основную формулу для гидравлического расчета каналов, и выразим среднюю скорость потока:

$$V = \sqrt{\frac{2g}{\lambda} \cdot \frac{h_T}{l} d}.$$

Зная, что отношение $h_T / l = I$, а также $d = 4R_r$, можно последней формуле придать следующий вид:

$$V = \sqrt{8g / \lambda} \sqrt{R_r I}.$$

Введем обозначение $C = \sqrt{8g / \lambda}$.

Тогда

$$V = C \sqrt{R_r I}. \quad (6.6)$$

Последняя формула была впервые получена французским инженером Шези и носит его имя. Параметр C в этой формуле называется *скоростным множителем*, или *коэффициентом Шези*. Единица измерения его – метры в 0,5-й степени в секунду.

Подставив в формулу для расхода $Q = SV$ среднюю скорость по формуле Шези, получим

$$Q = SC \sqrt{R_r I}. \quad (6.7)$$

Это есть основная формула для гидравлического расчета каналов, и она также называется *формулой Шези*.

Существует ряд формул для определения коэффициента Шези. Наиболее простой и достаточно точной является формула И. И. Агроскина:

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R_r, \quad (6.8)$$

где n – коэффициент шероховатости поверхности канала.

Численные значения коэффициента n для различных поверхностей представлены в табл. 6.2.

Таблица 6.2. Значения коэффициента n шероховатости каналов

Вид поверхности	n
Исключительно гладкие поверхности; поверхности, покрытые эмалью или глазурью	0,009
Лучшая штукатурка из чистого цемента	0,010
Лучшая цементная штукатурка ($1/3$ песка)	0,011
Весьма хорошая бетонировка	0,012
Хорошая кирпичная кладка	0,013
Бетонировка каналов в средних условиях	0,014
Средняя кирпичная кладка, облицовка из тесаного камня	0,015
Хорошая бутовая кладка, старая (расстроенная) кирпичная кладка, сравнительно грубая бетонировка	0,017
Каналы в плотном грунте, покрытые устойчивой илистой пленкой	0,018
Каналы в лессе, плотном гравии, плотной земле, затянутые илистой пленкой, каналы в плотной глине	0,020
Большие земляные каналы в средних условиях содержания и ремонта и малые в хороших	0,025
Земляные каналы: большие в условиях содержания и ремонта ниже средней нормы, малые – в средних условиях	0,028
Земляные каналы в сравнительно плохих условиях (местами заросшие, с бульжником и местными обвалами)	0,030
Земляные каналы в исключительно плохих условиях (значительные промоины и обвалы, заросшие, с крупными камнями)	0,400

Графические зависимости $C = f(n, R)$ (рис. 6.4) значительно облегчают определение коэффициента Шези.

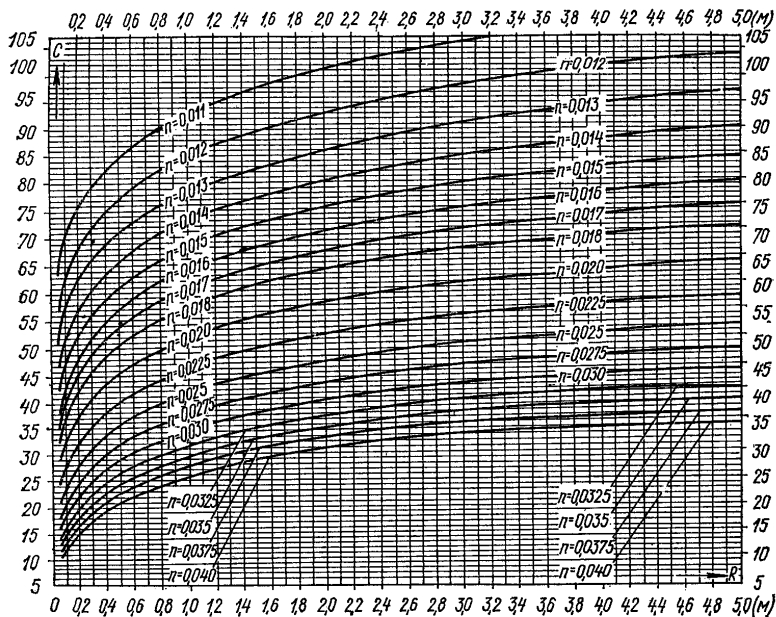


Рис. 6.4. Зависимость C от гидравлического радиуса при различных значениях n

Гидравлически наивыгодным называется такое сечение канала, которое при заданных площади живого сечения, уклоне и шероховатости обладает наибольшей пропускной способностью. Из анализа формулы (6.7) следует, что при постоянных I и S расход тем больше, чем больше гидравлический радиус R_r . Как видно из формулы (6.8), коэффициент C также увеличивается с возрастанием R_r . Но $R_r = S / \chi$, поэтому для постоянного значения S гидравлический радиус будет наибольшим при минимальном смоченном периметре χ .

Таким образом, сечение канала будет гидравлически наивыгодным при минимальном смоченном периметре.

Соотношение геометрических размеров сечений каналов трапециевидальной формы подсчитывают по следующим формулам:

$$b / h = m' - 2m; \quad (6.9)$$

$$R_r = h / 2. \quad (6.10)$$

Основные типы задач и методы их решения.

1. Определить расход воды в канале при известных значениях b , m , h , I , n .

Задача решается по формуле (6.7). По формулам (6.1) и (6.2) соответственно подсчитываются S , χ и определяется R_r . Коэффициент Шези C определяется по формуле (6.8) или по графику (см. рис. 6.4).

2. Необходимо определить уклон дна канала, если известны Q , b , m , h , n .

Уклон определяется по формуле Шези (6.7). Все необходимые параметры определяют так же, как в предыдущей задаче.

3. Определить нормальную глубину заполнения канала h_0 при известных Q , b , I , m , n .

Нормальной называется глубина заполнения канала, которая при заданных Q и I устанавливается в условиях равномерного движения. В общем случае эта задача решается методом подбора с использованием формулы Шези. Задаются значением h_0 , по которому определяют S , χ , R_r , C (см. задачу 1), и по формуле Шези подсчитывают Q . Если полученный расход не совпадает с заданным, принимают другое значение h_0 и повторяют расчет. Для ускорения решения подобного типа задач можно использовать графоаналитический метод.

Задавая несколькими значениями h_0 , последовательно определяют S , χ , R_r , C , Q , строят график $h_0 = f(Q)$ (рис. 6.5). Затем, откладывая по горизонтальной оси известный по условию задачи расход Q , определяют соответствующую ему нормальную глубину h_0 .

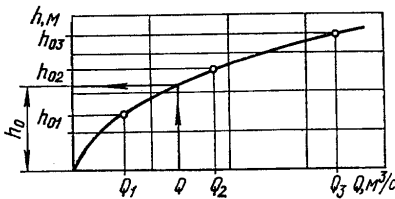


Рис. 6.5. Схема к определению глубины заполнения канала

4. Определить геометрические параметры канала b и h при известных Q , I , m , n .

Ввиду того что неизвестны две геометрические характеристики канала, в общем случае задача является неопределенной. Поэтому необходимо из дополнительных условий (эксплуатации канала или технологии строительства) задать

одним из параметров, тогда метод решения будет таким же, как и в задаче третьего типа.

Если при выборе параметра h или b не принимаются какие-либо условия, сечение канала следует проектировать гидравлически наивыгодным.

Примеры

Пример 6.1. Выполнить гидравлический расчет трапецидального канала глубиной $h = 1,5$ м в среднесуглинистом грунте при коэффициенте заложения откоса $m = 1,0$.

Решение. Определим отношение

$$b / h = m' - 2m = 2\sqrt{1 + m^2} - 2m = 2\sqrt{1 + 1,0^2} - 2 \cdot 1,0 = 0,84.$$

Ширина канала по дну будет равна:

$$b = (m' - 2m)h = 0,84 \cdot 1,5 = 1,26 \text{ м.}$$

Ширина канала по верху составит:

$$B = b + 2mh = 1,26 + 2 \cdot 1,0 \cdot 1,5 = 4,26 \text{ м.}$$

Площадь живого сечения будет равна:

$$S = h(b + mh) = 1,5(1,26 + 1,0 \cdot 1,5) = 4,14 \text{ м}^2.$$

Смоченный периметр будет равен:

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2} = 1,26 + 2 \cdot 1,5\sqrt{1 + 1^2} = 5,52 \text{ м.}$$

Гидравлический радиус сечения составит:

$$R_r = S / \chi = 4,14 / 5,52 = 0,75 \text{ м.}$$

Коэффициент шероховатости для среднего плотного суглинка $n = 0,02$ (см. табл. 6.2).

Коэффициент Шези определим по формуле И. И. Агроскина (6.8):

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R_r = \frac{1}{0,02} + 17,72 \lg 0,75 = 47,80 \text{ м}^{0,5}/\text{с.}$$

Приняв среднюю скорость воды $V = 1,0$ м/с (см. табл. 6.1), вычислим расход:

$$Q = SV = 4,14 \cdot 1,0 = 4,14 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Вычислим необходимый гидравлический уклон (из уравнения Шези):

$$I = Q^2 / (S^2 C^2 R_r) = 4,14^2 / (4,14^2 \cdot 47,80^2 \cdot 0,75) = 0,0006.$$

Пример 6.2. Определить коэффициент шероховатости русла канала по следующим данным гидрометрических измерений: $Q = 22,5 \text{ м}^3/\text{с}$; $S = 15,0 \text{ м}^2$; $B = 7,5 \text{ м}$; $I = 0,0004$.

Решение. Средняя скорость воды составит:

$$V = Q / S = 22,5 / 15,0 = 1,5 \text{ м/с.}$$

Средняя глубина воды составит:

$$h_{\text{ср}} = S / B = 15,0 / 7,5 = 2 \text{ м.}$$

Гидравлический радиус будет равен:

$$R_r = S / (2h_{\text{ср}} + B) = 15 / (2 \cdot 2 + 7,5) = 1,3 \text{ м.}$$

Коэффициент Шези будет равен:

$$C = V / \sqrt{R_r I} = 1,5 / \sqrt{1,3 \cdot 0,0004} = 65,20 \text{ м}^{0,5}/\text{с.}$$

Коэффициент шероховатости русла выразим из формулы (6.8)

$$n = 1 / (C - 17,72 \lg R_r) = 1 / (65,20 - 17,72 \lg 1,3) = 0,016.$$

Раздел 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

7. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Схема насосной установки представлена на рис. 7.1. Насос 7, приводимый в движение электродвигателем 6, забирает жидкость из нижнего резервуара 1 через приемную сетку 14, обратный клапан 13, всасывающую линию 12 и подает ее по напорному трубопроводу 3 в верхний резервуар 2. На всасывающей линии установлены задвижка 11, вакуумметр 9, а на напорной – манометр 5 и задвижка 8. Иногда на нагнетательной линии устанавливаются также обратный клапан 10 и расходомер 4.

Основными техническими параметрами насосной установки являются подача, высота всасывания, напор, мощность, коэффициент полезного действия (КПД).

Подача насоса – количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени. Различают подачи объемную Q и массовую Q_m . Первая измеряется в кубических метрах в секунду ($\text{м}^3/\text{ч}$, л/с , л/мин), вторая –

в килограммах в секунду. Понятие подачи насоса совпадает с понятием расхода в трубопроводе или канале и может измеряться различного рода расходомерами.

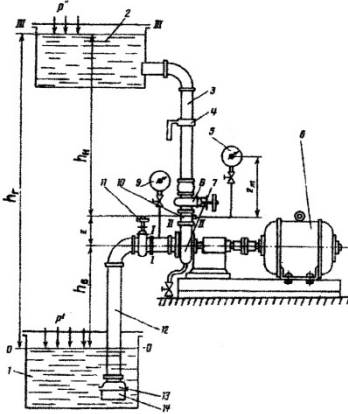


Рис. 7.1. Схема насосной установки

Высота всасывания. Различают геометрическую, приведенную и вакуумметрическую высоты всасывания.

Геометрическая высота всасывания h_b – это расстояние по вертикали от свободной поверхности жидкости нижнего резервуара 1 до характерной точки насоса (в горизонтальном насосе – до его оси, в вертикальном – до середины входных кромок лопастей, в поршневом – до положения поршней в верхней мертвой точке). Если насос установлен выше свободной поверхности, h_b считается положительной, если ниже – отрицательной.

Приведенная высота всасывания $h_{b,п}$ складывается из геометрической h_b и потерь напора во всасывающем трубопроводе $\Sigma h_{т,в}$:

$$h_{b,п} = h_b + \Sigma h_{т,в}. \quad (7.1)$$

Этот параметр является важным для завода-изготовителя насоса, ибо он заранее не знает, как в эксплуатационных условиях будут соотноситься обе составляющие $h_{b,п}$.

Вакуумметрическая высота всасывания $h_{вак}$ может быть найдена по показанию вакуумметра 9, выраженному в метрах столба перекачиваемой жидкости, или по уравнению Бернулли, составленному для сечений 0-0 и I-I относительно плоскости сравнения 0-0,

$$h_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho g} = h_{b,п} + \frac{\alpha_B V_B^2}{2g} = h_b + \Sigma h_{т,в} + \frac{\alpha_B V_B^2}{2g}, \quad (7.2)$$

где α_B , V_B – соответственно коэффициент кинетической энергии и средняя скорость жидкости во всасывающем трубопроводе.

Напор насоса – это разность полных удельных энергий на выходе и входе его, выраженная в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Высота h_n от сечения *II–II* до уровня *III–III* называется **геометрической высотой нагнетания насоса**. Сумма высот нагнетания h_n и всасывания h_b представляет собой **геометрический напор насосной установки** h_T .

Для забора воды из резервуара 1 и подачи ее в резервуар 2 насос должен сообщить жидкости энергию, достаточную для преодоления разности давлений $p'' - p'$ в резервуарах, подъема жидкости на высоту h_T и преодоления гидравлических потерь в напорном и всасывающем трубопроводах $\sum h_T$.

Требуемый напор насоса, т. е. энергия, необходимая для подачи единицы веса жидкости данной установкой, выразится:

$$H_{\text{тр}} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} = h_T + \frac{p'' - p'}{\rho g} + \sum h_T = H_{\text{ст}} + \sum h_T, \quad (7.3)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор установки.

Определим напор насоса при работе на данной установке по показаниям приборов (манометра, вакуумметра).

По определению, напор насоса – это удельная энергия, передаваемая насосом жидкости, т. е.

$$H = E_2 - E_1, \quad (7.4)$$

где E_1, E_2 – соответственно полные удельные энергии жидкости в сечениях *I–I* и *II–II* (на входе в насос и на выходе из насоса).

Запишем значения удельных энергий E_1 и E_2 относительно плоскости сравнения *0–0*, выделенной на поверхности жидкости в нижнем резервуаре. Соответственно, имеем

$$E_1 = h_b = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g};$$

$$E_2 = h_b + z + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g},$$

где p_1 и p_2 – давление соответственно в сечениях *I–I* и *II–II*;

h_b – геометрическая высота всасывания;

V_1 и V_2 – скорость в указанных сечениях;

α_1 и α_2 – коэффициенты скорости соответственно в сечениях *I–I* и *II–II*;

z – превышение центра сечения *I–I* над центром сечения *II–II*.

Из полученных выражений имеем

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z + \frac{\alpha_2 V_2^2 - V_1^2}{2g}. \quad (7.5)$$

Полагая, что в сечении $I-I$ имеет место вакуум, найдем значение давления:

$$p_1 = p_{\text{ат}} - p_{\text{в}},$$

где $p_{\text{в}}$ – показания вакуумметра;

$p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление.

Давление p_2 выразим через показания манометра:

$$p_2 = p_{\text{м}} + p_{\text{ат}} + \rho g z_{\text{м}},$$

где член $\rho g z_{\text{м}}$ учитывает в показаниях высоту установки манометра.

Подставляя полученные выражения абсолютных давлений в зависимость (7.5), определим напор:

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g} + z + z_{\text{м}} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g}. \quad (7.6)$$

Формула (7.6) выражает *напор, развиваемый насосом на данной установке*. Очень часто скорость $V_1 \approx V_2$, а величина $z + z_{\text{м}}$ мала.

Тогда формула (7.6) примет вид

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g}. \quad (7.7)$$

Мощность насоса. Мощность (энергия, производимая или потребляемая машиной в единицу времени) всегда определяется произведением силового фактора на скоростной. Мощность, передаваемая насосом жидкости, представляет собой его полезную мощность $N_{\text{пол}}$ и вычисляется по формуле

$$N_{\text{пол}} = \Delta p_{\text{п}} Q = \rho g H Q. \quad (7.8)$$

В данном случае в роли силового фактора выступает разность полных удельных энергий $\Delta p_{\text{п}}$ на выходе и входе насоса (Па); скоростным фактором является подача Q ($\text{м}^3/\text{с}$).

Мощность, потребляемая насосом от приводного двигателя, N будет равна:

$$N = M\omega, \quad (7.9)$$

где M , ω – соответственно крутящий момент и угловая скорость вала насоса.

Коэффициент полезного действия насоса η равен отношению полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N} = \frac{\rho g H Q}{M\omega}. \quad (7.10)$$

Для анализа влияния на величину η различных факторов его представляют в виде трех сомножителей: объемного, гидравлического, механического КПД:

$$\eta = \eta_o \eta_r \eta_m. \quad (7.11)$$

Объемный КПД учитывает потери утечки жидкости через различного рода зазоры между деталями в насосе:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (7.12)$$

где Q_t – теоретическая подача насоса;

ΔQ – утечки жидкости через неплотности насоса.

Гидравлический КПД учитывает потери напора в насосе на преодоление гидравлических сопротивлений:

$$\eta_r = \frac{H}{H_t} = \frac{H}{H + \Delta H}, \quad (7.13)$$

где H – теоретический напор насоса;

ΔH – потери напора в рабочей камере самого насоса (от входа жидкости до выхода).

Механический КПД учитывает мощность, расходуемую на преодоление механических сопротивлений $N_{\text{мех}}$ (трение в подшипниках, сальниках (уплотнениях вала) и на трение наружной поверхности рабочего колеса о жидкость):

$$\eta_m = \frac{N - N_{\text{мех}}}{N} = \frac{1 - N_{\text{мех}}}{N}. \quad (7.14)$$

Вышеназванные КПД зависят от качества применяемых подшипников, уплотнений, шероховатости проточной части и в лопастных насосах ориентировочно изменяются в следующих пределах: $\eta_o = 0,95-0,99$; $\eta_r \approx 0,95$; $\eta_m = 0,91-0,97$.

В объемных гидромашинах гидравлическая составляющая потерь мощности сравнительно мала и ее отдельно не выделяют.

Поэтому

$$\eta_n = \eta_o \eta_m. \quad (7.15)$$

8. КОНСТРУКЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

8.1. Центробежные насосы

В рабочем колесе центробежного насоса поток жидкости, направляемый лопастями, движется от центра к периферии под действием центробежных сил. Центробежные насосы можно классифицировать по следующим основным признакам:

- по способу подвода жидкости на рабочее колесо выделяют насосы с односторонним (консольные) и двусторонним подводом;
- по числу ступеней (рабочих секций, соединенных последовательно) различают насосы одно- и многоступенчатые;
- по расположению вала рабочих колес насосы бывают горизонтальные и вертикальные;
- по роду перекачиваемых жидкостей выделяют насосы для чистых жидкостей и для гидросмесей.

Консольные насосы. Схема консольного насоса представлена на рис. 8.1.

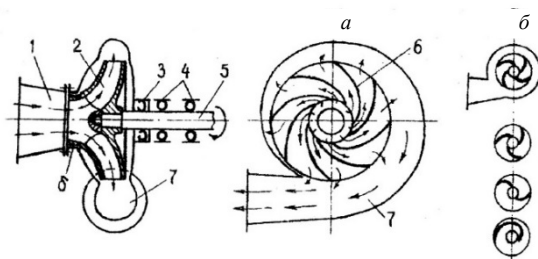


Рис. 8.1. Схема консольного насоса

Характерной особенностью его является расположение рабочего колеса 2 на консоли вала 5, вращающегося в двух широко расставленных шарикоподшипниках 4. Корпус 7 спиральный с осевым подводом жидкости 1. Рабочее колесо состоит из ведущего и ведомого дисков, соединенных между собой лопастями 6, между ними и дисками образуются каналы. Лопасти изогнуты в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса. Ведущим диском рабочее колесо крепится на валу 5.

Принцип работы центробежного насоса заключается в следующем. Вращение от двигателя передается посредством вала 5 рабочему колесу 2, вследствие чего поток жидкости в каналах его закручивается, и действующие в нем центробежные силы заставляют жидкость продвигаться от центра к периферии, обтекая лопасти. На вход рабочего колеса жидкость поступает непрерывно через конфузур подвода 1 из всасывающего трубопровода.

Таким образом, рабочее колесо сообщает жидкости энергию, преимущественно кинетическую. При выбросе жидкости с большой скоростью из рабочего колеса она попадает в спиральный отвод 7, плавное расширение которого к выходу обеспечивает при весьма небольших гидравлических потерях перевод значительной доли кинетической энергии потока в потенциальную. Этому способствует также диффузор, имеющийся в выходном патрубке насоса. Рабочее колесо вовлекает во вращение жидкость, находящуюся в пространстве между его дисками и боковыми стенками отвода, при этом давление уменьшается от периферии к центру по параболической зависимости. Однако перед уплотнением 3 оно имеет все-таки значительную величину, поэтому указанное уплотнение должно быть надежным и долговечным. В центробежных насосах применяются сальниковые, манжетные, торцовые, комбинированные уплотнения, описание устройства которых дано ниже. Для ограничения перетекания жидкости из отвода обратно в подвод через зазор δ величина этого зазора устанавливается не более 0,3 мм. Для облегчения восстановления этого зазора при ремонте насоса в отвод и на рабочее колесо запрессовываются кольца, сопряжением которых обеспечивается указанный зазор. Рабочие колеса центробежных насосов, предназначенных для подачи чистых жидкостей, имеют 6–12 лопастей. Очертание лопасти выполняется по спиральной или цилиндрической поверхности. В сочетании со спиральным отводом (рис. 8.1, а) это обеспечивает насосу хорошие гидродинамические качества. Насосные агрегаты с консольными насосами выпускаются двух

типов: К и КМ. Агрегат типа К представляет собой электродвигатель общего исполнения и консольный насос, установленные на общей металлической раме; валы их соединены втулочно-пальцевой муфтой.

Консольный насос (рис. 8.2) имеет рабочее колесо 1, закрепленное на валу 4 с помощью шпонки и гайки 3. Вытеканию жидкости из рабочей камеры наружу по валу препятствует сальник 5. Вал вращается в подшипниках 7, установленных в опорной части 6.

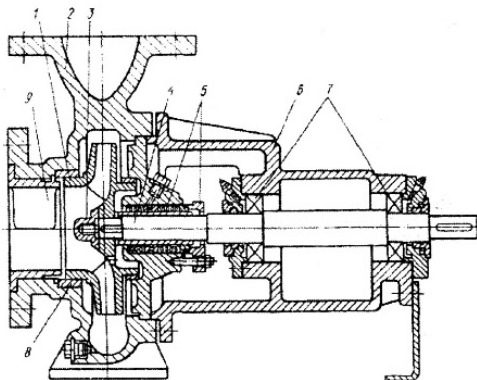


Рис. 8.2. Консольный насос

Рабочее колесо имеет с обеих сторон обработанные цилиндрические приливы, которые вместе с кольцами 8 образуют щелевые уплотнения. Вертикальная пластинка (ребро) 9, установленная во входном патрубке спирального корпуса 2 насоса, препятствует закрутке потока при входе на колесо, особенно если к входному патрубку присоединено колено трубы. Это повышает гидравлический КПД насоса.

В консольно-моноблочном агрегате типа КМ (рис. 8.3) рабочее колесо 2 непосредственно насажено на удлиненный вал 5 электродвигателя б фланцевого исполнения; корпус последнего служит опорой для корпуса насоса со спиральным отводом и напорным патрубком 3, так что образуется общий корпус (моноблок). Вертикальная пластинка 1 препятствует закрутке потока при входе на колесо. Вытеканию жидкости из рабочей камеры по валу препятствует сальник 4. При необходимости напорный патрубок вместе с корпусом может быть повернут на 90°.

Обозначения и маркировка насосов общего применения, за исключением специальных конструкций, определены ГОСТ. Примеры обозначений консольных насосов по ГОСТ 22247-76: К-11/18, КМ-90/55. Бук-

вы К и КМ обозначают тип насосного агрегата (консольный или консольно-моноблочный), цифры за буквами – номинальную подачу ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напор (м) водяного столба. С 1991 г. в маркировку насосов К и КМ введены по международному стандарту ISO 2853 цифровые обозначения диаметров всасывающего, напорного патрубков, рабочего колеса (мм) и буквенные обозначения (а, б) степени обточки рабочего колеса. Например: К65-50-1606; К100-65-250а; КМ50-32-125 и т. д.

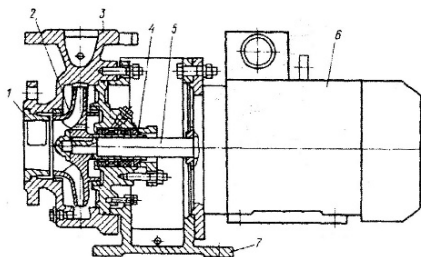


Рис. 8.3. Консольный моноблочный насосный агрегат

Насосные агрегаты К и КМ предназначены для перекачивания чистых неагрессивных жидкостей при температурах до $85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Выпускаемые типоразмеры их охватывают номинальные подачи в пределах $10\text{--}360\text{ м}^3/\text{ч}$ и напоры $10\text{--}100\text{ м}$, КПД $0,5\text{--}0,83$. При некоторых конструктивных изменениях в проточной части центробежные насосы способны перекачивать гидросмеси, т. е. смеси жидкостей и твердых частиц во взвешенном состоянии (смеси воды с грунтом, золой, песком, гравием, рудой крупностью кусков до 15 мм , с навозом, канализационные стоки). Рабочие колеса таких насосов (см. рис. 8.1, б) имеют 1–4 лопасти с широкими каналами между ними. Отвод жидкости цилиндрический, пространство между отводом и рабочим колесом достаточной и одинаковой ширины, чтобы проточная часть не забивалась. Рабочее колесо и отвод изготавливают из чугунов, хорошо противостоящих истиранию. В ряде конструкций боковые поверхности внутри отвода, возле которых вращается рабочее колесо, изготовлены отдельно и упрочнены дисками из твердого белого чугуна.

Насосы типа Д (рис. 8.4) имеют двусторонний вход жидкости в рабочее колесо 7. Из подвода 1 жидкость попадает в полости б, а из них – в каналы рабочего колеса и оттуда в спиральный отвод, образованный корпусом 3 и крышкой 2. Горизонтальный разъем корпуса в

этом насосе позволяет иметь несложный доступ к рабочему колесу, уплотнениям 5. Двусторонний вход жидкости обеспечивает уравновешенность осевых сил рабочего колеса, меньшие гидравлические сопротивления в его каналах, что несколько повышает КПД насоса. Но удваивается количество уплотнений. Уплотнения вала 9, установленного на шарикоподшипниках 4, 8, и рабочего колеса 7 аналогичны тем, которые применяются в консольных насосах. В обозначении насоса двустороннего входа, например, Д 2000-100 указывается: тип – Д, номинальная подача – 2000 м³/ч, напор – 100 м. Насосы типа Д предназначены для перекачивания чистых неагрессивных жидкостей при температурах до 100 °С. Выпускаемыми типоразмерами их охватываются подачи 90–12500 м³/ч, напоры 12–137 м, КПД 0,64–0,92.

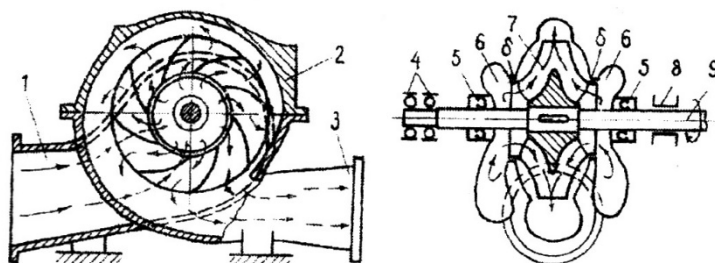


Рис. 8.4. Схема насоса двустороннего входа типа Д

Многоступенчатые насосы предназначены для создания больших напоров. На общем валу, вращающемся от двигателя, жестко закрепляется несколько рабочих колес 1 (рис. 8.5), через которые поток движется последовательно. Для направления потока от выхода предыдущего ко входу следующего колеса в секционных насосах применяется направляющий аппарат 3, состоящий из двух систем лопастей: направляющих 4, расположенных непосредственно за рабочим колесом, и обратных 2. В других конструкциях насосов для этой цели имеются в корпусах специальные каналы или даже используются дополнительные патрубки, что ухудшает компактность. При движении потока последовательно через рабочие колеса (ступени) повышается напор, а на выходе из насоса он определяется произведением напора одной ступени на число ступеней.

Многоступенчатые насосы бывают горизонтальные и вертикальные. Горизонтальные насосы имеются трех типов: ЦНС – центробеж-

ный насос секционный с рабочими колесами одностороннего входа и одинаково расположенными торцевыми разрезами корпуса: М – насос с горизонтальным разъемом корпуса и с рабочими колесами одностороннего входа, установленными на валу попарно взаимопротивоположно (для уравнивания осевых сил); МД – насос с горизонтальным разъемом корпуса, с первым рабочим колесом двустороннего и остальными – одностороннего входа, установленными на валу попарно взаимопротивоположно (с той же целью).

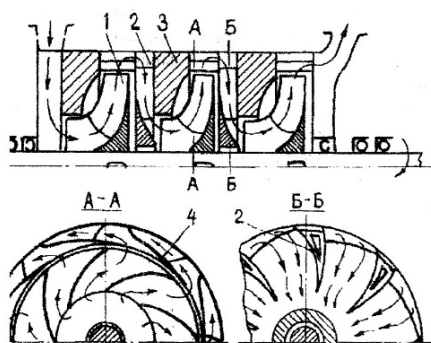


Рис. 8.5. Схема многоступенчатого насоса

Наиболее широко применяются насосы ЦНС. По ГОСТ в обозначение их введены номинальные величины подачи ($\text{м}^3/\text{ч}$) и напора (м), например ЦНС 22-88. Подачи выпускаемых типоразмеров насосов – 6–1000 $\text{м}^3/\text{ч}$, напоры – 40–2000 м, КПД – 0,6–0,78.

Вертикальные многоступенчатые насосы выпускаются в секционном исполнении. Среди них очень широкое распространение получили скважинные насосы, которые применяются для подачи воды из скважин при водоснабжении, водопонижении, орошении. **Скважинные насосные агрегаты** выпускаются двух типов: ЭЦВ – электродвигатель с центробежным насосом, соединенные вместе и погруженные в воду (рис. 8.6, а); ЦТВ – центробежный насос с приводом через трансмиссионный вал от двигателя, расположенного над скважиной (рис. 8.6, б). В маркировке этих насосных агрегатов после буквенного обозначения типа (ЭЦВ или ЦТВ) стоят 3 цифры; первая обозначает минимально допустимый внутренний диаметр (мм) обсадной трубы скважины,

уменьшенный в 25 раз и округленный; вторая – подачу ($\text{м}^3/\text{ч}$) и третья – напор (м). Примеры: ЦТВ8-40-65, ЭЦВ 16-210-640.

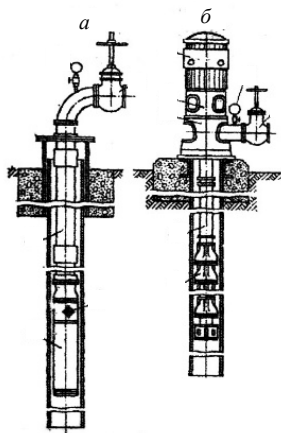


Рис. 8.6. Скважинные насосные установки с погружным электродвигателем (а) и с трансмиссионным валом (б)

Рабочие колеса насосов обоих типов выполняются центробежными или диагональными. В насосных агрегатах ЦТВ вертикальные осевые усилия воспринимаются шариковой пятой, расположенной ниже электродвигателя в опорной станции 7. В некоторых агрегатах этого типа предусмотрен привод насоса через конический редуктор б, соединенный с трансмиссионным валом, от двигателя внутреннего сгорания или от вала отбора мощности трактора. Вал рабочих колес насоса и трансмиссионный вал имеют радиальные подшипники скольжения, смазываемые водой из скважины. Поэтому насосы применяются для подачи неагрессивной воды с температурой до $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, содержащей до 0,1 % по массе твердых механических примесей. Для нормальной работы насосного агрегата ЦТВ требуется строго вертикальное расположение трансмиссионного вала, соблюдение допустимых зазоров в подшипниках, не допускается искривление скважины. Ограничена также частота вращения рабочих колес. Все эти неудобства связаны с наличием трансмиссионного вала, имеющего часто значительную длину. Насосные агрегаты ЭЦВ лишены этих недостатков. Они погружены под динамический уровень воды в скважине до требуемой отметки. Асинхронный водонаполненный с короткозамкнутым ротором электродвигатель 5 присоединен снизу непосредственно к насосу 1. Обмотка его статора, имеющая усиленную хлорвиниловую изоляцию, соединена «в звезду» и подключена к питающему трехжильному кабелю, проложенному вдоль колонны водоподъемных труб 2.

На рис. 8.7 представлен скважинный секционный насос ЭЦВ. Рабочие колеса 4 насоса закреплены на валу 12 шпонкой б. Вал в подшипнике закреплен распорной втулкой 7. Область высокого давления отделяется от области низкого с помощью щелевых уплотнений 8. В верхней

части насоса расположен обратный клапан 2, который удерживает столб воды над ним при отключении электродвигателя. Вода из рабочего колеса 4 поступает в направляющий аппарат 3, представляющий собой систему неподвижных лопастей, которые направляют поток воды от периферии рабочего колеса одной секции (ступени) в центр рабочего колеса следующей.

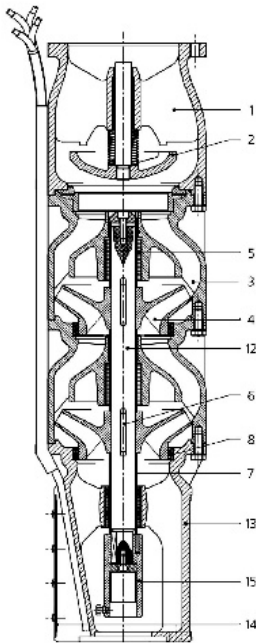


Рис. 8.7. Насос ЭЦВ

Подвод воды в насос производится через специальные окна в основании 13, которые снаружи закрыты защитной сеткой 14. Отвод воды происходит через обратный клапан 2 и головку насоса 1, к которой присоединен нагнетательный трубопровод. Вал насоса 12 закреплен в подшипниках скольжения 5, неподвижные втулки которых выполнены из пластмассы, резины или других материалов. Подшипники скольжения 5, в которых вращаются роторы насоса, смазываются чистой водой.

Основные детали скважинных насосов изготавливаются из следующих материалов: рабочие колеса из полиамида, полипропилена (для скважин с диаметром до 200 мм), бронзы и чугуна; направляющие, аппараты из полипропилена, бронзы, чугуна; подводы, корпуса подшипников и подпятников из чугуна, стали; опорные втулки радиальных подшипников валов насоса и двигателя из нержавеющей стали, а вкладыши, этих подшипников из резины; валы из стали. Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 15.

Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 15.

8.2. Некоторые типичные узлы центробежных насосов

Устройства для уравновешивания осевых сил рабочих колес.

В насосе с односторонним входом возникает осевая сила на рабочее колесо из-за разности давлений, действующих на его боковые поверхности. На рис. 8.8 представлены сечения эпюр давлений на рабочее колесо.

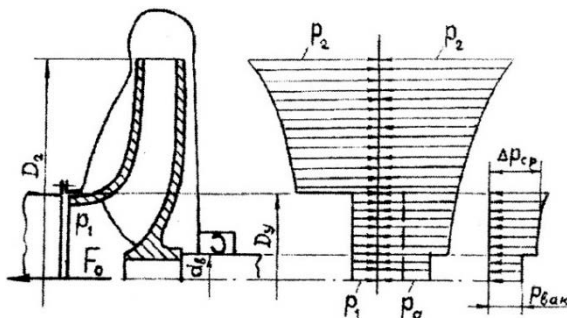


Рис. 8.8. Схема к объяснению осевой силы рабочего колеса

На выходе из колеса давления p_2 слева и справа одинаковы. По мере приближения к центру давление с обеих сторон несколько уменьшается, за счет действия центробежных сил, вызываемых вращением жидкости, в боковых зазорах. Эпюры давления взаимно уравновешены на боковых площадях, образованных между окружностями диаметром D_2 и D_y . Далее слева, благодаря наличию уплотнения, возникает перепад давления до величины p_1 – абсолютного осредненного давления на входе в насос. Справа же давление продолжает уменьшаться в зависимости от радиуса по параболе и на уплотнении вала возникает перепад его до атмосферного $p_{ат}$. В результате имеется неуравновешенная часть эпюры (показана отдельно справа), объем которой равен осевой силе F_0 , действующей на рабочее колесо в сторону входа:

$$F_0 = \frac{\pi}{4}(D_y^2 - d_v^2)\Delta p_{cp} + \frac{\pi}{4}d_v^2 p_{вак}, \quad (8.1)$$

где Δp_{cp} – осредненная разность давлений, действующая на площадь кольца между окружностями диаметров D_y и d_v .

В крупных насосах осевая сила достигает больших значений (в многоступенчатых насосах измеряется десятками килоньютонов). Поэтому в центробежных насосах обычно предусмотрены устройства, воспринимающие или ликвидирующие ее.

В насосах малых размеров осевая сила воспринимается шариковыми радиальными или радиально-упорными подшипниками. При небольшом числе ступеней применяются упорные подшипники. В насосе с двухсторонним подводом рабочее колесо не имеет осевой силы вследствие своей симметрии. В многоступенчатых насосах серий М и

МД применяется симметричное расположение рабочих колес на валу для ликвидации осевой силы, однако при этом усложняется перевод потока с одного колеса на другое. Поэтому такие насосы несколько теряют компактность и имеют более низкий КПД.

В многоступенчатых секционных насосах осевая сила уравновешивается с помощью специального разгрузочного диска или так называемой *гидравлической пяты* (рис. 8.9).

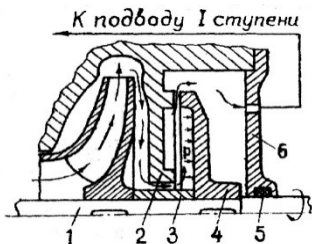


Рис. 8.9. Схема к объяснению принципа действия гидравлической пяты

Гидравлическая пята 4 устанавливается жестко на валу 1 за последним рабочим колесом. Небольшая часть потока жидкости поступает под давлением из отвода через радиальный зазор между корпусом 2 и втулкой 3 в рабочую камеру, где создает давление p . Гидростатическая сила этого давления уравновешивает осевую силу рабочих колес. Далее жидкость проходит через торцовый зазор между корпусом и гидравлической пятой в разгрузочную камеру и оттуда поступает по трубопроводу к подводу первой ступени.

Такая конструкция обладает способностью авторегулирования. Вал вместе с рабочими колесами и гидравлической пятой (ротор насоса) имеет возможность некоторого перемещения в осевом направлении. При увеличении или уменьшении осевой силы рабочих колес ротор перемещается соответственно влево или вправо. При этом торцовый зазор между корпусом 6 и гидропятой уменьшается или увеличивается, это влечет за собой увеличение или уменьшение сопротивления движению жидкости на выходе из рабочей камеры. Уплотнение между корпусом 6 и валом 1 осуществляется сальником 5. Следовательно, давление в последней возрастает или уменьшается соответственно изменению осевой силы. С целью ликвидации осевой силы в центробежных насосах широко применяется выравнивание эпюр давления с обеих сторон рабочего колеса. Для этого на тыльной стороне рабочего колеса делается уплотнение 3 (рис. 8.10) того же диаметра D_y , что и уплотнение 1 на переднем диске, и просверливаются близ ступицы отверстия 2. При этом ликвидируется неуравновешенная часть эпюры давления на колесо справа (см. рис. 8.8). Остается лишь небольшая осевая сила, обусловленная гидродинамическим воздействием потока при повороте его в колесе от осевого к радиальному направлению; она может восприниматься шариковым подшипником.

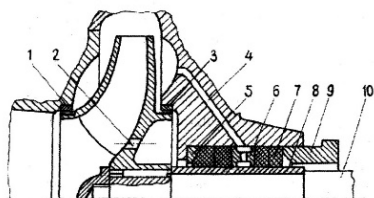


Рис. 8.10. Разгруженное рабочее колесо и сальниковое уплотнение вала

радиальные ребра 1 на заднем диске рабочего колеса (рис. 8.11). Жидкость в пространстве между задним

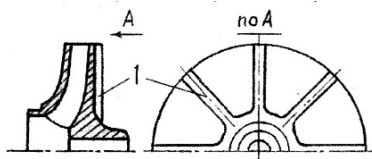


Рис. 8.11. Ребра на тыльной стороне рабочего колеса для уравнивания осевой силы

Уплотнение на валу 10 насоса (рис. 8.10) играет очень важную роль. В насосе с разгруженным колесом оно предотвращает подсасывание воздуха в рабочую камеру, а если колесо не разгруженное, то не допускает чрезмерного просачивания жидкости наружу. Простейшая конструкция уплотнения – это сальник с мягкой набивкой (рис. 8.10). В цилиндрическую выточку корпуса насоса укладываются опорное металлическое кольцо 5 и кольца 7 шнура из мягкого промасленного материала (хлопка, пеньки), поджимная втулка 9, фланец которой с помощью болтов крепится к корпусу насоса (на рис. не показаны). Между кольцами шнура устанавливается металлическое кольцо 6 гидравлического уплотнения, к которому подается через канал 4 под давлением чистая вода из отвода насоса (в канализационном насосе – из отдельной магистрали). Такое устройство называется гидравлическим затвором. Вода заполняет все зазоры между валом и корпусом, охлаждает

К недостаткам описанного способа разгрузки относятся некоторое понижение КПД за счет перетекания жидкости через отверстия и ухудшение структуры потока при входе на рабочие лопасти вследствие местных потоков через разгрузочные отверстия.

Для уравнивания осевых сил в некоторых одноступенчатых насосах применяются также для уравнивания осевых сил в некоторых одноступенчатых насосах применяются также радиальные ребра 1 на заднем диске рабочего колеса (рис. 8.11). Жидкость в пространстве между задним диском и корпусом насоса вращается с угловой скоростью колеса, а не с половинной величиной ее, как в случае отсутствия ребер. Поэтому сила давления жидкости на задний диск уменьшается. Этот способ требует дополнительной мощности для привода колеса, однако она не превышает мощности, затрачиваемой на утечки жидкости через уплотнение и отверстия на заднем диске (рис. 8.10).

и смазывает сальниковое уплотнение. Вытекание воды наружу каплями (20–30 капель в минуту) – признак нормально работающего уплотнения. При значительном вытекании воды нужно поджать гайками втулку 9; если это не помогает, нужно разобрать уплотнение и заменить кольца 7 промасленного шнура. Все более широкое применение в современном насосостроении находят торцовые уплотнения. Потери мощности на трение в них в 2 раза меньше, чем в сальниковых уплотнениях, утечки же практически сведены к нулю.

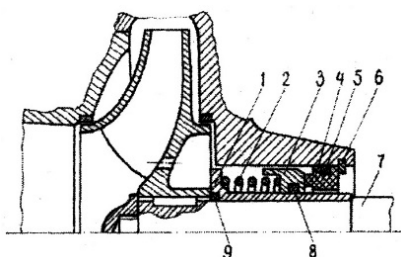


Рис. 8.12. Торцовое уплотнение вала насоса

Простое торцовое уплотнение (рис. 8.12) имеет застопоренное б неподвижное кольцо 4 (из фторопласта, текстолита и т. п.), к торцовой поверхности которого пружиной 2 на распорной втулке 1 постоянно прижимается подвижное металлическое кольцо 3, вращающееся вместе с валом 7 насоса. Для устранения утечек жидкости через возможные зазоры в сопряжениях уплотнения

предусмотрены резиновые кольца 5, 8, 9.

Комбинированные уплотнения применяются в насосах передвижных станций СНП-120/30, СНП-240/30 и их модификаций. Узел такого уплотнения, собранный в общем корпусе, имеет торцовое уплотнение, находящееся между двумя резиновыми армированными манжетами. Внутренняя полость уплотнения набивается консистентной смазкой.

8.3. Осевые насосы

Лопастей рабочего колеса осевого насоса (рис. 8.13, б) выполнены по винтовой поверхности. Количество лопастей небольшое – от 3 до 8. При вращении колеса поток жидкости, поступающий из входной части 1, закручиваясь в нем, продвигается лопастями в осевом направлении, поэтому насос называется осевым.

Имеются конструкции насосов с осевым и спиральным отводом. В насосе с осевым отводом (рис. 8.13, а) за рабочим колесом 2 установлен лопастный выправляющий аппарат 9, в котором поток выправляется от винтового движения, полученного в рабочем колесе, к поступательному в отводе 8, чтобы уменьшить гидравлические потери энергии. Вал

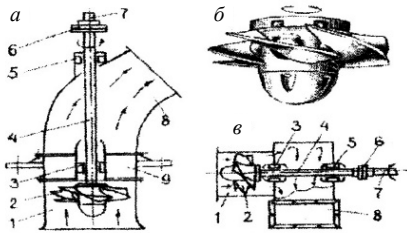


Рис. 8.13. Схемы осевых насосов

насоса 4 соединен с валом двигателя 7 муфтой 6. В насосе к подводу с рабочим колесом 2 примыкает спиральный отвод 8 (аналогичный по конструкции отводу центробежного насоса). Поток, получивший винтовое движение от рабочего колеса, раскручивается в отводе по спирали, чтобы далее в трубопроводе двигаться поступательно. Применение спирального отвода выгодно при больших подачах. Он менее громоздкий, более экономичен, проще в эксплуатации. Вал 4 рабочего колеса осевого насоса устанавливается в подшипниках скольжения 3 и 5 с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами. Подшипники смазываются водой, перекачиваемой насосом. Если она содержит более 50 мг/л взвешенных частиц, то в подшипниках применяются специальные манжетные уплотнения, и чистая вода для смазки их подводится по трубам от отдельного источника. Расход воды для смазки зависит от размеров насоса и составляет 0,5–2,0 л/с на один подшипник. Напор смазочной воды в точке подвода должен превышать напор насоса на 7–10 м.

Осевые насосы выпускаются в горизонтальном и вертикальном исполнениях, с жестким (неподвижным) креплением лопастей и с поворотными лопастями рабочего колеса. Поворотом (изменением наклона к оси) одновременно всех лопастей рабочего колеса изменяется напорная характеристика насоса (зависимость напора от подачи). Механизм поворота лопастей смонтирован в ступицу рабочего колеса, соединяется штоком или валом, пропущенным внутри валов насоса и электродвигателя, с соответствующим типом привода (механического, электрического, электрогидравлического). Осевая сила давления жидкости на рабочее колесо и вес роторов в вертикальном насосном агрегате воспринимаются пятой электродвигателя.

Маркировка осевых насосов включает следующие обозначения:

– буквенные: О – с жестким креплением лопастей, ОП – с поворотными лопастями, Г – горизонтальный, В – вертикальный, Э – с электроприводом поворота лопастей, ЭГ – с электрогидроприводом поворота лопастей и др.;

– цифровые, обозначающие номер модели и внешний диаметр рабочего колеса (см).

Примеры: ОГ6-25 (осевой насос с жестким креплением лопастей, горизонтальный, рабочее колесо 6-й модели, диаметр его 25 см); ОПВ 10-260 ЭГ (осевой насос с поворотными лопастями, вертикальный, рабочее колесо 10-й модели, диаметр его 260 см).

Осевые насосы О и ОП (ГОСТ 9366-81), выпускаемые насосостроительными заводами, имеют широкую номенклатуру типоразмеров. Они охватывают подачи 0,63–46,0 м³/с и напоры 2,5–28 м, КПД 0,77–0,87. Эти насосы предназначены для перекачивания пресной воды с температурой до 35 °С и содержанием взвешенных частиц не более 1000 мг/л (из них абразивных допускается не более 2 %). Они широко применяются в системах теплоснабжения, водоснабжения, орошения, канализации.

8.4. Диагональные насосы

Рабочие колеса диагональных насосов выполняются в виде конических винтов (пропеллеров). Они бывают открытыми и закрытыми. При вращении рабочего колеса поток жидкости, закручиваясь, движется под углом к оси его (по диагонали). Диагональные насосы по рабочим параметрам занимают среднее положение между центробежными и осевыми насосами. Насосы выпускаются одно- и многоступенчатыми, со спиральными и осевыми отводами. Этот тип насосов перспективен для крупных (с особо большими подачами) средненапорных насосных станций, так как обладает в этой области лучшими конструктивными и эксплуатационными качествами по сравнению с другими насосами.

8.5. Погружные насосные агрегаты

В нашей стране и за рубежом выпускаются погружные (капсульные) насосные агрегаты, предназначенные для перекачивания чистых и загрязненных жидкостей. Насосный агрегат такого типа состоит из одно- или двухступенчатого насоса (центробежного, осевого, диагонального) и присоединенного непосредственно к нему электродвигателя, расположенного внутри капсулы, обтекаемой перекачиваемой жидкостью. В выпускаемых разновидностях конструкций применяются водозащитные и водозаполненные электродвигатели.

В насосных агрегатах, предназначенных для перекачивания загрязненных жидкостей, внутреннюю поверхность рабочей камеры обрезают, рабочие колеса – открытого типа с небольшим числом лопастей и широкими каналами между ними, подшипники насоса и электродви-

гателя хорошо защищены специальными уплотнениями от попадания грязи.

С применением погружных насосных агрегатов отпадает необходимость в строительстве сложных и дорогостоящих зданий насосных станций, фундаментов. Насосные агрегаты можно опускать непосредственно под уровень жидкости в котлованах, навозохранилищах, в трубчатых колодцах и т. д. В СНГ выпускаются погружные насосные агрегаты типов ОМПВ и ОПВ с осевыми (ОМПВ 250-4,2; ОМПВ 630-3,0; ОПВ 1000-4,2; ОПВ 4000-6,0) и ЦМПВ с центробежными (ЦМПВ 400-90 и др.) насосами. Цифры в маркировке обозначают подачу (л/с) и напор (м).

8.6. Насосы трения

Вихревые насосы применяются при малых подачах и средних напорах, которые в центробежных насосах при том же диаметре колеса не могут быть достигнуты. Они имеют следующие преимущества по сравнению с центробежными:

- компактнее и дешевле в изготовлении;
- могут сами всасывать жидкость при пуске их в работу (не требуют предварительной заливки);
- мало меняют подачу при изменении давления (крутопадающая напорная характеристика).

Недостатками этих насосов являются низкий КПД (порядка 0,20–0,45), малая высота всасывания.

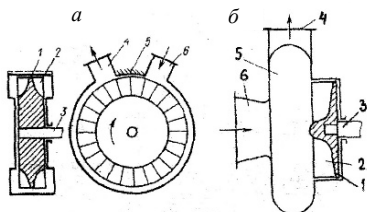


Рис. 8.14. Схемы вихревых насосов:
а – закрытого типа; б – открытого типа

Вихревые насосы бывают закрытого и открытого типов. Схема насоса закрытого типа представлена на рис. 8.14, а. Основным конструктивным признаком его – перемещение жидкой среды по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении, т. е. по касательным к окружности колеса, не пересекая колесо вдоль вала 3. Жидкость поступает во всасывающий патрубок б и к рабочему колесу 1, которое представляет диск с прямыми лопатками 2 по окружности колеса. В пространстве, образованном соседними лопатками колеса и стенкой корпуса, возникает вихревое движение. Напор увеличивается

от всасывающего 6 до напорного 4 патрубков. Между этими патрубками находится перемычка в корпусе 5.

Такие насосы пригодны для подачи только чистых жидкостей с кинетической вязкостью до 36 сСт.

Другой разновидностью являются вихревые насосы открытого типа (рис. 8.14, б), в которых жидкость при движении пересекает рабочее колесо вдоль вала. В этом насосе рабочее колесо 1 имеет прямые радиальные лопатки 2, расположенные на диске, консольно закрепленном на валу 3. Корпус 5 насоса имеет спиральный отвод с всасывающим 6 и напорным 4 патрубками. Он аналогичен спиральному отводу центробежного насоса.

При вращении рабочего колеса около него возникает вихрь. В центре образуется разрежение, а по периферии – давление под действием центробежных сил. Эти насосы применяют для подачи жидкостей с большим содержанием твердых частиц (песок, зола, уголь, полужидкий навоз и т. д.).

Вихревые консольные насосы закрытого типа имеют обозначение ВК, к которому может быть добавлена буква С – самовсасывающий или О – обогреваемый (для подачи вязких жидкостей). Максимальная высота самовсасывания для насосов ВКС составляет 4 м.

Пример условного обозначения насоса: ВКС 2/26, где 2 – подача в литрах в секунду, 26 – напор в метрах.

В вихревых насосах из-за большой скорости жидкости у входа в колесо и плохой обтекаемости входных кромок лопаток наблюдается кавитация (нарушение сплошности потока и, как следствие, ускоренный износ колеса; это явление подробнее будет рассмотрено ниже). Этот недостаток отсутствует у двухступенчатого центробежно-вихревого насоса (рис. 8.15).

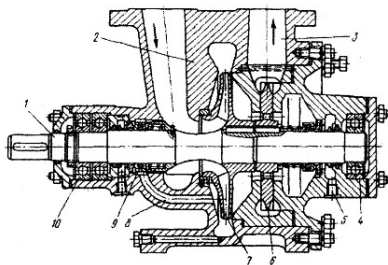


Рис. 8.15. Центробежно-вихревой насос

Жидкость поступает сначала на центробежное колесо 7, а потом на вихревое колесо закрытого типа 6. Сальник 9 собран из ряда прижимных втулок и резинового кольца. Он имеет гидравлическое уплотнение. В полость уплотнения по каналу 8 подводится жидкость под дав-

лением, развиваемым центробежным колесом. Таким образом обеспечивается водяное уплотнение. Аналогично выполнено уплотнение вала на стороне вихревого колеса. Жидкость, проникающая сквозь уплотнения, отводится в дренаж через отверстие 5. Остальные обозначения на схеме: 1 – вал; 2 – корпус насоса; 3 – напорный канал; 4, 10 – подшипники. Эти насосы обозначаются буквами ЦВ (центробежно-вихревой).

Пример условного обозначения насоса: ЦВ 5/105, где 5 – подача в литрах в секунду, 105 – напор в метрах.

Струйные насосы также отнесены к динамическим насосам трения, так как жидкая среда перемещается в них внешним потоком, т. е. струя, вытекающая из сопла, увлекает за собой жидкость в смесительной камере.

Струйные насосы в технике носят иногда и такие названия: инжектор (нагнетающий струйный насос, обычно он питает паровые котлы водой при помощи пара), эжектор (всасывающий струйный насос, например, для выкачивания грязных вод и т. д.), гидроэлеватор или водоструйный насос, когда при помощи воды перемещается вода или пульпа (смесь грунта с водой).

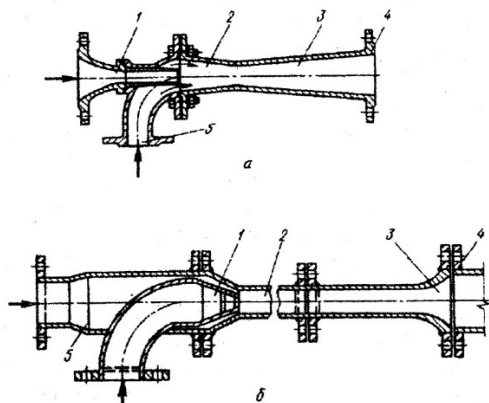


Рис. 8.16. Водоструйные насосы с центральным (а) и боковым (б) подводами активной (рабочей) жидкости

В водоструйном насосе (рис. 8.16) вода через сопло 1 под напором от специального насоса или бака вытекает с большой скоростью в камеру 2 смешения потоков. В ней образуется разрежение (вакуум), и вода из бассейна, откуда она должна перекачиваться, засасывается через подвод 5 в камеру смешения 2 и далее вместе с водой из сопла 1 поступает в диффузор 3 и отвод 4.

К достоинствам таких насосов относятся: простота конструкции (насос можно сделать в условиях мастерской); надежность в работе

(нет движущихся частей); возможность перекачки загрязненных и коррозионных вод и пульпы и т. д. Поэтому в настоящее время область применения водоструйных насосов весьма обширна, несмотря на их невысокий КПД. Их используют для увеличения высоты всасывания центробежных насосов, забора воды из скважин и колодцев, откачки воздуха при пуске лопастных насосов, подачи гидросмеси (пульпы), при разработке карьеров с песком, гравием и полезными ископаемыми.

8.7. Эксплуатация насосных агрегатов

Лопастные насосы не обладают самовсасывающей способностью. Поэтому если насос установлен с положительной высотой всасывания, то перед пуском необходимо заполнить рабочую камеру его 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 затвор на напорном трубопроводе должен быть закрыт. Пуск центробежного насоса производится при закрытом затворе. После пуска насоса затвор 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.

Осевые насосы устанавливаются с отрицательной высотой всасывания, т. е. погруженными 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 ч 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. При этом фиксируются показания манометра и амперметра (они должны соответствовать паспортным данным). 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 течение пер-

вых 1,5–2 сут. Затем, если все нормально, насосную станцию переводят на автоматический режим работы.

При работе насосных агрегатов необходимо следить, чтобы все их узлы функционировали нормально. Эксплуатация их запрещается в следующих случаях:

- при появлении вибрации вала;
- при возникновении дребезжащего звука, отличного от кавитационного шума;
- в случае повышения температуры подшипников, уплотнений сверх установленных пределов;
- при неисправностях отдельных деталей, которые могут вызвать поломку или аварию насосного агрегата.

8.8. Передвижные насосные станции

Передвижные насосные станции 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, изменяя их местоположение в зависимости от уровня воды источника, снабжать водой попеременно несколько удаленных друг от друга оросительных участков; дают возможность значительно снизить капиталовложения и эксплуатационные затраты.

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 номинальной подачей Q (л/с) и напором H (м);

СНН- Q/H – станция насосная навесная;

СНН- 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 перегрузок. 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:

- а) СНП-120/30, СНПЭ-120/30, СНПл-120/30;
- б) СНП-240/30, СНПЭ-240/30, СНПл-240/30;
- в) СНП-50/80, СНН-50/80;
- г) СНП-500/10, СНПЭ-500/10, СНПл-500/10.

Ниже приведено описание конструкций и технологического процесса некоторых насосных станций.

Насосная станция СНП-50/80. На одноосном прицепе установлены дизельный двигатель с муфтой сцепления, насос, всасывающий трубопровод с механизмом подъема, напорный трубопровод с задвижкой, система заполнения насоса перед пуском, электрооборудование и приборы контроля, топливный бак.

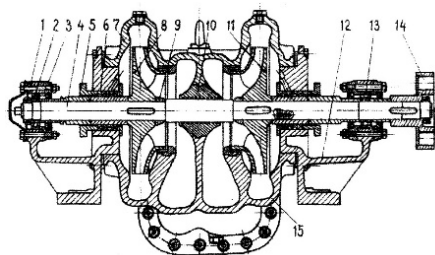


Рис. 8.17. Двухколесный центробежный насос станции СНП-50/80

на рисунке: 3 – корпус подшипника; 5 – поджимная втулка; 9 – уплотнение рабочего колеса; 10 – сальник; 14 – соединительная муфта.

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.

Насос – это двухколесный центробежный со спиральным корпусом (рис. 8.17). 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. Остальные обозначения

К раздвоенному всасывающему патрубку насоса 2, оборудованному заборным устройством с сеткой 1, прикреплен обратный клапан 3 (рис. 8.18, а) из текстолитовой пластины, поворачивающейся на оси. В зависимости от режима работы насоса клапан автоматически открывает или закрывает один из каналов всасывающего патрубка. К напорному патрубку прикреплен корпус золотника 4 для переключения режима работы насоса. Положение золотника фиксируется в одной из двух позиций, соответствующей либо параллельному, либо последовательному соединению рабочих колес. При параллельном соединении рабочих колес (рис. 8.18, б) насос работает как одноступенчатый, а при последовательном (рис. 8.18, а) – двухступенчатый.

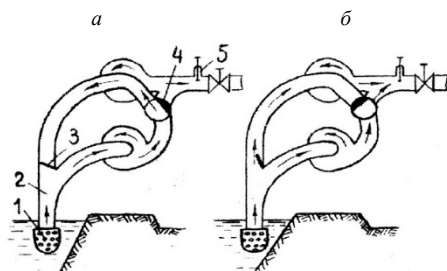


Рис. 8.18. Технологические схемы работы насосной станции СНП-50/80

Валы муфты сцепления двигателя и насоса соединяются втулочно-пальцевой муфтой и должны быть тщательно отцентрированы (допускаемое смещение не более $\pm 0,3$ 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 насос водой перед пуском с помощью газоструйного вакуум-аппарата (рис. 8.19), который установлен на выхлопной трубе двигателя. Посредством тяги 5 и рычага заслонки 3 переводится из нижнего в крайнее верхнее положение, после чего газы выхлопа направляются в сопло 7 и далее в диффузор 11. При этом в камере 10

создается вакуум, под влиянием которого отсасывается воздух через трубопровод 8 из рабочей камеры 13 насоса, и она заполняется водой. Клапан 14 автоматически перекрывает доступ воды в вакуум-аппарат после включения насоса. В случае отказа клапана 14 для исключения попадания воды в двигатель предусмотрен кран 9. Остальные обозначения на рисунке: 4 – возвратная пружина; 6 – выхлопная труба; 12 – всасывающий патрубок насоса. Аналогичная конструкция газоструйного вакуум-аппарата применяется на большинстве прицепных дизельных и навесных тракторных насосных станций.

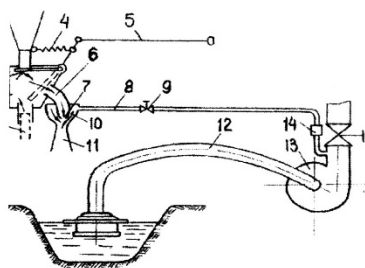


Рис. 8.19. Газоструйный вакуумный аппарат насосной станции СНП-50/80

Насосная станция оборудована автоматической системой защиты, обеспечивающей остановку двигателя при повышении температуры охлаждающей воды и масла в двигателе выше $(95 \pm 3)^\circ\text{C}$, понижении давления масла в двигателе ниже $0,22-0,13$ МПа, давления воды в напорном патрубке насоса ниже $(0,04 \pm 0,025)$ 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, состоит из дизельного двигателя и центробежного двухколесного насоса 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 регулировки подачи на напорных трубопроводах устанавливаются шаровые краны. Завод-изготовитель поставляет потребителю

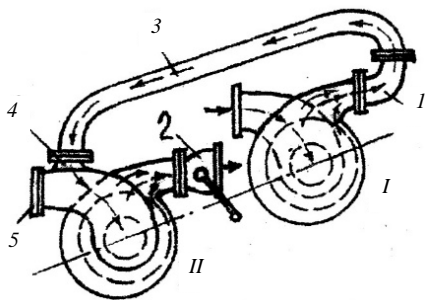


Рис. 8.20. Последовательное соединение рабочих колес насосной станции СНП-75/100

насосную станцию в варианте последовательного соединения рабочих колес (рис. 8.20) 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 шаровой кран (на напорный патрубок первого колеса).

Вал насоса приводится 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 станции 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 соответствующая сигнальная лампа, указывающая на причину остановки двигателя. После этого необходимо выключатель ВА автоматики поставить в положение «Выключено».

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 сблокирован непосредственно с дизельным двигателем. Вал муфты сцепления является одновременно 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 рабочих 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.

8.9. Плавающие насосные станции

Плавающая насосная станция – это комплекс гидротехнических устройств и оборудования, установленного в трюме и на палубе несамоходного судна, обеспечивающий забор воды из источника орошения (обводнения), подъем и транспортировку ее к месту потребления (рис. 8.21).

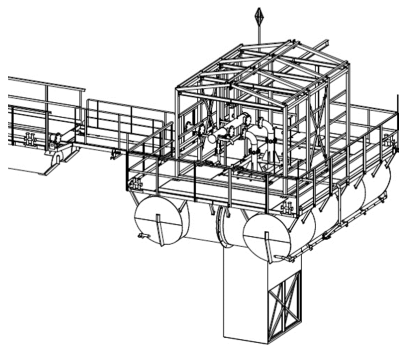


Рис. 8.21. Схема плавучей насосной станции

Составные части ПНС:

1. Корпус судна представляет собой главную конструктивную часть однопалубного стоечного судна (прямоугольный понтон) с симметричными обводами корпуса. Корпус судна состоит из обшивки и набора. Обшивку сваривают (склепывают) из стальных листов, согнутых в соответствии с требуемой формой обводов судна. Со стороны внутренней части обшивку и палубу (для поддержания прочности и формы корпуса) подкрепляют системой

балок, располагающихся в поперечном и продольном направлениях. Совокупность этих балок является набором корпуса.

2. Якорное устройство расположено в носовой и кормовой частях ПНС. Кормовое якорное устройство по своим характеристикам и расположению аналогично носовому якорному устройству. Каждое якорное устройство состоит из якоря, якорной цепи с распорками, якорного клюза, цепного ящика, устройства для крепления и отдачи коренного конца якорной цепи, стопора фрикционного, предназначенного для стоянки станции на якоре, стопора цепного, предназначенного также для стоянки станции на якоре и для крепления якоря «по-походному», палубного клюза и якорно-швартовного шпиля.

3. Швартовное устройство расположено в носовой и кормовой частях ПНС. Буксирное устройство – в носовой части. Швартовное устройство состоит из швартовых стальных канатов, хранящихся на вьюшках, швартовых кнехтов, киповых планок с горизонтальными и вертикальными роульсами, швартовых бортовых клюзов, закрепленных на фальшборте и якорно-швартовых шпилей.

4. Буксирное устройство состоит из однотумбовых кнехтов и бортовых швартовых клюзов, укрепленных на фальшборте носовой части судна.

5. Грузовое устройство состоит из крана специального, подкранового пути, уложенного на главной палубе в районе шпангоутов, приводной цепи, по которой обкатывается звездочка механизма движения крана, лотков для питающего кабеля, носового и кормового упоров, ограничивающих движение крана в носу и корме станции.

6. Рыбозаградительное устройство состоит из жесткого каркаса, состоящего с комингсом и сплошным листом верхней части основную несущую конструкцию рыбозаградителя, в которой заключены промыватель, вращающийся в подшипниках, и сетка, подкрепленная ребрами жесткости. На верхней плоскости рыбозаградителя установлены пенопластовый поплавок, обеспечивающий поворот рыбозаградителя и прижатие его к днищу станции (установку в рабочее положение), а также опорноходовые узлы, осуществляющие транспортировку рыбозаградителя по направляющим. Герметичность в районе прилегания рыбозаградителя к опорной плоскости входного отверстия в водозаборный отсек создается резиновым уплотнением, расположенным на комингсе. Подача воды на промыватель производится с борта станции гибким шлангом (от системы технического водоснабжения), один конец которого болтами крепится к патрубку распределителя. На обшивке верхней части рыбозаградителя установлен датчик системы автоматического контроля вращения промывателя.

7. Устройство закрытия водозаборных отсеков состоит из крышки, стропа подъемного, обуха, крюка с гайкой, направляющих. С помощью штатного грузового устройства ПНС крышки, подвешиваемые за строп, плавно опускаются под действием силы тяжести по направляющим до конечного положения, возникающая при этом сила прижимает крышки резиновым уплотнением к комингсу отверстия водозаборного отсека. Затем с помощью осушительной системы из отсека откачивается вода. По мере удаления воды понижается уровень воды в отсеке и на крышки начинает действовать растущая сила гидростатического давления, которая плотно прижимает их к комингсу. После откачки воды необходимо спуститься в отсек через горловину в палубе, завести крюки в петли крышек и вернуть гайки. Отсек при этом надежно закрыт от поступления воды.

8. Прием воды главными насосными агрегатами производится из водозаборных отсеков, расположенных по левому борту насосной станции. Количество отсеков – по числу насосных агрегатов.

В днищевой части каждого водозаборного отсека имеются вырезы, через которые вода поступает из водоема в отсек во время работы насосного агрегата. Вырезы оборудованы таким образом, что к ним примыкают рыбозаградители, которые предотвращают засасывание вместе с водой рыбы, рыбной молоди, икры. На зимний период, а также на случаи, когда необходимо осушить систему главного насосного агрегата, вырезы закрываются специальными крышками. Главное требование к воздушной полости водозаборного отсека – ее полная герметичность, что особенно важно для работы вакуум-системы в период заполнения водой главного насоса.

В продольной переборке каждого водозаборного отсека, обращенной в сторону насосного отделения, имеется вырез, в который вварен патрубок. С помощью сварного соединения к патрубку крепится конус-переход.

Всасывающий фланец насоса соединен с конусом-переходом трубой. Наличие скользящего фланца необходимо для облегчения монтажных и демонтажных работ, а также компенсации некоторой неточности при изготовлении элементов трубопровода. Насос установлен и закреплен на фундаменте болтами; для точной фиксации и предотвращения сдвига применены призонные болты. Напорный фланец насоса соединен фланцем с конусом-переходом, который вторым фланцем скользящего типа соединен с задвижкой. Задвижка установлена на фундамент, приваренный к днищевому набору, и притянута к нему двумя полухомутами. Далее от задвижки отходит цилиндрическая утка, которая входит в воздушный отсек правого борта и присоединяется фланцем к шаровому шарниру, установленному на борту. Чаша шарнира центральным фланцем прикреплена к борту неподвижно, а шар, поворачивающийся в чаше в любую сторону от нейтрального положения, выходит за борт. Имеющимся фланцем шар присоединяется на месте установки станции к соединительному трубопроводу, который другим концом на берегу соединен с береговым трубопроводом с помощью такого же шарового шарнира.

Трубопровод выполнен из труб. Утка изготовлена сварной конструкцией. Патрубок, конус-переход изготовлены сварными из стального листа. Фланцы стальные приварные, уплотнительные прокладки выполнены из листовой резины. Трубы имеют каждая по одной опоре, к которой они притянуты полухомутами.

На корпусе насоса установлен приборный щиток, на котором размещены вакуумметр для контроля разрежения во всасывающей маги-

страли и электроконтактный манометр для контроля напора в нагнетательной части трубопровода и для выдачи электрического импульса на открытие задвижки с электроприводом по достижении заданного давления. Перед вакуумметром и манометром установлены клапаны, позволяющие производить отключение приборов, продувку импульсных трубок и подключение контрольных приборов.

В каждой патрубке вакуум-системы, присоединенном к верхней части крышки насоса, установлен датчик электронного сигнализатора уровня, который выдает электрический импульс на включение главного насосного агрегата при заполнении насоса водой и достижении ею уровня датчика.

Пуск и остановка главного насосного агрегата, как в ручном, так и в автоматическом режимах работы, производится из операторской. Кроме этого у главного насосного агрегата предусмотрен пост аварийного отключения электродвигателя.

Электропривод задвижки имеет управление (пуск и остановка) в автоматическом режиме работы из операторской; в ручном режиме – по месту установки задвижки. Контроль температуры подшипников насоса осуществляется визуально по термометрам. Датчики термометров смонтированы в корпусах подшипников, показывающие приборы установлены на корпусе электродвигателя. При достижении температуры подшипников верхнего допустимого предела питание электродвигателя автоматически отключается, а в операторской включаются световой и звуковой сигналы.

Температура железа и обмоток статора также контролируется термометрами. Датчики установлены в сердечнике и обмотках, показывающий прибор с переключателем размещен в операторской.

На корпусе электродвигателя установлены термометры для контроля температуры воды до и после воздухоохладителя.

При заполнении насоса водой перед его запуском на блоке электронного сигнализатора уровня, установленного на корпусе насоса, включается световой сигнал (контроль при ручном режиме пуска насосного агрегата).

9. Вакуум-насосы расположены в помещении вспомогательных механизмов. Здесь же, на продольной переборке, расположена циркуляционная цистерна. В верхней части цистерны подсоединяются напорные трубы от вакуум-насосов, воздушной трубы и трубы подвода воды от цистерны заборной воды. В нижней части подсоединяются трубы

подвода рабочей воды к вакуум-насосам. Цистерна оборудована спускной пробкой, горловиной, указателем уровня и переливной трубой.

В верхней части корпусов главных насосов установлены патрубки с отрезками, в которых закреплены датчики сигнализатора уровня.

От патрубка каждого насоса отходят вакуумные трубы с электромагнитными клапанами, которые объединяются в одну магистраль, идущую к приемным патрубкам вакуум-насосов. Перед насосами магистраль раздваивается на приемные трубы каждого вакуум-насоса. Приемные трубы оборудованы запорными клапанами, с помощью которых со стороны приемной части отключается резервный насос.

Нагнетательные трубы вакуум-насосов подсоединены к циркуляционной цистерне в верхней ее части. Эти трубы запорных устройств не имеют.

Рабочая вода для создания в камерах вакуум-насосов гидравлического затвора поступает к насосам от циркуляционной цистерны. От общей трубы с электромагнитным клапаном к каждому насосу подходят свои трубы, на которых имеются запорные клапаны. С помощью этих клапанов со стороны подвода рабочей воды отключается резервный вакуум-насос.

Заполнение циркуляционной цистерны рабочей водой осуществляется от цистерны заборной воды системы бытового водоснабжения. С этой целью цистерна соединена трубой, на которой имеется запорный клапан.

Контроль за разрежением в вакуумной магистрали осуществляется по вакуумметрам, установленным на всасывающих магистралях каждого вакуум-насоса. Приборы установлены около насосов на переборке. Каждый вакуумметр оборудован клапаном для манометра.

Вакуум-насосы работают автоматически при запуске главных насосных агрегатов. После ввода в автоматический режим работы любого одного главного насосного агрегата и установки ключа в положение «Пуск» включается рабочий вакуум-насос, открываются электромагнитные клапана (в зависимости от того, какой насосный агрегат запускается). При работе вакуум-насосов в автоматическом режиме запорный клапан рабочего вакуум-насоса всегда находится в открытом положении.

После заполнения водой корпуса главного насоса срабатывает сигнализатор уровня, электромагнитные клапаны закрываются, вакуум-насос отключается. Главный насосный агрегат по данному параметру (заполнение корпуса водой) готов к работе.

Работа вакуум-насосов возможна и при ручном управлении. При этом пуск и остановка насосов, открытие и закрытие электромагнитного клапана осуществляются вручную с места.

10. Система технического водоснабжения представляет собой не сообщающиеся друг с другом системы, оборудованные каждая на своем насосном агрегате.

Вода от напорной магистрали насоса по основному трубопроводу с клинкетными задвижками и фильтром подводится к промывным устройствам обоих рыбозаградителей (приемный отсек каждого насосного агрегата оборудован двумя рыбозаградителями). Отростки к рыбозаградителям отходят от основных трубопроводов в водозаборных отсеках каждого главного насосного агрегата. С рукавами рыбозаградителей подводящие воду трубы соединяются с помощью фланцевых соединений.

От основного трубопровода отходит труба, разделяющаяся на две ветки: одна для подвода воды к воздухоохладителям, вторая – к подшипникам насосов и электродвигателей.

На трубе, подводящей воду к воздухоохладителю и подшипникам, имеется запорный и предохранительный клапаны, перепускающие воду в трубу обратной воды из воздухоохладителя при превышении установленного давления в трубе подвода воды к воздухоохладителю. Труба обратной воды из воздухоохладителя подсоединяется к приемной магистрали главного насоса. В месте подсоединения на трубе обратной воды имеется невозвратно-запорный клапан.

От трубы, подводящей воду к подшипникам, отходят отростки с кранами на охлаждение подшипников насосов и на охлаждение подшипников электродвигателей. Охлаждающая вода после подшипников насосов и электродвигателей собирается в одну трубу, которая подсоединяется к трубе обратной воды от воздухоохладителя.

Система выполнена из стальных и водопроводных труб. Соединения труб фланцевые на прокладках и муфтовые. В местах возможного застоя воды установлены спускные пробки.

Контроль за давлением в трубопроводе системы осуществляется по манометрам, установленным после фильтров. Один манометр установлен после клинкетной задвижки (контроль давления воды к рыбозаградителям), второй манометр установлен после клапана (контроль давления воды к воздухоохладителю и к подшипникам). Манометры насосных агрегатов установлены на продольной переборке в районе приемных патрубков насосов. Манометры насосов установлены на щитках, закрепленных на корпусах насосов.

Управление работой системы ручное с места. Ввод системы в действие осуществляется для каждого насосного агрегата открытием клинкетных задвижек, клапанов и кранов после ввода в работу насосных агрегатов.

11. Осушительный насос установлен в помещении вспомогательных механизмов. Там же на продольной переборке установлена невозвратно-запорная фланцевая коробка с клапанами.

Через клапан коробки осушается форпик, воздушный отсек, также через клапаны осушаются помещения мастерской и вспомогательных механизмов, и вода принимается от приемных сеток, расположенных в носовой части насосного отделения.

В насосном отделении на переборке установлена также невозвратно-запорная фланцевая коробка с клапанами.

Через клапаны коробки осушаются помещения трансформаторной и ахтерпик, вода принимается от приемных сеток, расположенных в кормовой части насосного отделения, и приемной сетки, расположенной в кормовой части воздушного отсека.

Клапанные коробки соединены между собой трубопроводом, к которому через запорные клапаны подсоединяются патрубки из водозаборных отсеков левого борта, через которые производится осушение и наполнение этих отсеков.

Приемный патрубок осушительного насоса соединяется трубой с коробкой. На этой трубе около коробки имеется запорный клапан, а между клапаном и насосом – грязевая коробка.

От напорной (нагнетательной) магистрали насоса отходит труба с запорным клапаном, которая выходит на палубу и заканчивается рукавной палубной втулкой.

Удаление воды за борт из отсеков, обслуживаемых системой осушения, осуществляется через невозвратно-запорный клапан, установленный на продольной переборке помещения вспомогательных механизмов. Через рукавную палубную втулку возможно удаление воды из осушаемых отсеков на берег или плавучий сборщик.

Балластная система через клапан соединяется с напорным трубопроводом пожарно-балластного насоса, которым производят заполнение балластных цистерн.

Через клапаны заполняется носовая балластная цистерна левого борта и правого.

Заполнение кормовых балластных цистерн производится через магистральный осушительный трубопровод и клапан – цистерну левого и правого борта.

Осушение балластных цистерн производится через те же клапаны и далее к осушительному насосу.

Выброс воды за борт производится через невозвратно-запорный клапан.

Контроль за работой осушительного насоса осуществляется по манометру и вакуумметру, установленным соответственно на нагнетательной и всасывающей магистралях насоса, приборы установлены около насоса на переборке. Управление работой насоса ручное. Пуск, остановка и контроль за работой насоса осуществляются с места.

12. Пожарно-балластный насос установлен в помещении вспомогательных механизмов. Прием воды насосом производится от днищевого кингстона через фильтр.

Нагнетательная пожарная магистраль насоса под подволоком вдоль продольной переборки проходит в насосное отделение далее над главной палубой (у кормовой стенки надстройки), заканчивается пожарным рожком. Два пожарных рожка установлены на отростках, отходящих от пожарной магистрали. Один на переборке, второй на другой переборке. Еще два пожарных рожка установлены на главной палубе. В помещения вспомогательных механизмов от нагнетательной магистрали отходит еще один отросток, который проходит через переборку в форпик и далее через главную палубу вдоль носовой переборки надстройки, где заканчивается пожарным рожком.

От пожарного трубопровода в помещении вспомогательных механизмов отходит отросток на систему бытового водоснабжения (заполнение цистерны забортной воды), а в форпике отросток на сточно-фановую систему (на эжектор и промывку фекальной цистерны).

От нагнетательной магистрали отходит и отросток на продувку кингстона. На этом отростке около кингстона имеется невозвратно-запорный клапан.

Пожарные рожки оборудованы пожарными шлангами. Пожарные шланги вместе со стволами хранятся в специальных шкафчиках, расположенных вблизи рожков.

Противопожарная система выполнена из труб. Соединения труб фланцевые (пожарный трубопровод) на резиновых прокладках и штуцерные (труба кингстона). На концах труб в отсеках имеются растробы. В местах возможного застоя воды установлены спускные пробки.

Контроль за работой пожарно-балластного насоса осуществляется по манометру и вакуумметру, установленным соответственно на нагнета-

тельной и всасывающей магистралях насоса. Приборы установлены на продольной переборке около насоса. Управление работой насоса ручное. Пуск, остановка и контроль за его работой осуществляются с места.

13. Искусственной вентиляцией оборудованы насосное отделение, помещение вспомогательных механизмов, помещение распределительных устройств, мастерская, трансформаторная, помещения ТВУ, операторская и помещения жилого блока (каюты, камбуз, душевая, умывальная и туалет).

9. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

9.1. Основное уравнение лопастных насосов

Установим взаимосвязь напора лопастного насоса с геометрическими и кинематическими параметрами его рабочего колеса. Впервые эту задачу решил Л. Эйлер (1754), рассмотрев движение потока жидкости во вращающемся канале. Полученное уравнение опередило примерно на 100 лет конструирование лопастных насосов. Оно носит название *основного уравнения лопастных гидромашин* (уравнения Л. Эйлера).

Частица жидкости совершает в канале рабочего колеса (рис. 9.1) сложное движение: она вращается вместе с колесом с окружной (переносной) скоростью u и продвигается от входа к выходу с относительной скоростью w вдоль лопасти. Следовательно, абсолютная скорость движения частицы v равна:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (9.1)$$

При выводе уравнения Л. Эйлера приняты следующие допущения: жидкость идеальная; траектории всех частиц жидкости в относительном движении одинаковы и совпадают с геометрическим очертанием профиля лопасти; относительные скорости частиц жидкости, лежащих на одной окружности, одинаковы. Эти допущения соответствуют теоретической модели рабочего колеса с бесконечным числом лопастей.

Присвоим вышеназванным линейным скоростям на входе индекс 1, на выходе – индекс 2. Обозначим углы между абсолютной и переносной скоростями соответственно α_1 и α_2 между относительной и переносной скоростями – β_1 и β_2 .

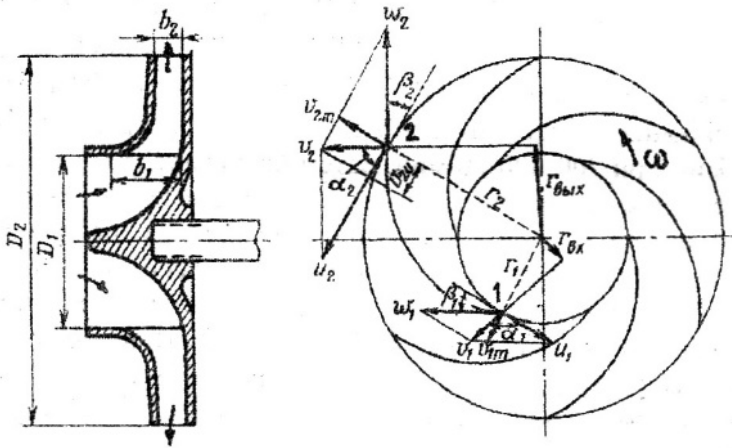


Рис. 9.1. Схема к выводу основного уравнения лопастных насосов

Применим к элементарной струйке жидкости, движущейся от входа 1 к выходу 2 теорему об изменении момента количества движения (также доказанную Л. Эйлером), которая гласит: изменение момента количества движения секундной массы жидкости в промежутке между двумя сечениями потока равно сумме моментов всех внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями. Секундная масса в данном случае – это массовый расход $Q_m = \rho Q$. Сечения потока цилиндрические, имеющие на входе радиус r_1 , на выходе – r_2 . Сумма моментов всех внешних сил равна крутящему моменту M_T , приложенному к колесу.

Моменты количества движения жидкости на выходе и входе соответственно равны:

$$M_{кд2} = \rho Q r_2 v_2 \cos \alpha_2 = \rho Q r_2 v_{2u};$$

$$M_{кд1} = \rho Q r_1 v_1 \cos \alpha_1 = \rho Q r_1 v_{1u},$$

где v_{1u} , v_{2u} – проекции абсолютных скоростей на переносные скорости соответственно на выходе и входе.

В соответствии с теоремой Л. Эйлера,

$$M_T = M_{кд2} - M_{кд1} = \rho Q (r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u}). \quad (9.2)$$

Так как принято, что жидкость идеальная, потерь напора и утечек жидкости в насосе нет, можно записать для мощности насоса следующее условие:

$$\dot{N}_T = \rho g \dot{Q}_T = M_T \omega,$$

откуда

$$\dot{N}_T = \frac{M_T \omega}{\rho g \dot{Q}_T},$$

и с учетом формулы (9.2) получим

$$\dot{H}_T = \frac{1}{g} (r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u}) \omega, \quad (9.3)$$

где \dot{H}_T – теоретический напор насоса при бесконечном числе лопастей; ω – угловая скорость вращения рабочего колеса.

Из полученного уравнения (9.3) видно, что напор насоса должен значительно возрасти при соответствующем увеличении угловой скорости колеса ω и при большой разности радиусов r_2 и r_1 . Так как $\omega r_2 = u_2$, $\omega r_1 = u_1$, то с учетом этого уравнение (9.3) примет вид

$$\dot{H}_T = \frac{1}{g} (r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u}). \quad (9.4)$$

Это есть основное уравнение лопастных насосов (уравнение Л. Эйлера).

При соответствующем закруглении лопастей на входе можно добиться, что $\alpha_1 = 90^\circ$, тогда $v_{1u} = 0$ (случай так называемого безударного входа жидкости на рабочее колесо).

Тогда

$$\dot{H}_T = \frac{u_2 v_{2u}}{g}. \quad (9.5)$$

Для перехода от бесконечного числа лопастей к конечному необходимо в формулы (9.4) и (9.5) ввести поправочный коэффициент $k_{л}$, который можно вычислить по формуле К. Пфлейдерера:

$$k_{л} = \frac{1}{1 + \frac{1,2(1 + \sin \beta_2)}{z_{л}(1 + r_1^2 / r_2^2)}}, \quad (9.6)$$

где $z_{л}$ – число лопастей рабочего колеса.

Следовательно, теоретический напор насоса при конечном числе лопастей и безударном входе жидкости равен:

$$H'_T = k_{\text{л}} \frac{u_2 v_{2u}}{g}. \quad (9.7)$$

Чтобы получить максимальный теоретический напор насоса, изгиб лопастей на выходе колеса делают таким, чтобы углы треугольника скоростей были в пределах: $\alpha_2 = 5-8^\circ$, $\beta_2 = 16-40^\circ$. Если принять $\beta_2 = 30^\circ$ и $r_1 / r_2 = 0,5$, то по формуле (9.6) можно получить, что при $z_{\text{л}} = 12$ коэффициент $k_{\text{л}} = 0,89$, а при $z_{\text{л}} = 4$, соответственно, $k_{\text{л}} = 0,74$.

При отмеченных выше условиях в приближенных расчетах H'_T иногда принимают $v_{2u} \approx u_2$.

Тогда формула (9.7) примет вид

$$H'_T \approx \frac{u_2^2}{2g} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{2g}. \quad (9.8)$$

Последняя формула явно указывает на то, что основными факторами, влияющими на напор центробежного насоса, являются диаметр и частота вращения его рабочего колеса.

9.2. Гидромеханическое подобие лопастных насосов

Методы теории подобия широко используются при проектировании, экспериментальных конструкторских и эксплуатационных исследованиях лопастных насосов. Теория подобия позволяет проводить эксперименты на моделях и затем достаточно точно пересчитывать полученные характеристики на натурные насосы больших размеров или для одного и того же насоса рассчитывать новые характеристики в случаях изменения частоты вращения или диаметра рабочего колеса.

Теория подобия насосов базируется на общей теории гидромеханического подобия потоков.

Полные подобия насосов возможны при наличии их геометрического, кинематического и динамического подобий.

Геометрическое подобие означает подобие всех поверхностей, ограничивающих и направляющих поток. При моделировании два насоса могут считаться подобными, если линейные размеры одного из них (модель) в одинаковое число раз меньше соответствующих разме-

ров другого. Математически геометрическое подобие можно представить через равенство линейных масштабов натурального и модельного насосов:

$$i_D = \frac{D_H}{D_M} = \frac{b_H}{b_M} = \text{idem.} \quad (9.9)$$

При геометрическом подобии все одноименные углы и числа лопастей колес должны быть одинаковыми.

Для полного геометрического подобия необходимо, чтобы относительная шероховатость Δ / D и относительные зазоры δ / D были одинаковы для обоих насосов. Однако выполнить это требование при моделировании удается не всегда.

Кинематическое подобие означает, что отношения одноименных скоростей частиц жидкости, участвующих в движении, должны быть одинаковыми, а траектории движения – геометрически подобными. Применительно к насосам это означает подобие треугольников скоростей в одноименных точках потоков. Такой режим называется **изогональным**. Математически условия кинематического подобия можно записать следующим образом:

$$i_V = \frac{v_H}{v_M} = \frac{w_H}{w_M} = \frac{u_H}{u_M} = \text{idem.} \quad (9.10)$$

Если обозначить масштаб частоты или угловой скорости вращения рабочих колес через $i_n = n_H / n_M = \omega_H / \omega_M$, то масштаб линейной скорости равен:

$$i_V = \frac{u_H}{u_M} = \frac{\pi D_H n_H}{\pi D_M n_M} = i_D i_n. \quad (9.11)$$

Динамическое подобие предполагает пропорциональность одноименных сил в сходственных точках потоков при соблюдении условий геометрического и кинематического подобия. Поток в каналах рабочего колеса движется обычно в автомодельных условиях (в квадратичной зоне сопротивления), поэтому влияние сил вязкости (определяемое критерием Рейнольдса) незначительно. Силы тяжести (определяемые в теории критерием Фруда) оказывают также малосущественное влияние. Поэтому основным определяющим критерием в теории подобия лопастных насосов является критерий Эйлера, который выражает

отношение потенциальной энергии к удвоенной кинетической энергии: $E_u = p / \rho v^2$. При исследовании потока на входе в рабочее колесо этот критерий выражается следующей формулой:

$$E_{u1} = \frac{\Delta p}{\rho v_1^2} = \frac{\rho g \Delta h}{\rho v_1^2} = \frac{g \Delta h}{v_1^2} = \text{idem.} \quad (9.12)$$

где Δp – превышение полной удельной энергии на входе в колесо над упругостью насыщенного пара жидкости $p_{н.п}$;

Δh – соответствующий ему запас напора, который называется антикавитационным запасом.

На выходе жидкости из рабочего колеса условие подобия потоков выражается следующей формулой:

$$E_{u2} = \frac{gP}{v_2^2} = \text{idem.} \quad (9.13)$$

Формулы пересчета. Рассмотрим подобные однотипные насосы с рабочими колесами диаметрами D_M и D_H , вращающимися с частотами n_M и n_H , которые создают напоры H_M и H_H и обеспечивают подачу Q_M и Q_H .

Подача насоса равна произведению площади выходного сечения S_2 рабочего колеса, радиальной (меридиональной) составляющей абсолютной скорости v_{2M} и объемного КПД η_0 . Отношение площадей геометрически подобных колес $S_{2H} / S_{2M} = i_D^2$, поэтому отношение подач подобных насосов составит:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{S_{2H} v_{2H} \eta_{0. H}}{S_{2M} v_{2M} \eta_{0. M}} = i_D^2 i_n \frac{\eta_{0. H}}{\eta_{0. M}} = i_D^3 i_n^2 \frac{\eta_{0. H}}{\eta_{0. M}}. \quad (9.14)$$

Отношение напоров подобных насосов с учетом формулы (9.8) можно записать следующим образом:

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{H_{т. H} \eta_{г. H}}{H_{т. M} \eta_{г. M}} = \frac{D_H^2 n_H^2 \eta_{г. H}}{D_M^2 n_M^2 \eta_{г. M}} = i_D^2 i_n^2 \frac{\eta_{г. H}}{\eta_{г. M}}. \quad (9.15)$$

Отношение потребляемых мощностей подобных насосов имеет вид

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho_H g Q_H H_H / \eta_H}{\rho_M g Q_M H_M / \eta_M} = \frac{\rho_H Q_H H_H / \eta_H}{\rho_M Q_M H_M / \eta_M}. \quad (9.16)$$

С учетом формул (9.14), (9.15) и полного КПД насоса $\eta = \eta_o \eta_r \eta_m$ отношение (9.16) можно представить в следующем виде:

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho_H i_D^5 i_n^3 \eta_{m.M}}{\rho_M \eta_{m.H}}. \quad (9.17)$$

Так как крутящий момент на валу насоса $M = N / \omega = N / 2\pi n$, на основании формулы (9.17) можно получить отношение крутящих моментов подобных насосов:

$$\frac{M_H}{M_M} = \frac{N_H}{N_M i_n} = \frac{\rho_H i_D^5 i_n^2 \eta_{m.M}}{\rho_M \eta_{m.H}}. \quad (9.18)$$

Формулы (9.14)–(9.18) дают возможность с достаточной точностью пересчитать основные параметры проектируемого насоса при известных параметрах насоса-аналога.

Если геометрические размеры натурального и модельного насосов различаются не более чем в 3 раза, а частоты вращения их рабочих колес – не более чем в 2 раза, то с некоторым приближением можно принять $\eta_H = \eta_M$. Тогда формулы пересчета примут следующий вид:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = i_D^3 i_n; \quad \frac{H_H}{H_M} = i_D^2 i_n^2; \quad \frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho_H i_D^5 i_n^3}{\rho_M}; \quad \frac{M_H}{M_M} = \frac{\rho_H i_D^5 i_n^2}{\rho_M}. \quad (9.19)$$

Если один и тот же насос ($D_H = D_M$) работает на одной и той же жидкости при различных частотах вращения рабочего колеса, формулы пересчета имеют простой вид:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = i_n; \quad \frac{H_2}{H_1} = i_n^2; \quad \frac{N_2}{N_1} = i_n^3; \quad \frac{M_2}{M_1} = i_n^2. \quad (9.20)$$

Удельная частота вращения рабочего колеса. В качестве параметра подобия лопастных насосов применяют удельную частоту вращения рабочего колеса n_y , т. е. частоту вращения вала такого модельного насоса, подающего воду, который развивает напор $H_M = 1,0$ м при подаче $Q_M = 1$ м³/с и одинаковом КПД с данным натурным насосом. При этих условиях, обозначив $n_m = n_y$ и решив систему уравнений (9.19), путем исключения получим формулу для вычисления i_D по номинальным параметрам любого насоса:

$$n_y = \frac{n Q^{0,5}}{H^{0,75}}. \quad (9.21)$$

До введения системы СИ, в системе МКГСС использовался (и даже теперь продолжает использоваться) в качестве параметра подобия так называемый коэффициент быстроходности n_s , представляющий собой частоту вращения колеса модельного насоса при $H_m = 1,0$ м, $N_m = 1$ л. с. и одинаковом КПД с натурным насосом. При этих условиях подача модельного насоса $Q_m = 0,075$ м³/с. Решая задачу аналогично, получим

$$n_s = \frac{3,65nQ^{0,5}}{H^{0,75}} = 3,65n_y. \quad (9.22)$$

Недостаток формул (9.21) и (9.22) заключается в том, что в качестве удельной энергии принят весовой напор H , который имеет смысл только в условиях определенного и постоянного поля гравитации. Он не зависит от плотности жидкости, но увеличивается с уменьшением ускорения свободного падения. Следовательно, в невесомости он равен бесконечности. Это не позволяет считать данный показатель универсальным, так как его неудобно использовать для характеристики летательных и космических объектов. Поэтому международный стандарт ISO 2548 рекомендует в дальнейшем применять наряду с n_y коэффициент конструкции насоса k_n , исчисление которого ведется по отношению к энергии, приходящейся на 1 кг массы, т. е. массовому напору $E_t = gH$ и к угловой скорости ω рабочего колеса:

$$k_n = \frac{\omega Q^{0,5}}{E_m^{0,75}} = \frac{\omega Q^{0,5}}{(gH)^2}. \quad (9.23)$$

Параметры подобия n_y , n_s , k_n определяются в номинальном режиме (при максимальном КПД насоса). В формулы (9.21)–(9.23) для насосов с двухсторонним входом вместо Q подставляется $Q / 2$, для многоступенчатых насосов – напор одной ступени. Это позволяет сравнивать по подобию насосы различных типов.

На рис. 9.2 представлена классификация рабочих колес лопастных насосов по быстроходности.

По мере увеличения n_y уменьшается отношение диаметра выхода колеса D_2 к диаметру входа D_0 . Поэтому тихоходные насосы способны создавать большие напоры и имеют сравнительно небольшие подачи, а быстроходные – меньшие напоры и при соответствующих размерах большие подачи.






Центробежное			Диагональное	Осевое
тихоходное	нормальное	быстроходное		
				
$n_y = 11 \dots 22$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 3$	$n_y = 22 \dots 41$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_y = 41 \dots 82$ $\frac{D_2}{D_0} = 1,6 \dots 1,2$	$n_y = 82 \dots 137$ $\frac{D_2}{D_0} = 1,2 \dots 1,1$	$n_y = 137 \dots 330$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$

Рис. 9.2. Классификация рабочих колес лопастных насосов по быстроходности

9.3. Кавитация в лопастных насосах. Определение допустимой высоты всасывания

Кавитация (лат. *cavitatis* – углубление, полость) – это процесс нарушения сплошности потока жидкости путем образования в ней пузырьков пара и газов при снижении давления до критического значения. Критическим давлением считается давление (упругость) насыщенного пара. При этих условиях кавитация может возникать на входе потока в рабочее колесо насоса. Процесс сопровождается образованием большого количества пузырьков, наполненных парами жидкости и газами, выделившимися из нее. Находясь в области пониженного давления, пузырьки объединяются, превращаясь в большие пузыри – каверны. Поток жидкости каверны сносят в область повышенного давления, где разрушаются вследствие мгновенной конденсации (в течение миллисекунд) заполняющего их пара. При этом окружающая их жидкость устремляется внутрь со значительными скоростями. В центре каждой каверны происходит соударение частиц жидкости, что вызывает гидравлические удары. Расчетами установлено, что при схлопывании (коллапсе) пузырей, повышаются местное давление (до 400 Мпа) и местная температура (до 800 °С).

О начальной стадии развития кавитации в насосе можно судить по сухому треску во входной части насоса. По мере развития кавитации шум увеличивается, появляется вибрация, снижаются гидроэнергетические параметры насоса (подача, напор), уменьшается КПД и может наступить срыв работы насоса из-за уменьшения плотности перекачиваемой среды.

Если пузыри схлопываются на поверхности рабочего колеса или корпуса, гидравлические удары как бы многократно (с частотой до 1000 Гц) бомбардируют эту поверхность и начинают разрушать ее. Рабочие поверхности колеса и корпуса насоса становятся губчатыми. Это явление называется кавитационной эрозией. Одновременно с кавитационной эрозией происходят коррозия металла и электролитические явления (замечено, что в темноте пузыри светятся), что существенно ускоряет процесс разрушения рабочих поверхностей. Интенсивность разрушений бывает весьма высокой, что требует частых ремонтов, смены рабочих органов и существенно удорожает эксплуатацию насосов.

В лопастном насосе кавитация может возникать по следующим причинам:

- при чрезмерном повышении относительной скорости жидкости в рабочем колесе с увеличением подачи;
- при вихреобразовании и отрыве потока от стенок колеса, что чаще всего обусловлено неправильным геометрическим очертанием лопастей, грубым исполнением поверхностей рабочей полости;
- при уменьшении давления на входе в насос ниже допустимой величины вследствие чрезмерного увеличения высоты всасывания, понижения атмосферного давления, повышения температуры перекачиваемой жидкости.

Способы предупреждения кавитации:

- правильное проектирование геометрической формы лопастей;
- хорошая обработка поверхностей проточной части;
- применение антикавитационных материалов (нержавеющей стали, цветных металлов и их сплавов, пластмасс, полимерных покрытий);
- правильный выбор высоты всасывания насоса.

Для сравнения антикавитационных качеств насосов, количественной оценки степени развития кавитации пользуются так называемым антикавитационным запасом Δh , который представляет собой превышение полной удельной энергии жидкости на входе в насос над упругостью ее насыщенного пара. Если забор жидкости насосом соверша-

ется из открытого резервуара при давлении на свободную поверхность, равном атмосферному $p_{ат}$, то Δh можно определить по формуле

$$\Delta h = \frac{p_{ат} - p_{вак}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \frac{p_{н.п}}{\rho g}, \quad (9.24)$$

где $p_{н.п}$ – давление насыщенного пара жидкости при данной температуре.

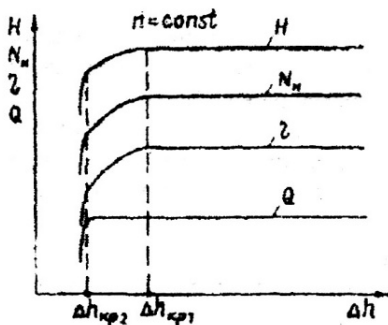


Рис. 9.3. Кавитационные характеристики лопастного насоса

Если атмосферное давление и температура жидкости остаются постоянными, то, как видно из формулы (9.24), чем больше вакуумметрическая высота всасывания насоса $h_{вак}$, тем меньше антикавитационный запас напора во входном патрубке. При некотором критическом значении $\Delta h_{кр}$ в насосе возникает кавитация. Это значение определяется в результате кавитационных испытаний. Кавитационные характеристики, получаемые опытным путем, представляют собой графические

зависимости напора, мощности, КПД от антикавитационного запаса напора при постоянных значениях подачи насоса и частоты вращения рабочего колеса (рис. 9.3). При достаточных запасах напора во всасывающем патрубке основные показатели насоса (H , N_n , η) сохраняются постоянными. При критическом значении $\Delta h_{кр}$, они падают. На кавитационных характеристиках могут различаться два критических режима кавитации. Первый режим (при $\Delta h_{кр}$) соответствует моменту начала кавитации и определяется по началу уменьшения напора и мощности. Если кривая напора не имеет резко выраженного первого излома, то первый критический режим принимается при напоре, сниженном на 2 % по сравнению с напором при бескавитационном режиме. Второй режим (при $\Delta h_{кр}$) соответствует моменту срыва работы насоса и характеризуется началом резкого падения напора, мощности, КПД и подачи.

На основе исследований и обобщения результатов опытов С. С. Руднева получена формула для определения критического антикавитационного запаса (соответствующего срыву работы насоса).

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10(nQ^{0,5}/C)^{4,3}, \quad (9.25)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин;

Q – подача насоса (для насосов двустороннего входа подставляется половинная подача, м³/с;

C – коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей колеса, в частности от n_y .

Коэффициент C можно определить в зависимости от n_y по следующей эмпирической формуле:

$$C = 224n_y^{0,408}. \quad (9.26)$$

Минимальный антикавитационный запас, необходимый для обеспечения надежной работы насоса и допустимый в эксплуатации, определяют по формуле

$$\Delta h_{\text{мин}} = (1,2-1,5)\Delta h_{\text{кр}}. \quad (9.27)$$

Меньшие значения коэффициента в скобках характерны для насосов большей быстроходности.

Зная минимальный антикавитационный запас, можно из формулы (9.24) выразить максимально допустимую в эксплуатации вакуумметрическую высоту всасывания насоса:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{мин}} + \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}. \quad (9.28)$$

Значение $p_{\text{н.п}}$, соответствующее той или другой температуре жидкости, находят по термодинамическим таблицам для насыщенного пара.

Максимально допустимые приведенная и геометрическая высоты всасывания насоса определяют соответственно по формулам

$$h_{\text{вп.д}} = h_{\text{вак.д}} - \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{мин}} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}; \quad (9.29)$$

$$h_{\text{в.д}} = h_{\text{вп.д}} - \Sigma h_{\text{тв}}, \quad (9.30)$$

где $\Sigma h_{\text{тв}}$ – сумма сопротивлений во всасывающем трубопроводе при заданной подаче насоса.

Для бескавитационной работы насоса необходимо, чтобы высота установки его над свободной поверхностью жидкости в резервуаре была не более $h_{в. д.}$

Антикавитационный запас Δh приводится в характеристиках насосов.

Чтобы улучшить антикавитационные свойства насосов, совершенствуют формы входных элементов лопасти рабочего колеса, применяют рабочие колеса двухстороннего входа, рабочие колеса с так называемым расширенным входом, при этом коэффициент C достигает 2200–2400, устанавливают перед входом в основное центробежное рабочее колесо предвключенное осевое лопастное колесо с повышенными антикавитационными свойствами.

9.4. Испытания лопастных насосов

В соответствии с ГОСТ 6134-81 «Насосы динамические. Методы испытаний» различают по содержанию выполняемых работ следующие виды испытаний: контрольные, параметрические, контрольные на надежность, ресурсные, исследовательские.

Контрольные испытания проходит каждый насос, сходящий с конвейера. Путем внешнего осмотра и прослушивания шума при максимальном напоре проверяют качество сборки и то, что физические параметры насоса не выходят за допустимые пределы, т. е. полученные результаты испытаний используют только для принятия альтернативного решения: принять или забраковать данный насос.

Параметрические испытания проводят с целью получения функциональных зависимостей напора, потребляемой мощности, КПД, допустимого антикавитационного запаса напора на входе от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса и температуре жидкости. Насос устанавливают на специальном стенде, оборудованном необходимыми измерительными приборами и аппаратурой. При испытаниях измеряют давление на входе и выходе, подачу насоса, частоту вращения вала, крутящий момент или мощность на этом валу. По этим показателям вычисляют напор, полезную и потребляемую мощности, КПД насоса при различных задаваемых режимах его работы. Во время всех опытов необходимо поддерживать постоянную частоту вращения вала насоса. Если такой возможности нет (например, в случае когда электродвигатель насоса асинхронный с короткозамкнутым ротором), то приведение конечных результатов к постоянной частоте выполняют по формулам подобия (9.20).

В отличие от насосной установки, представленной на рис. 7.1, испытательный стенд имеет нагнетательный и всасывающий трубопроводы наименьшей длины, геометрическую высоту всасывания, обычно отрицательную. Для получения достаточно надежных результатов ГОСТ рекомендует проводить испытания не менее чем на 11 режимах при последовательном открытии задвижки и стольких же при последовательном закрытии ее.

Измеренные величины подставляют в соответствующие формулы, представленные в подразделе 7, и по полученным результатам строят графические зависимости (характеристики) напора H , мощности N , КПД η и допустимого антикавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ от подачи Q при постоянной частоте вращения вала n (рис. 9.4).

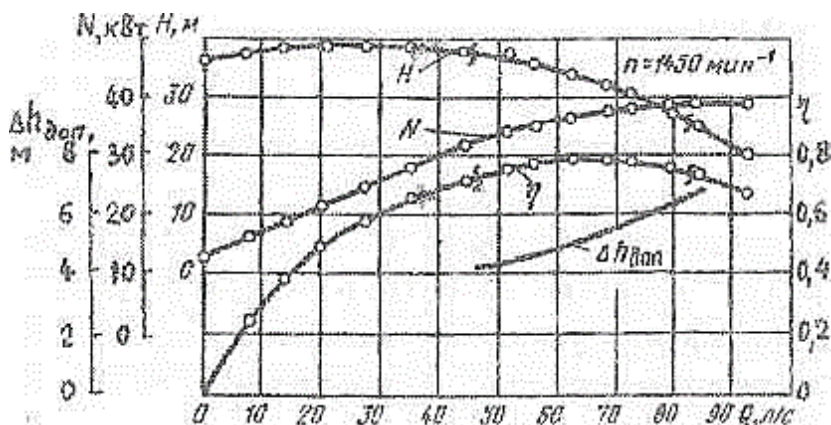


Рис. 9.4. Характеристики центробежного насоса, полученные в результате параметрических испытаний

Оптимальный режим работ насоса соответствует точке с максимальным значением КПД. На кривых напора и КПД волнистыми поперечными черточками выделен **рабочий интервал насоса**, в пределах которого КПД снижается от максимума не более чем на 10 % и использование насоса является экономически целесообразным.

Контрольные испытания на надежность проводятся с целью оценки того, что показатели надежности насоса не ниже заданных. Последние должны определяться во всех случаях с одинаковой достоверной вероятностью, иначе они будут несравнимыми. В насосо-

строении обработка данных о надежности проводится с односторонней доверительной вероятностью 0,80. Это значит, что безотказную работу в течение установленного ресурсного срока должны обеспечивать не менее 80 % насосов данного типоразмера.

При *ресурсных испытаниях* с заданной доверительной вероятностью и точностью определяют действительные показатели безотказности, долговечности и ремонтпригодности. Эти испытания можно также назвать определительными на надежность.

Исследовательские испытания могут проводиться с самыми разными целями, например, сопоставление параметров, надежности, стойкости различных материалов, выявление влияния на работу насоса различных внешних факторов и т. д.

9.5. Пересчет характеристик насоса при изменении частоты вращения и диаметра рабочего колеса

В условиях производства возникает необходимость пересчета параметрических характеристик насоса на другую частоту вращения рабочего колеса. Например, имеются характеристики насоса при частоте вращения n_1 , а двигатель этого насоса работает при частоте вращения n_2 . Чтобы судить об эксплуатационных свойствах насоса, нужно иметь его характеристики при той частоте вращения n_2 , при которой он фактически будет работать. Эти характеристики можно получить путем пересчета имеющихся характеристик на новую частоту n_2 по формулам (9.20). Для этого задаются рядом значений подач Q_1 и по имеющимся характеристикам насоса находят соответствующие им напоры H_1 , мощности N_1 , КПД η_1 (рис. 9.5). Подставив эти величины в уравнения (9.20), получают соответствующие им значения подач Q_2 , напоров H_2 , мощностей N_2 и КПД η_2 , которые являются координатами точек характеристик насоса при частоте вращения n_2 :

$$Q_2 = Q_1 i_n; \quad H_2 = H_1 i_n^2; \quad N_2 = N_1 i_n^3; \quad \eta_1 = \eta_2. \quad (9.31)$$

Так как в данном случае множитель пересчета частоты $i_n < 1,0$, графические зависимости $H_2 = f(Q_2)$ и $N_2 = f(Q_2)$ расположены ниже исходных характеристик, снятых при частоте вращения n_1 . При этом в связи с тем, что $\eta_1 = \eta_2$, кривая $\eta_2 = f(Q_2)$ расположена левее кривой $\eta_1 = f(Q_1)$.

Пересчет антикавитационного запаса напора производится по формуле, аналогичной пересчету напора:

$$\Delta h_2 = \Delta h_1 i_n^2. \quad (9.32)$$

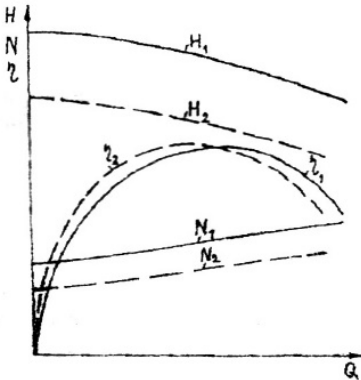


Рис. 9.5. Пересчет характеристик насоса на другую частоту вращения рабочего колеса

В случае привода насоса от дизельного двигателя, снабженного, как правило, всережимным регулятором частоты вращения его вала, достаточно иметь параметрические характеристики насоса, снятые только при номинальной частоте; характеристики на промежуточных частотах могут быть получены с достаточной точностью вышеописанным методом по формулам (9.20). Это значительно сокращает объем проводимых испытаний.

Следует иметь в виду, что работа насоса допускается только с пониженной частотой вращения вала, а работу с повышенной частотой более чем на 15 % необходимо согласовывать с заводом-изготовителем.

Следует иметь в виду, что работа насоса допускается только с пониженной частотой вращения вала, а работу с повышенной частотой более чем на 15 % необходимо согласовывать с заводом-изготовителем.

Найдем в координатах $Q-H$ геометрическое место точек подобных режимов. На основании системы уравнений (9.20) можно записать

$$i_n^2 = H_2 / H_1 = (Q_2 / Q_1)^2 \text{ или } H_1 / Q_1^2 = H_2 / Q_2^2 = H_3 / Q_3^2.$$

Следовательно, уравнение кривой подобных режимов имеет вид квадратичной параболы:

$$H = C_n Q^2, \quad (9.33)$$

где C_n – постоянный параметр параболы подобных режимов.

На рис. 9.6 режиму A при частоте вращения n подобны режимы A_1, A_2, A_3 соответственно при частотах n_1, n_2, n_3 , расположенные на параболе OA ; режиму B при частоте n подобны режимы B_1, B_2, B_3 при частотах n_1, n_2, n_3 ; режиму C при частотах n подобны режимы C_1, C_2, C_3 при частотах n_1, n_2, n_3 и т. д. Если изменение частоты производится в

пределах $n_2 = (0,5-1,0)n_1$, то на подобных режимах, как уже было отмечено выше, КПД насоса сохраняется приблизительно постоянным. Поэтому параболы подобных режимов OA, OB, OC и др. можно назвать линиями равных КПД; каждой из этих кривых соответствует своя величина КПД.

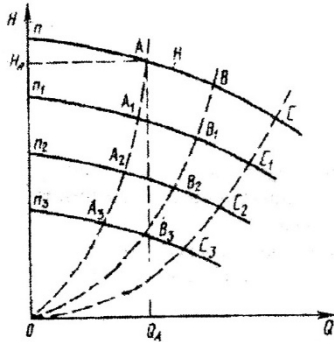


Рис. 9.6. Напорные характеристики центробежного насоса при изменении частоты вращения вала и параболы подобных режимов

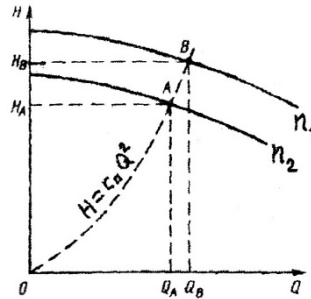


Рис. 9.7. Схема к определению частоты вращения вала, при которой напорная характеристика проходит через заданную режимную точку

Предположим, что от насоса требуется получить подачу Q_A при напоре H_A и эта расчетная точка $A (Q_A, H_A)$ не лежит на напорной характеристике насоса, полученной при частоте вращения (рис. 9.7). Нужно определить такую частоту вращения вала n_2 , при которой насос обеспечит заданный режим работы, т. е. частоту n_2 , при которой напорная характеристика насоса пройдет через заданную точку A с координатами Q_A и H_A .

Задачу можно решить графоаналитическим способом. По известным координатам точки A вычисляют параметр параболы подобных режимов $C_{II} = H_A / Q_A^2$, затем по уравнению (9.33) строят эту параболу. Точка B пересечения ее с напорной характеристикой, полученной при частоте вращения вала, представляет собой режим, подобный расчетному режиму A . По одному из уравнений подобия (9.20) можно вычислить

$$n_2 = n_1 Q_2 / Q_1 \text{ или } n_2 = n_1 \sqrt{H_2 / H_1}.$$

При правильных расчетах и построениях результаты вычисления по обеим формулам должны быть практически одинаковыми.

При неизменной частоте вращения вала напорную характеристику центробежного насоса можно понизить, уменьшив диаметр рабочего колеса. Как видно их характеристик насосов, представленных в каталогах, завод-изготовитель с этой целью предусматривает для некоторых типоразмеров установку сменных рабочих колес меньшего диаметра. В практике, эксплуатации для лучшей подгонки параметров насоса к параметрам приводного двигателя возможно уменьшение диаметра рабочего колеса путем его обточки. Обозначим отношение диаметров обточенного и нормального колес $D_2' / D_2 = i_D$. Тогда пересчет характеристик на уменьшенный диаметр колеса D' можно выполнять по следующим формулам:

$$Q' = Qi_D; \quad H' = Hi_D^2; \quad N' = Ni_D^3. \quad (9.34)$$

Эти формулы аналогичны формулам (9.31) для пересчета характеристик на другую частоту вращения вала. Поэтому воспользуемся рис. 9.7, представив, что верхняя напорная характеристика получена при диаметре колеса D_2 , нижняя – при диаметре D' , а обе они – при одной и той же частоте вращения вала n . Формулы (9.34) справедливы при $n_y < 55 \text{ мин}^{-1}$. КПД насоса на пересчитываемых режимах сохраняется почти неизменным, если обточка рабочего колеса выполняется в допустимых пределах. Допустимое уменьшение диаметра $[i_D]$ зависит от удельной частоты вращения n_y рабочего колеса (табл. 9.1).

Таблица 9.1. Допустимые пределы обточки рабочего колеса

$n_y, \text{ мин}^{-1}$	16,5	33	55
$[i_D]$	0,8	0,85	0,89

Чтобы напорная характеристика насоса при уменьшенном диаметре колеса D_2' прошла через расчетную точку A , необходимо выполнить расчет, аналогичный предыдущему варианту (с изменением частоты вращения вала). Для этого по известным координатам точки A вычисляют коэффициент параболы обточки:

$$C_{об} = H_A / Q_A^2. \quad (9.35)$$

Задавая произвольными значениями Q в пределах рабочих характеристик выбранного насоса, строят параболу обточки:

$$H_{об} = C_{об}Q^2. \quad (9.36)$$

Построение кривой (9.36) выполняется в тех же масштабах, в которых построена напорная характеристика насоса. Находят точку B пересечения параболы (9.36) с напорной характеристикой насоса. По координатам точек A и B вычисляют диаметр D_2 , колеса, при котором соответствующая ему напорная характеристика $H' = f(Q')$ пройдет через расчетную точку A :

$$D_2' = D_2 Q_A / Q_B \quad \text{или} \quad n_2 = D_2 \sqrt{H_A / H_B}. \quad (9.37)$$

Результаты расчета по обеим формулам должны быть практически одинаковыми.

9.6. Сводные графики рабочих полей и выбор насосов по каталогу

Насос выгодно эксплуатировать только в области высоких КПД и больших высот всасывания (малых антикавитационных запасов напора), поэтому должна использоваться не вся характеристика, а только часть ее. Минимальная подача рабочего участка характеристики насоса определяется допустимым снижением КПД по сравнению с максимальной величиной последнего; максимальная подача – допустимым снижением КПД или чаще допустимым повышением антикавитационного запаса, который при подачах, больших оптимальной, резко возрастает (см. рис. 9.4). Пусть кривая I на рис. 9.8 является напорной характеристикой насоса с необточенным колесом, а кривая II – с максимально

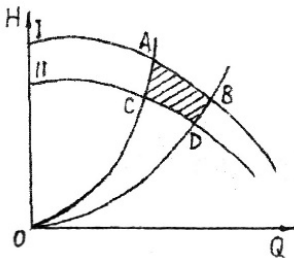


Рис. 9.8. Рабочее поле насоса

обточенным. Рабочие участки на обеих кривых AB и CD . Соединив точки A и C , а также B и D плавными кривыми, получим четырехугольник $ABCD$, который называется **рабочим полем насоса**. В пределах его все режимы работы насоса удовлетворяют требованиям, предъявляемым как по величине КПД, так и по высоте всасывания.

Рабочие поля насосов каждого вида сводятся на общий (сводный) график в логарифмических координатах $Q-H$ (рис. 9.9, 9.10). Такие графики поме-

щаются в каталогах насосов и облегчают их правильный выбор. Расчетная точка с координатами Q_p и H_p попадает в поле какого-то типоразмера насоса с необходимой частотой вращения вала. В случае попадания расчетной точки в пустое пространство графика $Q-H$ задача может быть решена путем применения нескольких насосов, соединенных для работы параллельно или последовательно.

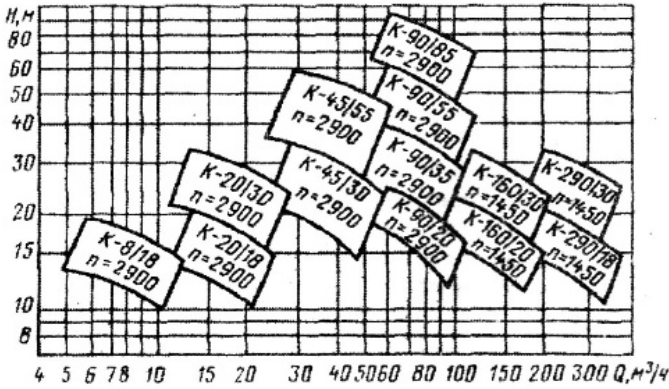


Рис. 9.9. Сводный график полей консольных насосов

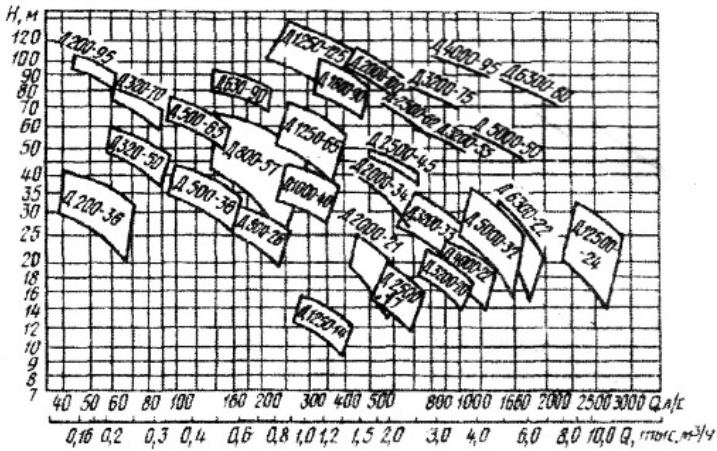


Рис. 9.10. Сводный график полей насосов с двухсторонним входом

9.7. Режим работы насоса

Режим работы насоса характеризуется параметрами (подачей, напором, мощностью, КПД), которые он обеспечивает в заданных условиях. Насос данной установки работает на таком режиме, при котором требуемый напор $H_{\text{тр}}$ равен напору насоса H , т. е. при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки равна энергии, сообщаемой жидкости насосом (соответственно второму закону механики: действие равно противодействию). Это наглядно можно показать, построив в одинаковых масштабах напорную характеристику насоса $H = f(Q)$ и характеристику насосной установки (кривую требуемого напора) $H_{\text{тр}} = f(Q)$ (рис. 9.11).

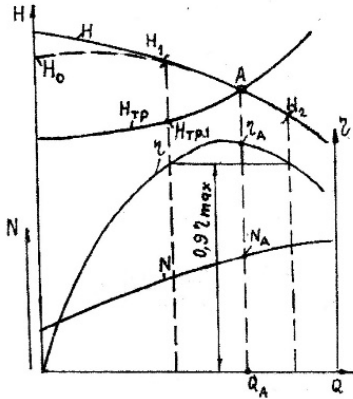


Рис. 9.11. Определение режима работы насоса

Равенство напора насоса и требуемого напора установки получается для режима, определяемого точкой A пересечения характеристик, которую называют рабочей точкой насоса. Насос не может работать в режиме, отличном от режима A . Предположим, что он работает при напоре H_1 . Тогда напор, расходуемый при движении жидкости по трубопроводам установки, $H_{\text{тр}1} < H_1$. В таком случае возникает избыток энергии насоса $H_{\text{тр}1}$, который идет на приращение кинетической энергии жидкости. Скорость ее увеличивается до тех пор, пока расход не достигнет значения Q_A . Если подача насоса больше Q_A , то сообщаемый насосом напор меньше потребляемого. Недостаток энергии восполняется за счет собственной кинетической энергии жидкости. Это приводит к уменьшению скорости движения и, следовательно, уменьшению расхода до Q_A .

В соответствии с уравнением (7.3) требуемый напор насосной установки вычисляется:

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \Sigma h_{\text{т}}.$$

Гидравлические потери во всасывающем h_B и нагнетательном h_H трубопроводах равны сумме потерь по длине и местных, т. е.

$$h_B = \left(\lambda \frac{l_B}{d_B} + \Sigma \xi_B \right) \frac{V_B^2}{2g};$$

$$h_H = \left(\lambda \frac{l_H}{d_H} + \Sigma \xi_H \right) \frac{V_H^2}{2g}.$$

Подставив эти потери напора в предыдущее выражение и выразив средние скорости жидкости через расход, получим

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + \left[\frac{16 \left(\lambda \frac{l_B}{d_B} + \Sigma \xi_B \right)}{\pi d_B^2 2g} + \frac{16 \left(\lambda \frac{l_H}{d_H} + \Sigma \xi_H \right)}{\pi d_H^2 2g} \right] Q^2.$$

Обозначив выражение в прямоугольных скобках через k_c и считая его (с некоторой условностью) постоянной величиной, получим

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{ст}} + k_c Q^2, \quad (9.38)$$

где k_c – приведенный коэффициент сопротивления насосной установки.

Величину можно найти из уравнения (9.38), подставив в него расчетные параметры насоса: $Q = Q_p$, $H_{\text{тр}} = H_p$.

На основании этого

$$k_c = \frac{H_p - H_{\text{ст}}}{H_p^2} = \frac{\Sigma h_T}{Q_p^2}. \quad (9.39)$$

Установить режим работы насоса можно графоаналитическим или аналитическим способами.

Графоаналитический способ заключается в следующем. По данным каталога насосов или по результатам испытаний строят параметрические характеристики выбранного насоса. Определяют по формуле (9.39) величину приведенного коэффициента k_c насосной установки. Подставляя в (9.38) текущие значения подачи в пределах напорной характеристики, вычисляют ординаты кривой требуемого напора. Последнюю наносят на рис. 9.11 в тех же масштабах, что и напорную характеристику насоса. Точка A пересечения напорной характеристики

и кривой требуемого напора определяет режим работы насоса в заданных условиях.

Соответственно точке A на других кривых параметрических характеристик (рис. 9.11) находят подачу Q_A , напор H_A , потребляемую мощность N_A и КПД η_A в рабочей точке насоса.

Аналитический способ заключается в совместном решении уравнения, описывающего математически напорную характеристику насоса $H = f(Q)$ с уравнением, описывающим характеристику сопротивления насосной установки $H = f_1(Q)$. Математическое представление полной напорной характеристики является в большой степени сложным и неудобным для такого решения. Задача решается значительно проще, если использовать только часть напорной характеристики, а именно в рабочем интервале насоса H_1-H_2 (рис. 9.11).

Ниже представлено такое решение для центробежных консольных насосов типа К, КМ и насосов двухстороннего входа типа Д. Используя уравнение (9.8), можно записать что теоретический напор насоса равен:

$$H_T = \alpha_0 D_2^2 n^2, \quad (9.40)$$

где α_0 – постоянный параметр рабочего колеса, $\text{с}^2/\text{м}$;

D – наружный диаметр рабочего колеса, м;

n – частота вращения вала насоса, с^{-1} .

Как видно из формулы (9.40), теоретический напор насоса при $n = \text{const}$ есть величина постоянная. При течении реальной (вязкой) жидкости рабочая полость обладает гидравлическим сопротивлением, которое можно предположить (как и в квадратичной области трубопроводов) пропорциональным квадрату расхода. Следовательно, действительный напор насоса подчиняется зависимости

$$H = \alpha_0 D_2^2 n^2 - \alpha Q^2, \quad (9.41)$$

где α – удельное сопротивление рабочей полости насоса, $\text{с}^2/\text{м}$.

Чтобы в любом случае решать уравнение (9.41), необходимо опытным путем установить закономерности изменения параметров α_0 и α для различных насосов. Анализ мощностных (энергетических) характеристик центробежных насосов $N_{\text{тр}} = f(Q)$ показал, что они в большинстве являются линейными или близкими к ним криволинейными функциями, которые с достаточной точностью можно аппроксимировать прямой линией вида

$$N = N_0 + k_N Q, \quad (9.42)$$

где N_0 – потребляемая мощность при нулевой подаче насоса (при закрытой задвижке), кВт;

k_N – крутизна мощностной характеристики (энергия, затрачиваемая на перекачивание 1 м^3 жидкости), кВт · с/м (кДж/м).

Для решения уравнения (9.42) необходимо иметь опытные значения параметров N_0 и k_N . Это можно установить по характеристикам насосов, приведенным в каталогах, справочниках. Кривую КПД насоса можно построить по следующей формуле, используя зависимости (9.41), (9.42)

$$\eta = \frac{10^{-3} \rho g H Q}{N}. \quad (9.43)$$

Как отмечено выше, режим работы насоса характеризуется параметрами, которые он обеспечивает в заданных условиях.

Параметры режима работы насоса (рабочей точки A) вычисляют при совместном решении уравнений (9.38)–(9.43)

$$Q_A = \sqrt{\frac{\alpha_0 D_2^2 n^2 - H_{\text{ст}}}{\alpha + k_c}}; \quad (9.44)$$

$$H_A = H_{\text{ст}} + k_c Q_A^2; \quad (9.45)$$

$$N_A = N_0 + k_N Q_A; \quad (9.46)$$

$$\eta = \frac{\rho g H_A Q_A}{N_A}. \quad (9.47)$$

Численные значения констант, входящих в вышеприведенные расчетные уравнения, получены путем обработки параметрических характеристик центробежных насосов, представленных в каталоге. Параметры α_0 и α определены путем решения системы уравнений вида (9.41), составленной для начала и конца рабочего интервала насоса (рис. 9.11), где КПД изменяется в пределах 10 % от максимальной величины:

$$\begin{cases} H_1 = \alpha_0 D_2^2 n^2 - \alpha Q_1^2 \\ H_2 = \alpha_0 D_2^2 n^2 - \alpha Q_2^2 \end{cases}$$

откуда

$$\alpha = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}; \quad (9.48)$$

$$\alpha_0 = H_1 - \alpha Q_1^2 \text{ или } \alpha_0 = H_2 - \alpha Q_2^2. \quad (9.49)$$

Расчеты показали, что параметр α_0 для различных типоразмеров насосов изменяется в узких пределах: 0,55–0,63 для консольных (К и КМ) и 0,59–0,67 с²/м для насосов двухстороннего входа (Д).

Параметр α характеризует величину удельного сопротивления рабочей полости насоса. Его можно определить для любого центробежного насоса по нижеприведенной зависимости, при подстановке в нее номинальных параметров этого насоса, известных по маркировке и паспорту:

$$\alpha = \frac{\alpha_0 D_2^2 n^2 - H_n}{Q_n^2}. \quad (9.50)$$

Крутизна мощностной характеристики k_N вычислена на основании формулы (9.42) для каждого насоса по известным значениям подачи Q_n , мощности N_n при номинальном режиме и мощности N_0 при закрытой задвижке. Мощность N_0 составляет значительную долю (29–79 %) от номинальной мощности. В связи с этим были вычислены значения коэффициента $\varepsilon_N = N_0 / N_n$ для каждого насоса. По ним проведена статистическая обработка с целью получения взаимосвязи коэффициента ε_N с удельной частотой вращения рабочего колеса n_y (табл. 9.2).

Таблица 9.2. Численные значения коэффициентов начальной мощности ε_N и начального напора ε_n центробежных насосов

Тип насосов	ε_N	ε_n
Консольные типа К и КМ	0,38 ± 0,05	1,12 ± 0,05
Двухстороннего входа типа Д:		
тихоходные ($n_y = 11-22 \text{ мин}^{-1}$)	0,36 ± 0,04	1,03 ± 0,03
среднеходные ($n_y = 22-33 \text{ мин}^{-1}$)	0,46 ± 0,07	1,16 ± 0,05
быстроходные ($n_y = 33-59 \text{ мин}^{-1}$)	0,73 ± 0,03	1,46 ± 0,12

При этом в характеристиках насосов К и КМ не обнаружено четко выраженной зависимости $\varepsilon_N = f(n_y)$; в насосах двухстороннего входа типа Д она просматривается между видами. Для каждого вида насосов коэффициент ε_N изменяется в узких пределах, что позволило определить теоретически крутизну мощностной характеристики по формуле

$$k_N = \frac{(N_n - N_0)}{Q_n} = \frac{N_n(1 - \varepsilon_N)}{Q_n}. \quad (9.51)$$

В формуле (9.40) величина $\alpha_0 D_2^2 n^2 = H_T$ есть теоретический напор насоса. Обычно он несколько меньше действительного напора H_0 при

закрытой задвижке (рис. 9.11). Причиной перегиба кривой $H = f(Q)$ и западания ее левой ветви является возникающий на режимах малых подач перед входом в колесо кольцевой вихрь, который вследствие вязкости жидкости сообщает основному потоку положительную закрутку, тем самым уменьшая напор. Такие характеристики свойственны насосам с $n_y < 27,5 \text{ мин}^{-1}$.

При анализе напорных характеристик каждого насоса определялась доля ϵ_n , которую составляет начальный напор H_0 от номинального H_n . Результаты статической обработки ϵ_n , представленные в табл. 9.2, показывают, что этот коэффициент в пределах каждого вида насосов изменяется незначительно. Поэтому начальный напор H_0 для каждого типоразмера насоса можно вычислить по формуле

$$H_0 = \epsilon_n H_n. \quad (9.52)$$

На основании вышеизложенного параметрические характеристики выбранного типоразмера насоса можно построить, руководствуясь следующим:

- задаваясь через определенный интервал текущими значениями подачи Q_n в пределах 0–1,5 м³/с вычислить соответствующие им значения напора формула (9.41) и потребляемой мощности формула (9.42);

- по полученным в численном виде функциям построить соответствующие графики;

- определив H_0 (9.52), откорректировать напорную характеристику на начальном участке, проведя плавную линию от точки H_0 (рис. 9.11) до начала рабочего интервала насоса (точки H_1);

- снимая с графика $H = f(Q)$ уточненные данные и подставляя их в формулу (9.43), рассчитать и построить кривую КПД насоса.

Так как константы параметрических характеристик насоса (α_0 , α , ϵ_N , ϵ_n и др.) вычислены по опытным данным в пределах рабочих интервалов H_1 – H_2 (рис. 9.11), режим работы любого центробежного насоса может быть достаточно точно найден по формулам (9.44)–(9.47).

Предложенный аналитический способ позволяет на основе полученных констант достаточно точно построить параметрические характеристики любого из известных центробежных насосов, не обращаясь к каталогу. Он может использоваться также и для новых конструкций насосов на этапе проектирования и предварительного анализа взаимосвязи параметров до результатов испытаний. Полученные уравнения позволяют определять расчетным путем режим работы насоса.

9.8. Регулирование режима работы насоса

Данной характеристике насоса и насосной установки соответствует только одна рабочая точка. Между тем требуемая подача может изменяться. Для того чтобы изменить режим работы насоса, необходимо изменить либо характеристику насоса, либо насосной установки. Это изменение характеристик для обеспечения требуемой подачи называется регулированием. Регулирование центробежных и малых осевых насосов может осуществляться либо при помощи регулирующей задвижки (изменяется характеристика насосной установки), либо изменением частоты вращения (изменяется характеристика насоса). Иногда малые осевые насосы регулируют перепуском части расхода из напорного трубопровода во всасывающий. Работа установки со средними и крупными осевыми насосами, имеющими поворотные лопасти, регулируется изменением угла установки лопастей рабочего колеса, при котором меняется характеристика насоса.

Регулирование задвижкой (дресселированием). Предположим, что насос должен иметь подачу не Q_A , соответствующую точке A пересечения характеристики насоса с характеристикой насосной установки, а $Q_B < Q_A$ (рис. 9.12). Этой подаче соответствует рабочая точка B характеристики насоса. Чтобы характеристика насосной установки пересекалась с кривой напоров $H = f(Q)$ в точке B , необходимо увеличить потери напора в установке.

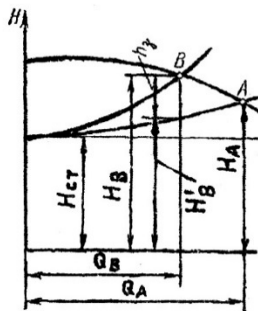


Рис. 9.12. Регулирование работы насоса дросселированием

Это осуществляется прикрытием регулирующей задвижки, установленной на напорном трубопроводе. В результате увеличения потерь напора в установке характеристика насосной установки пойдет круче и пересечет кривую напоров $H = f(Q)$ насоса в точке B . При этом режиме потребный напор установки складывается из напора H'_B , расходуемого в установке при эксплуатации с полностью открытой задвижкой, и потерь напора в задвижке h_3 . Таким образом, регулирование работы насоса дросселированием вызывает дополнительные потери энергии, снижающие КПД установки, поэтому этот способ неэкономичен. Однако, благодаря исключительной простоте, регулирование дросселированием получило широкое распространение.

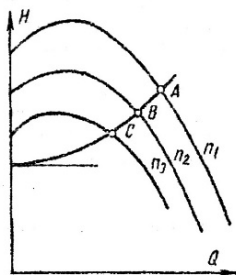


Рис. 9.13. Регулирование работы насоса изменением частоты вращения

изменения частоты вращения. Однако в последнее время все более широкое применение получают асинхронные электродвигатели, снабженные тиристорными преобразователями частоты переменного тока, что позволяет регулировать в достаточно широких пределах частоту вращения приводного вала насоса.

Регулирование режима работы насоса изменением его частоты вращения более экономично, чем регулирование дросселированием. Даже применение гидромуфт и сопротивления в цепи ротора асинхронного двигателя, связанное с дополнительными потерями мощности, экономичнее, чем регулирование дросселированием.

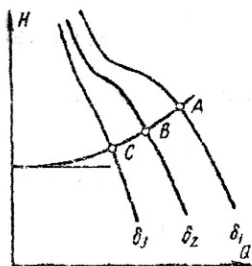


Рис. 9.14. Регулирование работы осевого насоса изменением угла установки лопастей

Регулирование изменением частоты вращения вала насоса. Изменение частоты вращения насоса ведет к изменению его характеристики и, следовательно, рабочего режима (рис. 9.13). Для регулирования изменением частоты вращения необходимы двигатели с переменной частотой вращения (электродвигатели постоянного или переменного тока, двигатели внутреннего сгорания). Наиболее распространенные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором практически не допускают

Регулирование поворотом лопастей применяется в средних и крупных поворотнолопастных осевых насосах. При повороте лопастей изменяется характеристика насоса (рис. 9.14) и, следовательно, режим его работы. КПД насоса при повороте лопастей изменятся незначительно, поэтому этот способ регулирования значительно экономичнее регулирования дросселированием.

Регулирование перепуском осуществляется перепуском части жидкости, подаваемой насосом, из напорного трубопровода во всасывающий по обводному трубопроводу, на котором установлена задвижка. При изменении степени открытия этой задвижки изменяются расход перепускаемой

жидкости и, следовательно, расход во внешней сети. Энергия жидкости, проходящей по обводному трубопроводу, теряется.

Поэтому регулирование перепуском для центробежных насосов, имеющих восходящую мощностную характеристику, неэкономично. В рабочем интервале осевых насосов мощностная характеристика падающая, поэтому использование этого способа регулирования в них достаточно оправданно.

9.9. Параллельное и последовательное соединение насосов для работы на сеть

Параллельное соединение насосов применяется для увеличения подачи. При этом рекомендуется включать насосы с одинаковыми или близкими напорами.

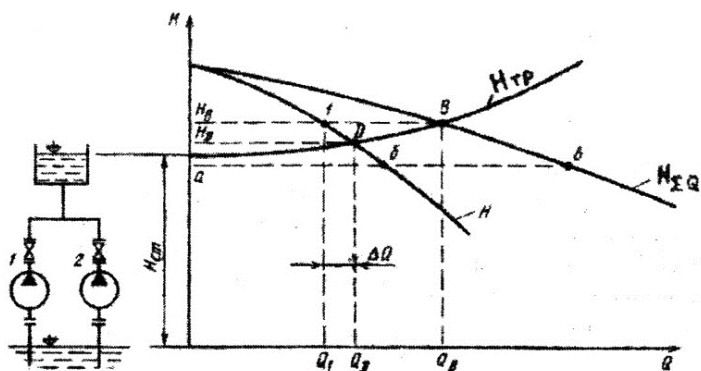
Для установления режима параллельно работающих насосов необходимо построить суммарную напорную характеристику и на этот график в том же масштабе нанести характеристику трубопровода.

Для построения суммарной напорной характеристики двух одинаковых параллельно работающих насосов (рис. 9.15, *a*) необходимо суммировать их подачи при одинаковых напорах. Например, для определения точки *B* суммарной характеристики $H_{\Sigma Q}$ необходимо удвоить отрезок *ab*. Подобным образом находят и другие точки суммарной характеристики $H_{\Sigma Q}$.

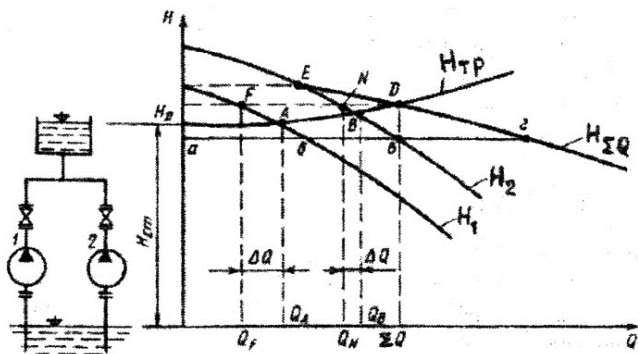
Построив на этом же графике характеристику трубопровода, получим на пересечении характеристик $H_{\Sigma Q}$ и $H_{тр}$ рабочую точку *B*, которая определяет суммарную подачу двух насосов Q_B и напор H_B , развиваемый каждым из них. Так как насосы одинаковые, то подача каждого равна половине суммарной, т. е. $Q_1 = Q_B / 2$.

При работе одного насоса на этот же трубопровод его рабочей точкой является точка *D* (подача Q_D и напор H_D). Как видно из рис. 9.15, подача насоса Q_D , работающего на индивидуальный трубопровод, больше подачи каждого из насосов Q_1 при параллельной работе, т. е. возникает дефицит (уменьшение) подачи. Он определяет разность подачи насоса при параллельной его работе, т. е. $\Delta Q = Q_D - Q_1$.

Дефицит подачи объясняется тем, что при увеличении суммарной подачи потери напора в трубопроводе увеличиваются в квадратичной зависимости от подачи, что и приводит к увеличению напора. Это, в свою очередь, смещает рабочую точку по напорной характеристике насоса вверх и влево, в результате чего уменьшается подача.



а



б

Рис. 9.15. Схема и график параллельной работы однотипных (а) и двух разнотипных (б) насосов

При работе двух разнотипных насосов на общий трубопровод их совместная работа начнется в тот момент, когда напоры, развиваемые насосами, сравняются. Этому напору соответствует точка E на напорной характеристике H_2 второго насоса (рис. 9.15, б). От этой точки и следует начинать построение суммарной напорной характеристики для чего складывают подачи обоих насосов при одинаковых напорах. Например, точку z получают сложением отрезков ab и av .

Точка пересечения суммарной характеристики $H_{\Sigma Q}$ с характеристикой трубопровода (точка D) определяет напор H_D , развиваемый каж-

дым насосом, и суммарный расход ΣQ двух насосов. Для установления подачи каждого из двух насосов при параллельной работе из точки D проводят горизонтальную линию до пересечения с напорными характеристиками насосов (точки F, N). Эти точки определяют подачу каждого из насосов Q_F и Q_N .

При работе каждого из рассматриваемых насосов на индивидуальный трубопровод режим их характеризуется точками A (первого) и B (второго) насосов.

Последовательное соединение насосов. При последовательном соединении напорный патрубок первого насоса соединяется с всасывающим патрубком второго и т. д. Последовательное соединение насосов применяют для обеспечения напора, который не может быть создан одним насосом.

Для построения суммарной напорной характеристики складываются напоры работающих последовательно насосов при одинаковых подачах (рис. 9.16). Например, для получения точки d при произвольно выбранной подаче двух насосов складывают отрезки ce и cb .

Рабочая точка B получается от пересечения суммарной напорной характеристики ΣH с характеристикой трубопровода $H_{тр}$. Рабочая точка дает возможность определить напор каждого из насосов H_1, H_2 и их подачу Q_B .

Если последовательно соединяются одинаковые насосы, то КПД их сохраняется, а общий напор равен:

$$H_{\Pi} = iH_i,$$

где i – число насосов;

H_i – напор каждого насоса.

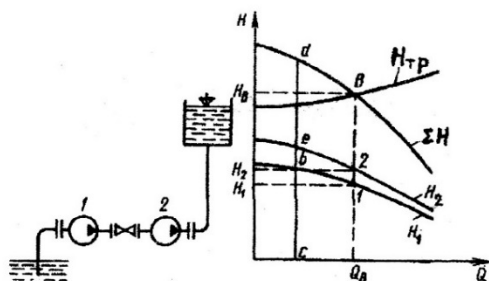


Рис. 9.16. Схема и график последовательной работы насосов

Увеличивая число последовательно включенных насосов, можно получить достаточно большой напор, однако надо всегда иметь в виду, что корпус насоса рассчитан на ограниченное давление. Поэтому, если требуется включить последовательно насосы, нужна специальная проверка их по условиям прочности.

Для работы при последовательном соединении в отличие от параллельного можно использовать насосы с различными напорами, но, поскольку проходящий через насосы расход одинаков, эти насосы должны иметь примерно одинаковую подачу.

10. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

10.1. Поршневые насосы

Рабочий цикл в каждой камере поршневого насоса состоит из такта всасывания и такта нагнетания. При всасывании объем рабочей камеры увеличивается, при нагнетании – уменьшается.

По числу рабочих циклов за один оборот приводного вала различают насосы одно-, двух- и многократного действия.

По числу поршней (плунжеров) насосы бывают одно-, двух- и многопоршневые.

Поршневые кривошипные насосы. На рис. 10.1 представлена схема однопоршневого насоса однократного действия. В цилиндре 1 совершает возвратно-поступательное движение поршень 2, соединенный посредством штока 3, шатуна 10,

кривошипа 11 с приводным валом. К цилиндру 1 присоединена клапанная коробка 7, в которой находятся всасывающий клапан 6 и нагнетательный клапан 8. Пространство между клапанами и поршнем является рабочей камерой насоса. К клапанной коробке снизу присоединен всасывающий 5, а сверху – нагнетательный 9 трубопроводы, 4 – резервуар.

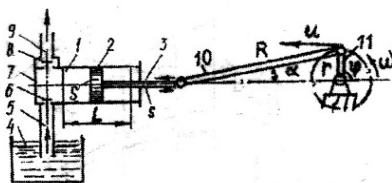


Рис. 10.1. Схема однопоршневого насоса однократного действия

В современных поршневых насосах наибольшее распространение получили клапаны, нагруженные пружинами (последние на схеме не показаны). Конструктивное исполнение их может быть разнообразным.

В однопоршневом насосе двукратного действия (рис. 10.2, *a*) для подачи жидкости используются обе полости насоса: при движении поршня влево – бесштоковая полость, а при движении вправо – штоковая. Для совершения рабочего процесса в каждой полости необходимы два клапана. Объем жидкости, подаваемый за один цикл штоковой полостью, меньше, чем бесштоковой, на величину объема, занимаемого в цилиндре штоком.

Схема однопоршневого дифференциального насоса (рис. 10.2, *б*) отличается тем, что при подаче жидкости бесштоковой полостью (движением поршня влево) одна часть жидкости после нагнетательного клапана направляется в напорный трубопровод, а вторая часть ее – по отдельной гидролинии в штоковую полость цилиндра. При движении поршня вправо жидкость через всасывающий клапан заполняет бесштоковую полость, а из штоковой вытесняется поршнем в напорный трубопровод. Таким образом, в данной схеме для обеспечения рабочего процесса достаточно иметь только два клапана, что значительно упрощает конструкцию. Чтобы обе полости за один цикл подавали одинаковые объемы жидкости, необходимо соблюдение следующего условия: $S = 2s$ или соответственно $d = D / \sqrt{2}$, где S , D – площадь и диаметр поперечного сечения штока.

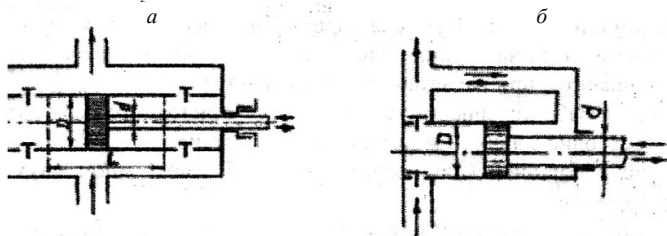


Рис. 10.2. Схемы однопоршневых насосов двукратного действия:
a – четырехклапанный; *б* – дифференциальный

Характерным параметром любого объемного насоса является его рабочий объем q , т. е. объем рабочих камер, описываемый вытеснителями, или иначе объем жидкости, вытекающей из насоса при свободном изливе (без давления в напорном патрубке) за один оборот приводного вала. Для насосов однократного действия и насосов двукратного действия по дифференциальной схеме $q = SLz_{\text{п}}$; для насосов двукратного действия по схеме рис. 10.2, *a* $q = (2S - s)Lz_{\text{п}}$, где $z_{\text{п}}$ – число поршней.

Осредненную во времени подачу насоса определим по формуле

$$Q = Q_T \eta_0 = qm\eta_0, \quad (10.1)$$

где Q_T – теоретическая подача;

η_0 – коэффициент подачи поршневого насоса (КПД), равный отношению действительной подачи к теоретической. В реальных условиях коэффициент подачи колеблется от 0,85 до 0,98;

q – рабочий объем поршневого насоса, равный произведению площади поперечного сечения поршня ω на ход поршня S ;

n – частота вращения вала.

Поршень, приводимый в движение кривошипно-шатунным механизмом, как известно, имеет на протяжении хода L переменную скорость V_n как по величине, так и по направлению. Отсюда действительная подача $Q_{\text{мг}}$ во времени является также переменной. При значительных для таких конструкций насосов отношениях длины шатуна и кривошипа ($L / r \geq 4-5$) можно полагать скорость поршня V_n , равной проекции окружной скорости u на ось x , т. е.

$$V_n = u \sin \varphi = \omega r \sin \varphi, \quad (10.2)$$

где φ , ω – угол наклона и угловая скорость кривошипа соответственно.

Тогда мгновенную теоретическую подачу одноцилиндрового насоса однократного действия выразим следующей формулой:

$$Q_T' = S V_n = S \omega r \sin \varphi. \quad (10.3)$$

Для насоса двукратного действия эта формула справедлива только при движении поршня влево, а при движении поршня вправо

$$Q_T' = (S - s) \omega r \sin \varphi. \quad (10.4)$$

Полученные формулы показывают, что мгновенная подача поршневого кривошипного насоса изменяется в зависимости от угла поворота кривошипа по закону синусоиды. На рис. 10.3 представлены графики подачи насосов: а) однопоршневого однократного действия; б) однопоршневого двукратного действия; в) трехпоршневого однократного действия со смещением фаз их рабочих циклов на угол 120° ; г) четырехпоршневого однократного действия со смещением фаз на 90° . Смещение фаз в многопоршневых насосах обеспечивается соответственным расположением шатунных шеек коленчатого вала.

Как видно из графиков, наибольшей неравномерностью подачи обладают однопоршневые насосы однократного действия, наименьшей –

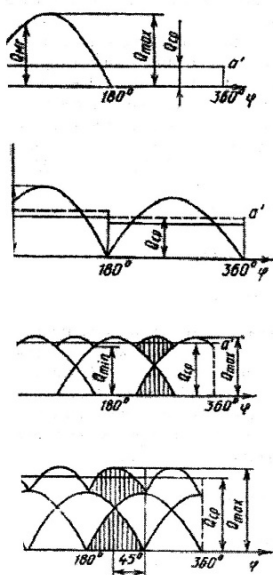


Рис. 10.3. Графики подачи поршневых насосов

рекомендуемые отношения объемов нагнетательного W_n и всасывающего W_v колпаков к рабочему объему цилиндра $W_{ц}$.

Изложенные выше положения о высоте всасывания центробежного

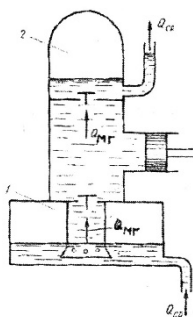


Рис. 10.4. Воздушные колпаки поршневого насоса

насоса относятся и к поршневым насосам. Различие состоит лишь в наличии неустановившегося движения жидкости, что приводит к возникновению дополнительного (инерционного) сопротивления. Хотя при установке воздушного колпака на всасывающей линии это сопротивление резко снижается, частота вращения приводного вала поршневых насосов обычно не превышает 500 об/мин. Это во многих случаях вызывает необходимость применения редуктора в приводе насоса от электродвигателя, что значительно увеличивает металлоемкость насосного агрегата.

$$\sigma_Q = Q_{\max} / Q. \quad (10.5)$$

Неравномерность подачи поршневого насоса резко снижается при установке нагнетательного воздушного колпака (гидропневмоаккумулятора) 2 (рис. 10.4). При такте нагнетания жидкость поступает частично в колпак, сжимая воздух. При снижении мгновенной подачи $Q_{\text{мг}}$ жидкость под давлением воздуха поступает в напорный трубопровод, выравнивая таким образом расход в нем. При длинной всасывающей линии для более равномерного режима всасывания также применяют всасывающий воздушный колпак 1.

Объемы воздушных колпаков насоса зависят от числа поршней и кратности действия. В табл. 10.1 приведены реко-

мендуемые отношения объемов нагнетательного W_n и всасывающего W_v колпаков к рабочему объему цилиндра $W_{ц}$.

Таблица 10.1. Рекомендуемые относительные объемы воздушных колпаков поршневого насоса

Тип насосов	$W_n / W_{ц}$	$W_b / W_{ц}$
Одноцилиндровый однократного действия	14–28	5–10
Двухцилиндровый однократного и одноцилиндровый двукратного действия	5–11	2–4
Трехцилиндровый однократного действия	0,2–0,5	0,1–0,2
Четырехцилиндровый однократного и двухцилиндровый двукратного действия	1,0–2,1	0,4–0,7

Поршневые (плунжерные) кулачковые насосы. В кулачковом насосе (рис. 10.5, *а*) поршень (плунжер) 3 пружиной или иными средствами прижимается к кулачку (эксцентрику) 4. Ось вращения кулачка (точка O_2) смещена относительно его геометрической оси (точка O_1) на величину эксцентриситета e . При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение на величину пути $L = 2e$, при этом через всасывающий клапан 1 происходит всасывание жидкости, а через напорный клапан 2 – нагнетание.

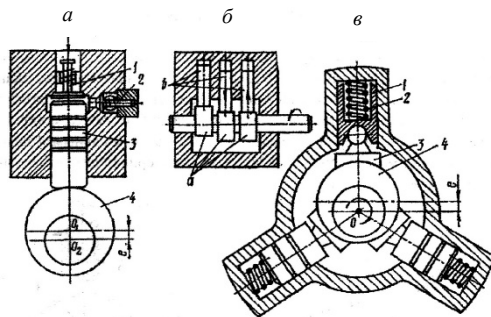


Рис. 10.5. Плунжерные (поршневые) кулачковые насосы

Подача этих насосов такая же, как и обычных поршневых насосов одностороннего действия с шатунно-кривошипным механизмом. Для выравнивания подачи применяются насосы многопоршневые с числом цилиндров $z = 3–11$ в одном ряду и со смещением фаз их рабочих циклов на угол $\varphi = 360 / z$.

Схема трехцилиндрового насоса приведена на рис. 10.5, *б*. Кулачки *a* расположены в ряд на приводном валу; поршни *b* прижимаются к кулачкам с помощью пружин (последние на схеме не показаны).

Для достижения большей компактности насоса цилиндры часто располагают радиально с пересечением их осей в общем центре O (рис. 10.5, *в*). Поршни 1 в этих насосах также приводятся в движение кулачком 4 . Прижим поршней к кулачку осуществляется пружинами 2 . Центр O вращения кулачка и в данной схеме смещен относительно его геометрической оси на величину эксцентриситета e . Уменьшение контактного давления между поршнями и кулачком осуществляется с помощью «башмаков» 3 . Насосы изготовляют в одно- и многорядном исполнении. Распределение жидкости производится с помощью клапанов, которые на схеме не показаны.

Подачу насоса определяют по формуле

$$Q = 2eS_{\text{п}}m\eta_0. \quad (10.6)$$

Кулачковые поршневые насосы способны создавать высокие давления. Они получили значительное распространение в строительных и дорожных машинах. Некоторые типы насосов используются для нагнетания жидкости в гидравлические прессы, а также в качестве топливных насосов дизелей.

10.2. Диафрагменные насосы

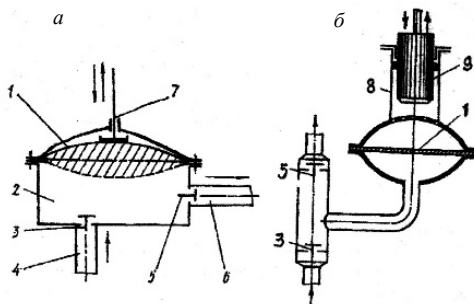


Рис. 10.6. Схемы диафрагменных насосов:
а – с совмещенной клапанной коробкой;
б – с вынесенной клапанной коробкой

Рабочим органом диафрагменного насоса (рис. 10.6, *а*) является диафрагма 1 , выполненная из эластичного материала (резина, ткань, пропитанная лаком), расположенная в рабочей камере 2 , к которой примыкают всасывающий 4 и напорный 6 патрубки насоса, сообщаемые с рабочей камерой всасывающим 3 и нагнетательным 5 клапанами.

Диафрагма соединена со штоком 7 , совершающим возвратно-поступательное движение.

В диафрагменном насосе, приведенном на рис. 10.6, *б* клапанная коробка вынесена отдельно, а прогиб диафрагмы *1* осуществляется благодаря возвратно-поступательному движению плунжера *9* в цилиндре насоса *8*, заполненном специальной жидкостью.

Диафрагменные насосы часто применяются для подачи жидкостей, сильно загрязненных различными примесями (песком, илом, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей. При этом устанавливаются не тарельчатые, а шаровые клапаны. Диафрагменные насосы широко используются в качестве бензонасосов на автомобильных двигателях.

10.3. Роторно-поршневые гидромашины

Роторно-поршневая гидромашина имеет ротор (блок цилиндров) с расположенными в нем поршнями, статор, распределитель потоков жидкости. В зависимости от расположения цилиндров в роторе различают гидромашины радиальные и аксиальные. В радиально-поршневой машине цилиндры расположены радиально, в аксиально-поршневой – параллельно оси ротора или под небольшим углом к ней.

Радиально-поршневые гидромашины.

Различают радиально-поршневые гидромашины одноходовые (рис. 10.7, *а, б*) и многоходовые (рис. 10.7, *в, г*), с внешней (рис. 10.7, *а, в*) и внутренней (рис. 10.7, *б, г*) направляющими 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 пото-

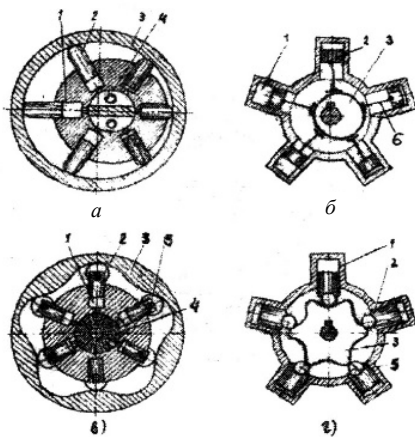


Рис. 10.7. Принципиальные схемы радиально-поршневых гидромашин

ками жидкости в цилиндрах обеспечивается с помощью распределителей 4 цапфенного, торцового или золотниковых типов.

Гидромашины этого типа преимущественно необратимы, т. е. их выпускают для работы только или в качестве насосов, или гидромоторов. Гидромоторы бывают низкомоментные и высокомоментные. В первом случае отношение крутящего момента ($H \cdot m$) к частоте вращения вала (об/мин) < 10 , во втором – > 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.

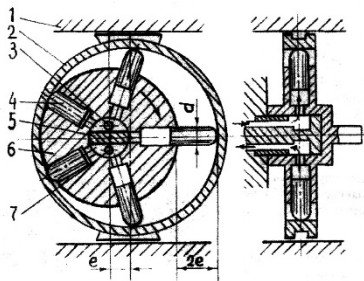


Рис. 10.8. Принципиальная схема регулируемого радиально-поршневого насоса

На рис. 10.8 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.

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 , 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. 10.8 стрелкой, в цилиндрах, распо-

ложенных на верхней половине ротора, идет всасывание, на нижней – нагнетание.

Рабочий объем насоса (объем, вытесняемый поршнями за один оборот ротора при разности давлений на выходе и входе, равной нулю):

$$q = 2eS_{z_{п}}. \quad (10.7)$$

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. 10.9 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, присоеди-

ненных к корпусу 2, с рабочими полостями цилиндров. Золотник и поршни уплотнены в цилиндрах фторопластовыми кольцами.

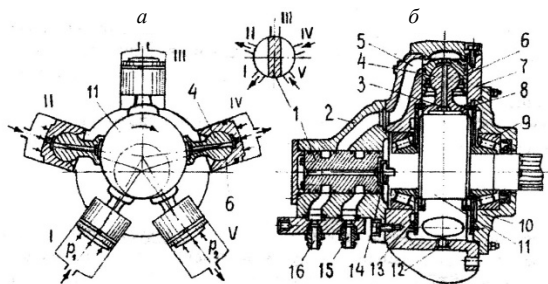


Рис. 10.9. Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор с шатунами

Принцип работы гидромотора заключается в следующем. Из нагнетательного трубопровода жидкость под давлением поступает в канал 16 распределителя, оттуда в выточку и распределительные окна золотника 1, далее в каналы 5, по которым подводится в рабочие полости двух или трех цилиндров (в зависимости от положения окон золотника относительно отверстий 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 3 и выточку золотника в канал 15 или 16 и далее в сливной трубопровод. Например, в положении, представленном на принципиальной схеме (рис. 10.9, 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. 10.10 представлен высокомоментный 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 высо-

кую твердость, но и создает микропористую структуру, улучшающую условия граничной смазки и повышающую износостойкость. На эксцентрик опираются пять полых поршней 2 со сферическими поверхностями. Поршни перемещаются 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.

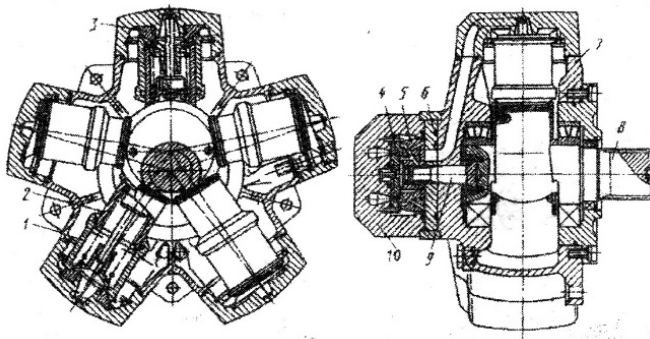


Рис. 10.10. Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор с качающимися цилиндрами

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.

Аксиально-поршневые гидромашин широко применяются в объемных гидроприводах передвижных и стационарных машин, 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. 10.11.

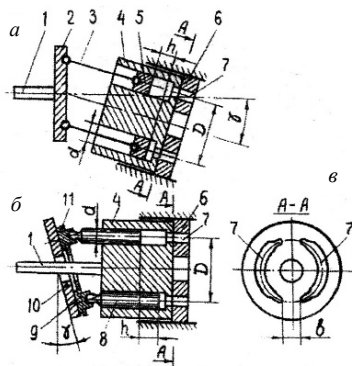


Рис. 10.11. Принципиальные схемы аксиально-поршневых гидромашин

Насос с наклонным блоком (рис. 10.11, *a*) 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. 10.11, *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 нагнетательные распределительные окна поменяются местами.

В насосе с наклонным диском (рис. 10.11, *б*) блок цилиндров 4 вращается от приводного вала 7, 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 11 к опорному наклонному диску и блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружинами (на схеме не показаны).

Вследствие наклона диска 10 под углом γ к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасыва-

ние и нагнетание жидкости. Соответствующее направление потоков обеспечивается положением распределительных окон 7. Устройство распределителя аналогично описанному выше.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса q определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d^2}{4} S z_{\text{п}} = \frac{\pi d^2}{4} z_{\text{п}} D \operatorname{tg} \gamma, \quad (10.8)$$

где d – диаметр поршня (плунжера);

S – ход поршня;

$z_{\text{п}}$ – число поршней;

D – диаметр окружности осей цилиндров;

γ – угол наклона блока цилиндров или опорного диска плунжеров к оси приводного вала.

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. Промышленностью выпускаются 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. Наряду с ними в нашей стране и за рубежом выпускаются регулируемые гидромоторы, которые позволяют при постоянном расходе питающей жидкости обеспечивать бесступенчатое регулирование скорости вращения вала путем изменения рабочего объема (посредством изменения угла γ).

В строительных, мелиоративных и других машинах, в особенности в гидравлических экскаваторах, широко применяются нерегулируемые и регулируемые гидромашинные серии 200. Это гидромашинные 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 технических ресурсов в 1,5–2 раза, номинального давления до 32 МПа, максимального до 40 МПа разработан на основе серии 200 и выпускается типо-

размерный ряд унифицированных гидромашин серии 300 с рабочими объемами от 12,6 до 250 см³/об. Современная маркировка их включает номер модели (210, 310, 410 – нерегулируемые насосы и гидромоторы; 207, 313 – регулируемые насосы, 303, 312 – регулируемые гидромоторы), особенности конструкции подшипникового узла вала (2 – шариковые радиально-упорные, 3 – роликовые конические), рабочий объем в кубических сантиметрах на оборот, особенности устройства монтажного фланца, исполнение вала (штицевое, шпоночное) и другие конструктивные особенности. Примеры сокращенной маркировки: 310.2.28; 310.3.56; 313.3.112; 303.3.160.

На рис. 10.12, *а* представлен общий вид нерегулируемого насоса-гидромотора типа 210. Приводной вал 3 опирается на три шарикоподшипника: два радиально-упорные 9 и один радиальный 8.

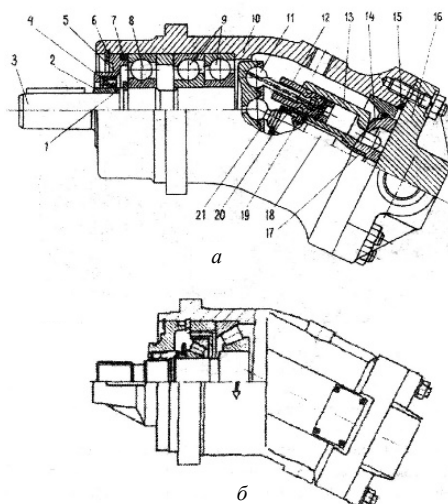


Рис. 10.12. Нерегулируемые аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком типов 210, 310

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 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. Остальные позиции на рисунке: 1 – кольцо; 5 – уплотнение; 6 – втулка; 10 – корпус; 15 – уплотнение; 16 – задняя крышка; 20 – штифт.

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. Остальные позиции на рисунке: 1 – кольцо; 5 – уплотнение; 6 – втулка; 10 – корпус; 15 – уплотнение; 16 – задняя крышка; 20 – штифт.

Таким образом, каждый шатун шарнирно соединяется с фланцем приводного вала и с поршнем. Предварительное прижатие блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается тарельчатыми пружинами 20.

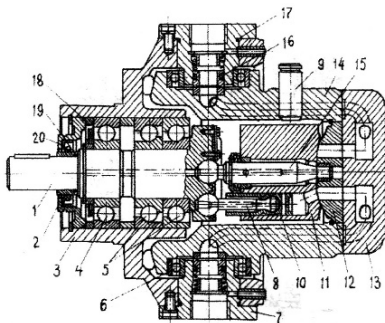


Рис. 10.13. Регулируемый аксиально-поршневой насос типа 207

На рис. 10.12, б представлен нерегулируемый насос типа 310, вал которого вращается в роликовых конических подшипниках; в остальном устройство этого насоса аналогично представленному на рис. 10.12, а.

Регулируемый насос типа 207 (рис. 10.13), имея качающий узел, унифицированный с вышеописанным нерегулируемым насосом 210, отличается тем, что в нем создана возможность бесступенчатого изменения угла наклона блока в процессе работы.

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 при этом 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. Остальные позиции на рисунке: 2 – крышка; 4, 5 – подшипники; 7 – опора; 8 – шток; 10 – поршень; 13 – задняя крышка; 15 – центральный шип; 16 – втулка; 17 – крышка; 18 – уплотнитель; 19 – шайба; 20 – сальник.

Регулируемый насос типа 313 и регулируемые гидромоторы типа 312 (рис. 10.14) имеют принципиально иную конструкцию поворотного устройства блока цилиндров. Изменение угла наклона блока 1 цилиндров осуществляет гидроусилитель 4, перемещающий установленный в проточке его корпуса 3 распределитель 2. Распределитель со стороны, прилегающей к 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° .

В качестве опор вала в этих гидромашинах применяются как шариковые радиально-упорные 5 (рис. 10.14, а), так и конические роликоподшипники (рис. 10.14, б). При одинаковых рабочих объемах масса гидромашин данного типа приблизительно на 40 % меньше массы гидромашин типа 207.

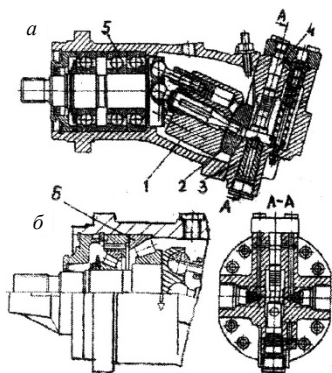


Рис. 10.14. Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор типов 312, 303

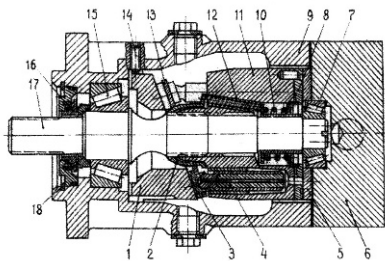


Рис. 10.15. Нерегулируемая аксиально-поршневая гидромашинна с наклонным диском

На рис. 10.15 представлена нерегулируемая гидромашинна с наклонным диском. Приводной вал 17 вращается в роликовых конических подшипниках 15 и 7, установленных соответственно в корпусе 9 и крышке 6. На вал 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 ра-

бочей 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 прилегает 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. 10.15 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 из-

менении 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 (рис. 10.16, *a*) насоса типа 207 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. 10.13) подвижного корпуса насоса. Рабочая полость 5 гидроцилиндра сообщается через дроссель и каналы в корпусе регулятора (на рис. 10.16 не показаны) с нагнетательной линией насоса.

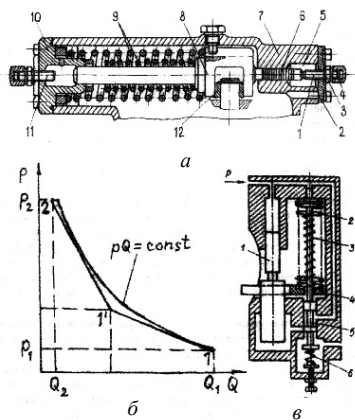


Рис. 10.16. Регулятор мощности

пружины 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. 10.16, *б*), приближенной к гиперболической, которая, как известно, определяет постоянство мощности (произведения давления на подачу) потока. Величина минимальной подачи ограничивается упором 11. Вал уплотнен сальником 16, застопоренным стопором 18.

При уменьшении давления пакет пружин, действуя на тягу, перемещает ее и вместе с ней подвижный корпус насоса в сторону увеличения угла поворота, тем самым увеличивается подача насоса. Величина

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

максимальной подачи ограничивается упором 7, который стопорится в установленном положении гайкой 3 и закрывается колпачком 4.

Показанный на рис. 10.16, *a* ограничитель максимальной подачи называется нерегулируемым. При необходимости вместо него может устанавливаться взаимозаменяемый с ним регулируемый ограничитель механический или гидравлический.

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 двоярного 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, двоярных 323 и строенных 333 применяется регулятор мощности непрямого действия (рис. 10.16, *в*), представляющий собой автоматический следящий гидропривод. Он значительно компактнее вышеописанного 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 торцовой поверхности которого подводится жидкость из гидролинии нагнетания насоса. При давлении нагнетания p_1 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 кото-

рой 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 на рис. 10.16, 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 .

10.4. Роторные гидромашины

В роторной гидромашине рабочие камеры образованы наружной поверхностью ротора (роторов), внутренней поверхностью статора и торцовыми уплотняющими деталями; рабочие камеры, наполненные жидкостью, непрерывно переносятся от входа к выходу потока; вытеснителями жидкости являются профилированные зубья или вставные пластины ротора; отпадает необходимость в клапанах и даже в распределителях (за редким исключением). Поэтому роторные гидромашины компактны, имеют низкую удельную металлоемкость, высокие надежность и КПД (до 0,85), что позволило им найти широкое применение в объемных гидроприводах и гидросистемах.

По конструкции роторов различают гидромашины пластинчатые, шестеренные, коловратные, винтовые. В мобильной сельскохозяйственной, строительной-дорожной, мелиоративной технике применяются гидромашины первых двух типов, поэтому на них акцентируется внимание в данном пособии.

Пластинчатые гидромашины выпускаются для работы только или в качестве насосов, или в качестве гидромоторов, т. е. они необратимы. Из них наибольшее распространение получили насосы. Они применяются в гидроприводах металлорежущих станков, рулевых управлений некоторых автомобилей и т. д.

Пластинчатые насосы бывают однократного и двукратного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Насосы двукратного действия – нерегулируемые.

На рис. 10.17, а приведена схема пластинчатого насоса однократного действия.

В корпусе насоса – статоре 1, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, с эксцентриситетом e расположен ротор 2, представ-

ляющий собой цилиндр с продольными радиальными прорезями (либо под небольшим углом α к радиусу). В прорези вставлены прямоугольные пластины-вытеснители 3, которые при вращении ротора под действием центробежных сил или специальных устройств прижимаются к внутренней поверхности статора, совершая каждая в своем пазу одно возвратно-поступательное движение за один оборот ротора. При вращении ротора по часовой стрелке объем камер на нижней половине оборота увеличивается и в них всасывается жидкость из подводящего канала 4. В это время объем камер на верхней половине оборота уменьшается и жидкость из них вытесняется в нагнетательный канал 6. Полость нагнетания отделена от полости всасывания с одной стороны уплотнительной переемычкой 5, а с другой уплотнительным выступом 7 в статоре. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется уплотняющим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору.

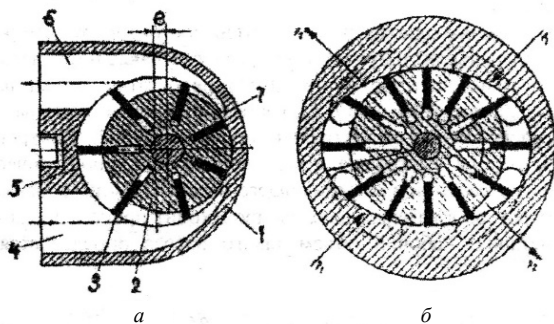


Рис. 10.17. Принципиальные схемы пластинчатых насосов однократного (а) и двукратного (б) действия

Рабочий объем такого насоса определяется по формуле

$$q = \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta z_{\text{п}}}{\cos \alpha} \right] 2be, \quad (10.9)$$

где r – радиус внутренней поверхности статора;

e – эксцентриситет;

b – ширина пластин в осевом направлении;

δ – толщина пластины;

α – угол наклона пластин к радиусу ротора (обычно 0 – 15°);

$z_{\text{п}}$ – число пластин.

Из формулы (10.9) видно, что, изменяя эксцентриситет ротора, можно регулировать подачу насоса или даже менять направление подачи. Следовательно, такой насос может быть регулируемым или реверсивным.

Недостаток насоса однократного действия состоит в том, что ротор испытывает радиальную нагрузку из-за разности давлений в нагнетательной и всасывающей полостях. Этого недостатка лишен насос двукратного действия (см. рис. 10.17, б), у которого полости всасывания и нагнетания расположены диаметрально противоположно. Внутренняя поверхность статора выполнена в виде сопряжения цилиндрических поверхностей, в сечении напоминающего эллипс. Таким образом, за один оборот ротора в камерах дважды происходят процессы всасывания и нагнетания.

Рабочий объем такого насоса определяется по формуле

$$q = 2b(r_2 - r_1) \left[\pi(r_1 + r_2) - \frac{\delta z_{\text{п}}}{\cos \alpha} \right], \quad (10.10)$$

где r_1 и r_2 – наименьший и наибольший радиусы внутренней поверхности статора.

Среди пластинчатых машин особенно распространены насосы двукратного действия типов Г12-2 (номинальное давление и частота соответственно 6,3 МПа и 960 об/мин) и БГ12-2 (до 16 МПа и 1500 об/мин). Промышленностью выпускаются также сдвоенные насосы (2 секции в общем корпусе и на одном валу с общей всасывающей и отдельными нагнетательными линиями).

Конструкция насоса Г12-2 представлена на рис. 10.18. В чугунном корпусе 12 и крышке 1 смонтировано закаленное кольцо-статор, имеющее внутри овальную профилированную поверхность, по которой скользят двенадцать пластин 14, свободно перемещающихся в радиальных пазах ротора. Ротор 4 посажен на шлицы вала 8, свободно вращающегося в шариковых подшипниках. К торцам статора 3 прижаты плоский диск 2 и диск с шейкой 5. Плоский диск 2 расположен между крышкой 1 и статором 3, а диск с шейкой 5 плавающего типа в начале работы прижимается тремя пружинами 6, а в процессе работы – и давлением масла. В плоском диске имеются два окна для всасывания 15 масла, а в диске с шейкой – два окна для нагнетания 11 масла.

При вращении ротора 4 пластины 14 под действием центробежной силы и давления масла, подведенного под пластины, всегда прижаты к внутренней поверхности статора 5. Каждая пластина перемещается в

пазах ротора 4 в радиальном направлении в соответствии с профилем кривой статора. Каждая из камер между двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора и ротором во время соединения с окнами всасывания 15 увеличивает свой объем и заполняется маслом, а во время соединения с окнами нагнетания 11 уменьшает свой объем, вытесняя масло через окна нагнетания 11. За один оборот ротора 4 производится два полных цикла всасывания и нагнетания. Благодаря диаметрально противоположным подводам и отводам, нагрузка на ротор 4 от давления масла со стороны полостей нагнетания уравновешивается и вал насоса передает только крутящий момент.

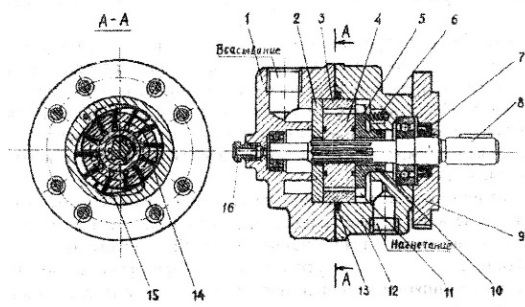


Рис. 10.18. Пластиновый насос двукратного действия Г12-2

Для предотвращения утечек по валу 8 насоса во фланец 9 установлена манжета 7 из маслостойкой резины, 10 – уплотнительное кольцо.

Стык между корпусом 12 и крышкой 1 уплотняется круглым кольцом 13 из маслостойкой резины. Уплотнение зазора между диском с шейкой и корпусом производится круглым кольцом из маслостойкой резины.

Насосы БГ12-2 по принципиальному устройству отличаются от насосов Г12-2 следующим. В каждом радиальном пазу ротора установлено по две пластины, прилегающие одна к другой и свободно перемещающиеся. Плоский диск имеет два основных всасывающих окна для всасывания рабочей жидкости в камеры между пластинами и два вспомогательных окна для всасывания рабочей жидкости в камеры под пластинами.

Плавающий диск имеет кроме всасывающих окон еще основные окна для нагнетания рабочей жидкости из камер между пластинами и вспомогательные окна – для нагнетания рабочей жидкости из-под пла-

стин. Ввиду того что в полости всасывания пространство под пластинами не соединяется с линией нагнетания, а соединяется с линией всасывания, обеспечивается разгрузка пластин от гидравлического усилия, прижимающего пластины к статору. Прижим пластин к статору в полости всасывания осуществляется только центробежными силами. Наличие такого распределения потоков масла позволило значительно повысить давление в насосах БГ12-2 (до 16 МПа) по сравнению с насосами Г12-2.

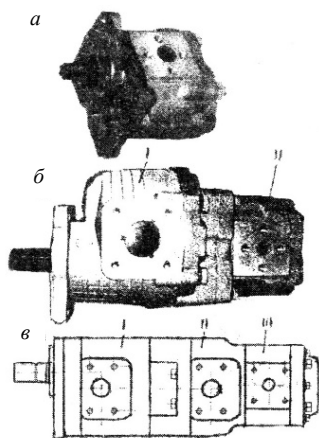


Рис. 10.19. Шестеренные насосы высокого давления: *а* – одно-; *б* – двух-; *в* – трехсекционный

Шестеренные гидромашины высокого давления, применяемые в объемных гидроприводах тракторов, сельскохозяйственных, строительных, мелиоративных и других машин, преимущественно необратимы и неревверсивны, поэтому выпускаются как насосы или гидромоторы правого или левого вращения.

Шестеренные насосы НШ в зависимости от назначения, класса и мощности изготавливаются одно-, двух-, трехсекционными (рис. 10.19) с рабочими объемами одной секции от 4 до 250 см³/об, номинальными давлениями от 14 до 25 МПа, максимальными частотами вращения вала до 4000 об/мин.

Шестеренные гидромашины выпускают с давних пор. Маркировка их со временем претерпевала определенные изменения, описывать которые здесь не представляет существенной необходимости. Современная маркировка односекционных насосов включает после букв НШ цифры, обозначающие рабочий объем (4, 6, 8, 10–250 см³/об), далее буквенное обозначение, учитывающее форму, материал корпуса и подшипников скольжения (А – круглый корпус: УК, УКФ, Г, N, М – продолговатый корпус), затем группу по давлению (2, 3, 4, 5, что соответственно обозначает номинальное давление 14, 16, 20, 25 МПа), направление вращения вала (L – левое, R – правое; в ранее применяемой маркировке левое вращение обозначалось буквой Л, правое не обозначалось буквой); последующие буквы и цифры обозначают климатическое исполнение (U – умеренный, T – тропический климат),

исполнение вала и монтажного фланца. Примеры сокращенных обозначений односекционных насосов: Н1У32А-3Л; НШ10УК-3R; НШ100Г-4К и т. д. Примеры обозначений двух- и трехсекционных насосов: НШ50Г+32Г-3Я; НШ63М+63М+32М-4К.

Принципиальная схема, продольный разрез и детали односекционного шестеренного насоса в продолговатом корпусе представлены на рис. 10.20. В корпусе 1 из алюминиевого сплава расположены ведущая 2 и ведомая 3 шестерни. При вращении их в направлениях, указанных стрелками (рис. 10.20, а) жидкость, заключенная во впадинах, переносится из полости всасывания в полость нагнетания и затем выдавливается зубьями шестерен, вступающими в зацепление. В полости всасывания зубья выходят из зацепления и освобожденный объем снова заполняется жидкостью.

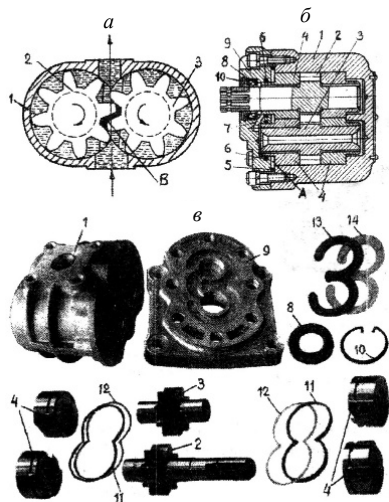


Рис. 10.20. Односекционный шестеренный насос в продолговатом корпусе:

- а – принципиальная схема;
- б – продольный разрез насоса НШ 32У;
- в – детали насоса НШ 32УК

Цапфы вращаются в антифрикционных втулках 4, вставленных с небольшим зазором в корпус насоса. От проворачивания втулки удерживаются соприкасающимися стыковыми плоскостями.

Резиновое кольцо 5, которое зажато между корпусом 1 и крышкой 9, привернутой к нему болтами, служит уплотнением от вытекания масла наружу через стыковые поверхности этих деталей. Выходной конец цапфы ведущей шестерни 2 уплотнен самоподжимной манжетой 8, закрепленной в корпусе стопорным кольцом 10.

В шестеренных насосах внутренняя утечка масла из нагнетательной полости обратно во всасывающую происходит главным образом через

торцовый зазор между вращающимися шестернями и неподвижными деталями. С увеличением износа торцовых поверхностей утечка быст-

ро возрастает, а подача насоса резко снижается. Для предупреждения таких утечек торцовый зазор выбирается постоянным автоматическим поджимом втулок 4 к торцам шестерен. Поджим происходит под давлением масла, поступающего из нагнетательной полости в кольцевую камеру А. Чтобы при этом не разрушалась смазывающая пленка, имеющаяся между торцами шестерен и втулок, силе поджима противодействует давление масла на втулки со стороны впадин между шестернями. Чтобы масло не перетекало из камеры А во всасывающую полость, в корпусе насоса уложен металлический вкладыш и установлено специальное резиновое уплотнение, а также имеются резиновые кольца б.

Во время работы насоса масло, остающееся во впадинах В между зубьями шестерен, может оказывать повышенное давление на шестерни и их втулки. Поэтому на втулках 4 выполнены пазы, через которые масло из запертого объема выводится во всасывающую полость насоса. Туда же по сверлению 7 и внутренней отверстию в ведомой шестерне отводится масло, просочившееся к манжете 8. Особенности конструкции деталей насосов типа НШ-УК видны на рис. 10.20, в. Втулки 4 имеют более упрощенную форму. Установленные по наружным диаметрам их восьмеркообразные манжеты 11 ограничивают зону высокого давления, что снижает нагрузки на корпус. Манжеты 11 защищены от разрушения пластинами 12 из полиамида. Ребра жесткости на корпусе 1 насоса повышают прочность его и стабилизируют температурный режим. В крышке 9 насоса выполнена специальная канавка, в которую установлена тройкообразная манжета 13 с защитной пластиной 14, осуществляющие поджим подшипниковых узлов.

На заводе-изготовителе собирают насосы НШ только для правого (по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода) или только для левого (против часовой стрелки) вращения. Однако, если необходимо, насос правого вращения можно переоборудовать в насос левого вращения, и наоборот. Для этого нужно снять крышку, вынуть из корпуса передние втулки, шестерни и задние втулки. Не разнимая задних втулок по стыку, повернуть их на половину оборота и снова вставить в гнезда. Ведущую и ведомую шестерни поменять местами, т. е. цапфу каждой шестерни вставить в свою прежнюю втулку. Переставить передние втулки аналогично задним. После этого поставить крышку, предварительно повернув ее на половину оборота.

Насосы НШ путем небольших переделок могут быть превращены в гидромоторы. Для этого необходимо в торце корпуса выполнить дренажное отверстие, вернуть в него штуцер, с помощью которого под-

соединить трубопровод, по которому масло, просочившееся к самоподжимной манжете 8, будет отводиться непосредственно в бак. Сливная линия (в режиме насоса она является всасывающей) должна быть изолирована с помощью специально изготовленных уплотнений от дренажной линии; давление в последней не должно превышать 0,05 МПа. Конец трубопровода, входящий в бак, должен быть опущен ниже уровня жидкости.

Промышленностью выпускаются обратимые, реверсивные насосы-гидромоторы МНШ-У (мотор-насосы), которые без каких-либо переделок могут работать как насосы правого или левого вращения и как гидромоторы.

В насосах НШ, исполненных в круглом корпусе (рис. 10.21), применено наряду с торцовым уплотнением шестерен их радиальное уплотнение. Насос состоит из корпуса 1, крышки 13, поджимной 2 и подшипниковой 3 обойм, ведущей 4 и ведомой 5 шестерен (они выполнены заодно с цапфами), центрирующей втулки 10, а также уплотняющих и крепежных деталей.

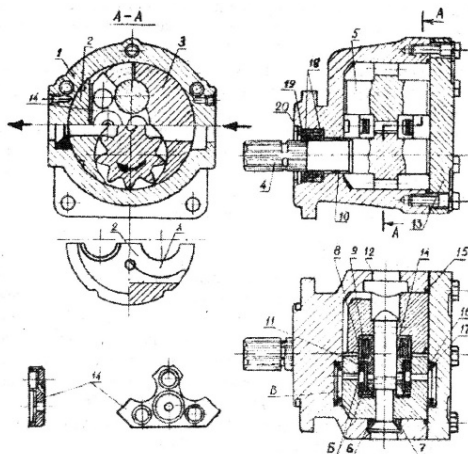


Рис. 10.21. Односекционный шестеренный насос в круглом корпусе

Корпус и крышка насоса изготовлены из алюминия, а обоймы шестерни – из специального алюминиевого сплава – алькусина. Эти обоймы сделаны в виде полуцилиндров и в сборе образуют четыре подшипниковых гнезда для цапф шестерен. Стальная центрирующая втулка 10 препятствует проворачиванию обойм шестерен и служит для радиального уплотнения нагнетательной полости насоса. Уплотнение достигается двумя сегментами А в средней части обоймы. Сегменты имеют точно обработанную внутреннюю поверхность, охватывающую вокруг

Корпус и крышка насоса изготовлены из алюминия, а обоймы шестерни – из специального алюминиевого сплава – алькусина. Эти обоймы сделаны в виде полуцилиндров и в сборе образуют четыре подшипниковых гнезда для цапф шестерен. Стальная центрирующая втулка 10 препятствует проворачиванию обойм шестерен и служит для радиального уплотнения нагнетательной полости насоса. Уплотнение достигается двумя сегментами А в средней части обоймы. Сегменты имеют точно обработанную внутреннюю поверхность, охватывающую вокруг

каждой шестерни дугу, равную примерно 1,5 шага зубьев. Они прилегают к вершинам зубьев и не пропускают масло из нагнетательной полости в полость всасывания.

Подвижная обойма 2 опирается своими полугнездами на цапфы. Поджим обоймы осуществляется резиновой манжетой радиального уплотнения 7 через стальную опорную пластину 6. По мере износа опорных поверхностей уплотняющей обоймы упругая манжета 7 компенсирует радиальный зазор между сегментами *A* и вершинами зубьев шестерен.

Уплотнение торцов шестерен гидравлическое. Оно достигается с помощью двух бронзовых платиков 14, форма которых показана на рисунке. В четыре цилиндрических расточки каждого платика вставлены резиновые диски: три малого и один большого диаметра. Масло, поступающее из нагнетательной полости насоса в камеры *B*, ограниченными малыми дисками и большими 11, прижимает пластики к торцам шестерен. Усилие создается давлением масла, которое заполняет камеры *B*, ограниченные круглыми манжетами 17, расположенными в корпусе и крышке насоса. Это усилие уравнивает усилия, передаваемые из камер 5 через диски платиков на подвижную обойму 2.

Утечка масла из корпуса насоса наружу предупреждается резиновым уплотнительным кольцом 15 и двумя последовательно расположенными самоподжимными сальниками 18.

Рабочий объем q шестеренной гидромашины можно вычислить по формуле

$$q = k2\pi m^2 z_3 b, \quad (10.11)$$

где k – коэффициент (1,04–1,11);

m – модуль зуба;

z_3 – число зубьев одной (ведущей) шестерни;

b – ширина шестерни.

Для практических расчетов величину модуля можно принять равной половине высоты зуба.

Кроме вышеописанных шестеренных насосов с внешним эвольвентным зацеплением шестерен выпускают также насосы с внутренним эвольвентным или круговым зацеплением шестерен. Последние имеют ограниченное применение, поэтому в данном пособии не рассматриваются.

10.5. Планетарные гидромашины

Планетарные насосы и гидромоторы относятся к гидромашинам многократного действия, поэтому они предельно компактны. Они применяются при давлениях до 20 МПа, имеют сравнительно высокий КПД (до 0,86), способны работать при низких и средних частотах вращения приводного вала (9–780 об/мин). Планетарные насосы нашли применение в качестве насосов-дозаторов в объемных гидроприводах рулевых управлений мобильных машин. Планетарные гидромоторы при небольших габаритах и компактной конструкции развивают сравнительно большой крутящий момент. Они предназначены для вращения рабочих органов, имеющих небольшие угловые скорости.

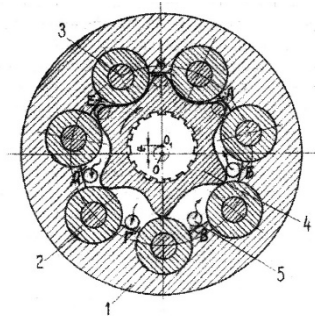


Рис. 10.22. Профиль рабочих камер планетарной гидромашинной

Профили рабочих камер планетарных машин образованы циклоидальными кривыми при внутреннем зацеплении шестерен. Часто для упрощения изготовления и механической обработки зубьям наружной шестерни придают круговой профиль, в качестве зубьев используют поверхности цилиндрических роликов, вставляемых в гнезда обоймы (рис. 10.22).

Обойма 1 с вставными роликами 2 крепится болтами 3, пропущенными через ролики, к корпусу насоса. Она зажата болтами между плоским опорным диском и крышкой. Толщина роликов 2 и ротора 4 несколько меньше толщины обоймы 1. Это позволяет им свободно вращаться при минимально допустимых торцовых зазорах, необходимых для создания торцовых уплотнений, 5 – каналы.

Наиболее широкое применение получили две кинематические схемы планетарных гидромашин. В первой из них роль сателлита (облегающей шестерни) выполняет ротор 4, центр которого O_1 непрерывно меняет свое положение, вращаясь вокруг центра O статора 1 по некоторой окружности, радиус которой равен эксцентриситету e . В этом случае для соединения ротора с приводным валом применяется упрощенная карданная передача.

Во второй схеме центр ротора занимает постоянное положение; ротор вращается в подшипниках качения, а роль сателлита выполняет кольцевая промежуточная (между статором и ротором) шестерня,

внутри которой имеются зубья профиля рабочих камер, замыкаемых зубьями ротора, а снаружи – зубья эвольвентного профиля, находящиеся в зацеплении с внутренними зубьями статорного кольца.

Обязательным условием планетарных машин является то, что разность чисел зубьев статора и ротора равна единице. Так, на рис. 10.22 статорная обойма имеет семь, а ротор – шесть зубьев. В любом положении ротор всеми своими зубьями контактирует с зубьями статора. Вследствие этого образуется семь замкнутых рабочих камер, ограниченных зубьями обоймы и ротора, торцовыми поверхностями опорного плоского диска и крышки. При вращении ротора объемы этих камер непрерывно изменяются, что обеспечивает всасывание и нагнетание рабочей жидкости. В положении ротора, показанном на рис. 10.22, при правом его вращении в камерах *А*, *Б*, *В* осуществляется всасывание, а в камерах *Г*, *Д*, *Е* – нагнетание.

Полный цикл (всасывания и нагнетания) в одной рабочей камере осуществляется за $\frac{1}{7}$ оборота ротора. Таким образом, за один оборот ротора все его шесть зубьев вытесняют объем жидкости, равный 42 объемам рабочих камер. Без учета утечек это и есть рабочий объем насоса.

В планетарных гидромашинах полости высокого и низкого давления разделяются всего лишь очень узкими контактными площадками зубьев ротора и статора, поэтому требуется высокая точность изготовления контактирующих профилей, чтобы внутренние утечки жидкости были малы. Несмотря на это, планетарные машины при массовом производстве сравнительно дешевы и долговечны.

На рис. 10.23 представлена реверсивная обратимая планетарная гидромашина, выполненная по первой кинематической схеме и именуемая как насос-дозатор рулевого управления колесной машины.

В корпусе *11* установлен вал *13*, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом машины. Вал, вращающийся в игольчатом *14* и упорном *12* подшипниках связан при помощи штифтов *1* с вращающимся золотником *3*. Основные рабочие элементы насоса: обойма (статор) *6* с роликами *9*, сателлит (ротор) *8*, пластина *10*, крышка *4*, закрепленная болтами *5*. Приводной вал связан с ротором при помощи карданного вала *2* и штифтов *7*. Золотник *3* имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентрического канала.

При рабочем процессе управляемой машины насос-дозатор запитывается от дополнительного шестеренного насоса и выполняет функцию гидромотора, облегчающего поворот рулевого колеса и дозирующего подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых

колес пропорционально углу поворота и скорости вращения рулевого колеса. При неработающем двигателе машины и необходимости ее движения (например, при буксировке) данная гидромашина выполняет функцию насоса, вал которого, соединенный с рулевым колесом, приводится во вращение вручную водителем; при этом усилие на рулевом колесе многократно возрастает.

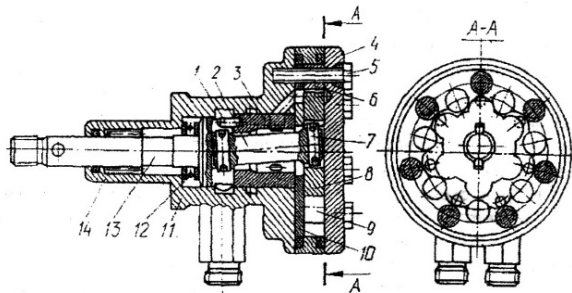


Рис. 10.23. Насос-дозатор рулевого управления

Рабочий объем такой планетарной гидромашины определяется по формуле

$$q = \frac{2e\pi D_{\text{д}} z_2 b}{z_1}, \quad (10.12)$$

где e – эксцентриситет;

$D_{\text{д}}$ – диаметр делительной окружности зубьев статора;

b – ширина ротора;

z_1, z_2 – соответственно число зубьев ротора и статора.

На рис. 10.24 представлена конструкция гидромотора серий ПМЛ, ПМС, выполненная по второй кинематической схеме планетарных гидромашин.

Качающий узел состоит из находящегося во взаимном зацеплении ротора 1 с эпитрохонидным профилем зубьев и кольцевой шестерни 2 с внутренним зубчатым венцом, выполненным в виде вставных цилиндрических роликов 3. Эти подшипники установлены соответственно в передней 6 и задней 7 крышках, являющихся одновременно торцовыми замыкателями рабочих камер 8. Кольцевая шестерня 2 имеет также наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с неподвижным

зубчатым кольцом 9, благодаря чему совершает планетарное движение, обегая своими внутренними зубьями зубчатый венец ротора.

При этом ось кольцевой шестерни вращается вокруг оси ротора по окружности, радиус которой равен эксцентриситету e . Для уменьшения износа кольцевой шестерни предусмотрена расточка 10 под масляную ванну, а герметичность достигается установкой уплотнителей 11.

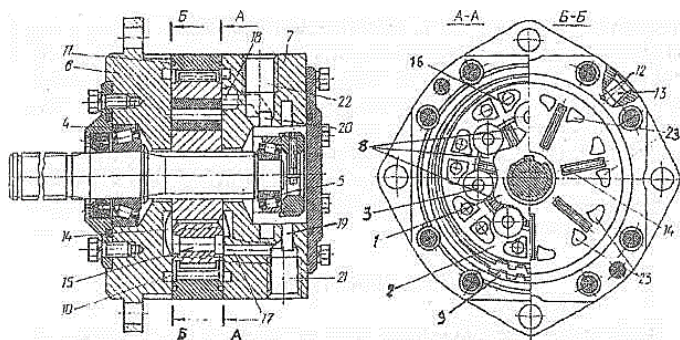


Рис. 10.24. Планетарный гидромотор РМС

Управление потоками жидкости обеспечивается торцовым распределителем, расположенным в крышках. Поэтому положение крышек с распределителем относительно ротора должно быть строго определенным. Это достигается установкой фиксаторов 12. В задней 7 и в передней 6 крышках на прилегающих к ротору поверхностях и поверхности шестерни 2 выполнены семь прямоугольных каналов 14 и фигурные окна 16, 23 для подачи и отвода рабочей жидкости. Последняя направляется в одну из магистралей 21 или 22 и далее по кольцевой камере 19 или 20 через каналы 17 или 18 и 15 попадает в рабочие камеры по одну сторону от плоскости симметрии. Таким образом, создается одностороннее давление на ротор, вследствие чего он совершает вращение. Из камер, расположенных с противоположной стороны от плоскости симметрии, жидкость вытесняется зубьями ротора и по соответствующим каналам и кольцевой камере идет на слив. Остальные позиции на рисунке: 4, 5 – подшипники; 11 – уплотнительная шайба.

Утечки жидкости из внутренней полости корпуса двигателя отводятся через дренажный канал 13 и присоединенный к нему трубопровод в бак.

Реверсирование гидромотора достигается изменением направления потока рабочей жидкости.

10.6. Объемные гидродвигатели

В объемных гидродвигателях (рис. 10.25) энергия потока подводящей жидкости преобразуется в рабочих камерах изменяющегося объема с помощью сил гидростатического давления в механическую энергию движущегося выходного звена (поступательно движущегося штока, плунжера или вращающегося вала). В зависимости от назначения и принципа действия различают следующие виды объемных гидродвигателей: гидроцилиндры, диафрагменные гидродвигатели, вибраторы, поворотные гидродвигатели, гидромоторы.

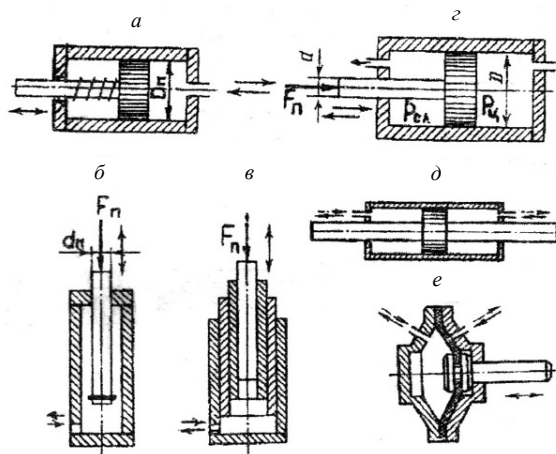


Рис. 10.25. Гидродвигатели возвратно-поступательного движения

Гидроцилиндры. Гидроцилиндром называется поршневой гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (штока или плунжера).

В гидроцилиндре одностороннего действия (рис. 10.25, а, б, в) движение выходного звена под давлением рабочей жидкости возможно только в одном направлении, а возврат его в исходное положение производится под действием сжатой пружины или силы тяжести рабочего органа. При небольших усилиях F_n (до 10 кН) применяют плунжерные гидроцилиндры (рис. 10.25, б), при более значительных – поршневые (рис. 10.25, а).

Телескопический гидроцилиндр (рис. 10.25, *в*) применяется при необходимости подъема рабочего органа на большую высоту. При подаче рабочей жидкости в подпоршневое пространство происходит последовательное выдвигание поршней: сначала самого большого диаметра, затем каждого последующего по величине.

В гидроцилиндре двухстороннего действия (рис. 10.25, *з, д*) движение выходного звена (штока) под давлением рабочей жидкости возможно в двух противоположных направлениях. В гидроцилиндре с односторонним штоком (рис. 10.25, *з*) различают две полости: штоковую, в которой перемещается шток, и бесштоковую, в которой шток отсутствует. Так как площадь живого сечения потока жидкости в штоковой полости значительно меньше, чем в бесштоковой, то при одном и том же расходе скорость штока при втягивании будет соответственно больше, чем при выдвигании. В гидроцилиндре с двухсторонним одинаковым штоком (рис. 10.25, *д*) скорости движения штока влево и вправо при одном и том же расходе одинаковы.

На рис. 10.25, *е* представлена конструктивная схема диафрагменного гидродвигателя двухстороннего действия, в котором роль поршня играет эластичная диафрагма, обеспечивающая поступательное движение штока на нужную величину за счет прогиба под давлением жидкости.

Промышленностью выпускается весьма многообразная номенклатура гидроцилиндров, различающихся назначением, конструктивным исполнением, диаметром D поршня, диаметром d и ходом L штока, используемым давлением p рабочей жидкости. В качестве примера на рис. 10.26 представлена конструкция гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком. Основной его деталью является корпус 5 с внутренней поверхностью, обработанной под $\nabla 9$. Внутри корпуса перемещается шток 4 из закаленной стали марки 35 или 45 с твердостью не менее HRC 25–30. Наружную поверхность штока обычно хромируют. На внутренний конец штока посажен поршень 7 с манжетами 6 из маслостойкой резины. Поршень закреплен на штоке стопорным кольцом 8 и гайкой. На второй конец штока обычно навинчивается проушина, которая соединяется с рабочим органом. Направление перемещению штока создает передняя крышка 3. В этой же крышке помещены уплотнение 2 и маслосъемная манжета 1. На второй конец корпуса посажена крышка 9 с проушиной для крепления гидроцилиндра. В крышке имеется отверстие для подвода и отвода рабочей жидкости.

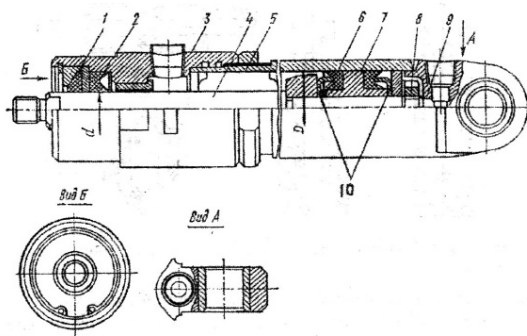


Рис. 10.26. Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком

Важными элементами гидроцилиндра являются уплотнения подвижных частей (поршня, штока), утечка жидкости через которые, в особенности наружу из гидроцилиндра, не допускается. Поэтому объемный КПД гидроцилиндров равен или очень близок к 1,0. В качестве уплотнений применяют резиновые кольца 1 и манжеты 2 (рис. 10.27). Чаще всего применяют кольца круглого сечения. Размеры канавок для них выбирают из следующих соотношений: ширина $b = 1,3-1,5$, высота $h = 0,8d$, внутренний диаметр кольца $D_k = D_1 - 0,1d$.

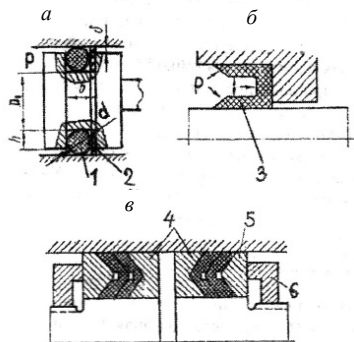


Рис. 10.27. Уплотнения подвижных соединений гидроцилиндров

Для того чтобы при движении поршня резиновые кольца не втягивались в зазор и не разрушались, величина зазора δ должна быть 0,1 мм при давлении рабочей жидкости $p < 10$ МПа и 0,06 мм при $p > 10$ МПа. При $p > 20$ МПа дополнительно со стороны, противоположной рабочей полости, устанавливают рядом с кольцом 1 предохранительную шайбу 2 (рис. 10.27, а); в гидроциindre двухстороннего действия такие шайбы устанавливают по обеим сторонам резинового кольца. Шайбы изготовляют из твердой синтетической резины (твердость по Шору 95) или из фторопласта толщиной 1–2 мм.

Манжета 3 (см. рис. 10.27, б) представляет собой упругое фигурное кольцо, которое прижимается давлением рабочей жидкости к соответствующим деталям и оказывает надежное уплотняющее действие.

Формы сечения манжет разнообразны, но наиболее распространенными являются U-образные (см. рис. 10.27, б) и V-образные (шевроновые) манжеты (см. рис. 10.27, в). Эти типы манжет широко применяют для герметизации узлов с прямолинейным и вращательным движениями при давлении рабочей жидкости до 35 МПа.

Манжета обычно обеспечивает одностороннее уплотнение, поэтому в гидроцилиндрах двухстороннего действия применяют две манжеты, которые устанавливают на поршне так, как показано на рис. 10.26. При этом для улучшения начального контакта манжеты с уплотняемыми поверхностями и удобства монтажа уплотнительного узла применяются манжетодержатели 10. С этой же целью в шевронных уплотнениях (см. рис. 10.27, в) используют опорные 4 и распорные 5 кольца, натяжку которых производят гайкой 6.

Для выбора необходимого гидроцилиндра используют параметры, обусловленные технологией выполняемой работы и приведенные к штоку: усилие $F_{\text{п}}$, скорость движения $V_{\text{п}}$ и ход штока $L_{\text{п}}$.

При расчете задаются рабочим давлением в цилиндре, равным примерно 0,8 номинального давления предполагаемого насоса. Учитывая номенклатуру выпускаемых насосов, можно рекомендовать следующие давления в зависимости от нагрузки на шток (табл. 10.2).

Таблица 10.2. Рекомендуемое давление в зависимости от нагрузки на шток

$F_{\text{п}}$, кН	12–30	30–100	100–200	200–600
$p_{\text{ц}}$, МПа	10	13	16	20

В процессе расчета определяют внутренний диаметр цилиндра D , диаметр штока d , расход жидкости $Q_{\text{ц}}$, мощность полезную $N_{\text{пол. ц}}$ и потребляемую $N_{\text{ц}}$, КПД $\eta_{\text{ц}}$. В качестве рабочей полости гидроцилиндра преимущественно и выгоднее всего использовать бесштоковую (см. рис. 10.25, з). При этом на поршень со штоком действуют следующие силы:

- сила давления в бесштоковой полости ($F_p = p_{\text{ц}} \pi d^2 / 4$);
- сила противодействия в штоковой полости ($F_{\text{сл}} = p_{\text{сл}} \pi (D^2 - d^2) / 4$);
- сумма сил трения, действующих в уплотнениях поршня и штока ($T_{\text{п}} + T_{\text{ш}} = F_p (1 - \eta_{\text{м. ц}})$).

Уравнение этих сил при установившемся движении поршня имеет следующий вид:

$$p_{\text{ц}} \pi d^2 / 4 - p_{\text{сл}} \pi (D^2 - d^2) / 4 - p_{\text{ц}} \pi D^2 (1 - \eta_{\text{м.ц}}) / 4 - F_{\text{п}} = 0, \quad (10.13)$$

где $p_{\text{сл}}$ – противодавление сливной линии;

$\eta_{\text{м.ц}}$ – механический КПД гидроцилиндра;

$F_{\text{п}}$ – сила противодействия, передаваемая от рабочего органа.

Практика конструирования и использования гидроцилиндров показала, что отношение $d/D = k_{\text{ш}} = 0,5-0,7$; $p_{\text{сл}} = 0,2-0,3$ МПа; $\eta_{\text{м.ц}} = 0,95-0,98$. С учетом этого, диаметр цилиндра, выраженный из уравнения (10.13), определим по следующей формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{п}}}{\pi p_{\text{ц}} \eta_{\text{м.ц}} - (1 - k_{\text{ш}}^2) p_{\text{сл}}}}. \quad (10.14)$$

Иногда необходимость заставляет использовать в качестве рабочей штоковую полость. В таком случае задача решается аналогично с учетом изменившегося приложения сил и диаметр цилиндра равен:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{п}}}{\pi p_{\text{ц}} (1 - k_{\text{ш}}^2) \eta_{\text{м.ц}} - p_{\text{сл}}}}. \quad (10.15)$$

Гидроцилиндр с двухсторонним штоком (см. рис. 10.25, *д*) дает возможность получить одинаковые скорости и нагрузки в обоих направлениях. Диаметр цилиндра в этом случае можно определить по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{п}}}{\pi (p_{\text{ц}} \eta_{\text{м.ц}} - p_{\text{сл}}) (1 - k_{\text{ш}}^2)}}. \quad (10.16)$$

Для гидроцилиндра одностороннего действия (см. рис. 10.25, *а*) диаметр поршня или плунжера определим по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{п}}}{\pi p_{\text{ц}} \eta_{\text{м.ц}}}}. \quad (10.17)$$

Полученное значение диаметра цилиндра в любом случае округляется до ближайшего стандартного, мм: ..., 40, 50, 63, 80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, ... Далее из соответствующей формулы ((10.14)–(10.17))

выразим и уточним рабочее давление в цилиндре при принятом стандартном диаметре.

Проверим условие сохранения продольной устойчивости гидроцилиндра при полностью выдвинутом штоке и расчетной нагрузке $F_{\text{п}}$ на его конце: $L_{\text{п}} / D < 12$. Если оно не выполняется, нужно назначить больший диаметр и уточнить рабочее давление $p_{\text{ц}}$.

Подходящий гидроцилиндр выбирают по трем параметрам: давлению $p_{\text{ц}}$, диаметру цилиндра D , ходу штока (поршня) $L_{\text{п}}$.

Определим расход жидкости в гидроцилиндре $Q_{\text{ц}}$:

а) в бесштоковой полости:

$$Q_{\text{ц}} = \frac{\pi D^2 V_{\text{п}}}{4\eta_{\text{о. ц}}}; \quad (10.18)$$

б) в штоковой полости:

$$Q_{\text{ц}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)V_{\text{п}}}{4\eta_{\text{о. ц}}}. \quad (10.19)$$

Полезную $N_{\text{пол}}$ и потребляемую $N_{\text{ц}}$ мощности в гидроцилиндре рассчитаем по формуле

$$N_{\text{пол}} = F_{\text{п}} V_{\text{п}}; \quad (10.20)$$

$$N_{\text{ц}} = p_{\text{ц}} Q_{\text{ц}} - p_{\text{сл}} Q_{\text{сл}}, \quad (10.21)$$

где $Q_{\text{сл}}$ – расход в полости, которая соединена со сливной линией.

Общий КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{сл}}$ определим по формуле

$$\eta_{\text{сл}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{ц}}}. \quad (10.22)$$

Ход поршня ограничен крышками гидроцилиндра. Жесткий удар поршня о крышку предотвращается с помощью тормозного устройства (демпфера). Демпферы применяются в гидроцилиндрах, имеющих скорость поршня $V_{\text{п}} > 0,3$ м/с и большую массу связанного с поршнем рабочего оборудования. Принцип действия демпфера заключается в том, что в конце хода поршня отсекается определенный объем жидкости и пропускается через дроссельное отверстие малого сечения. При этом поглощается кинетическая энергия движущихся масс и поршень плавно останавливается. Одна из конструкций демпферов представлена на

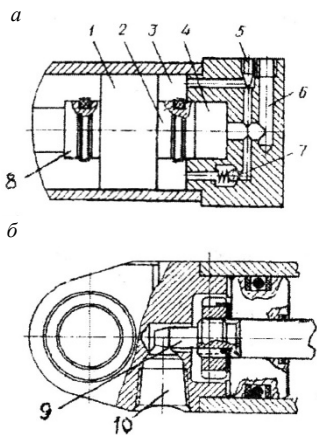


Рис. 10.28. Демпферы гидроцилиндров

во второй крышке гидроцилиндра, для работы которого используется выступ 8 на штоке.

В демпфере, изображенном на рис. 10.28, б, отсеченный выступом 9 объем жидкости между поршнем и крышкой медленно выдавливается через кольцевую щель в сливной канал 10, при этом сопротивление перетеканию жидкости тормозит поршень и плавно снижает его скорость.

Гидравлические вибраторы применяются для создания колебаний наклонной стенки в бункерах зерноуборочных комбайнов с целью облегчения выгрузки влажного зерна. Одна из конструктивных схем вибраторов представлена на рис. 10.29.

Вибратор состоит из корпуса 1 с крышками, поршня 2 со штоком 3 и золотника б. Шток присоединен к специальной плите, параллельной дну бункера, прикрепленной к нему упругими резиновыми стойками, и передает ей от вибратора колебания с частотой 20–25 периодов в секунду и амплитудой 2,3–2,8 мм. К корпусу вибратора присоединены нагнетательный 14 и сливной 12 трубопроводы. Вибратор включают в работу отдельным золотником гидрораспределителя.

На рис. 10.29 поршень 2 занимает нижнее положение. Жидкость под давлением из нагнетательного трубопровода поступает в кольцевой канал 7 и далее по наклонному каналу 9 в поршневую полость 10. Под давлением жидкости поршень вместе с золотником пере-

рис. 10.28, а. В крышке гидроцилиндра выполнено углубление 4, в которое входит выступ 2 поршня 1 в конце его хода. При этом объем 3 жидкости между поршнем и крышкой медленно вытесняется через регулируемый дроссель 5 в канал б выхода в сливной трубопровод.

Создаваемое при этом противодавление тормозит движение поршня. В начале обратного хода поршня жидкость в гидроцилиндр поступает из канала б через обратный клапан 7, а затем при выходе выступа из углубления – через отверстие в центре крышки.

Аналогичный демпфер устроен

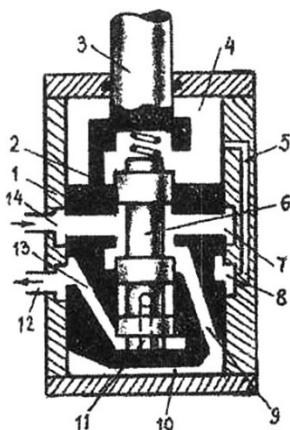


Рис. 10.29. Конструктивная схема гидравлического вибратора

мещается вверх, при этом жидкость из штоковой полости 4 вытесняется по каналу 5 в сливную линию 12. Когда поршень перекроет кольцевой канал 8, он останавливается, так как прекращается слив жидкости из штоковой полости 4. В это время кольцевой выточкой поршня кольцевой канал 7 соединяется с наклонным каналом 13 и жидкость под давлением поступает под золотник и перемещает его вверх, при этом пружина сжимается. Золотник верхним пояском открывает доступ жидкости из нагнетательной линии 14 в штоковую полость 4, а средний поясок золотника открывает выход жидкости из поршневой полости 10 по каналам 9, 8, 11, 13 в сливную линию 12.

Поршень с золотником перемещается вниз, золотник перекрывает выход жидкости из поршневой полости, поршень останавливается. Золотник под действием пружины возвращается в исходное положение, далее рабочий цикл повторяется. Аналогичный принцип действия имеют короткоходовые гидродвигатели для привода ножей режущих аппаратов (частота – 4,7–11,7 циклов/с, давление – 125 МПа, КПД – 0,7–0,75).

Поворотные гидродвигатели применяют для возвратно-поворотных движений рабочих органов на угол, меньший 360°. Применение их в гидроприводах упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих целей применяются гидроцилиндры.

Различают однолопастные и двухлопастные поворотные гидродвигатели. Однолопастный гидродвигатель (рис. 10.30, а) имеет следующие основные части: вал 1, ротор с лопастью 2, корпус 3 с крышками, подшипниками, уплотнениями вала и лопасти, перегородку 4, которая разделяет рабочий цилиндр корпуса на две камеры. При подсоединении этих камер к нагнетательной и сливной линиям насоса возникает разность давлений $\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}$ и соответственно крутящий момент M на валу 1 для преодоления момента сопротивления рабочего органа. При наличии в рабочем цилиндре двух лопастей (рис. 10.30, б) крутя-

щий момент соответственно удваивается, а угол поворота вала в два раза уменьшается.

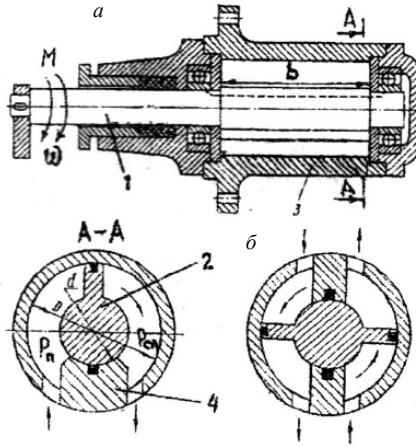


Рис. 10.30. Схемы поворотных гидродвигателей

Поворотный гидродвигатель выбирают по необходимым значениям крутящего момента M и угловой скорости ω , затем по известным параметрам его рабочих камер определяют рабочий перепад давления и расход жидкости:

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{8M}{bz_{\text{п}}(D^2 - d^2)\eta_{\text{м. п}}}; \quad (10.23)$$

$$Q_{\text{п}} = \frac{\omega(D^2 - d^2)bz_{\text{п}}}{8\eta_{\text{о. п}}}, \quad (10.24)$$

где b – длина лопастей;

$z_{\text{п}}$ – число лопастей;

D – внутренний диаметр цилиндра;

d – диаметр ротора;

$\eta_{\text{м. п}}$, $\eta_{\text{о. п}}$ – соответственно механический и объемный КПД гидродвигателя.

Применение поворотных гидродвигателей ограничивается сложностью обеспечения надежной герметизации рабочих камер, особенно при высоких давлениях.

Гидромоторы – это гидродвигатели непрерывного вращательного движения. Ранее было показано, что многие гидромашины с бесклапанным распределением потоков обратимы, т. е. могут работать как в качестве насосов, так и в качестве гидромоторов, поэтому конструктивно не отличаются или имеют незначительное отличие. Ряд машин выпускается для работы только в качестве гидромоторов.

По соотношению крутящего момента M_m (Нм) и частоты вращения вала n_m (об/мин) различают гидромоторы низкомоментные ($M_m / n_m < 10$) и высокомоментные ($M_m / n_m > 10$).

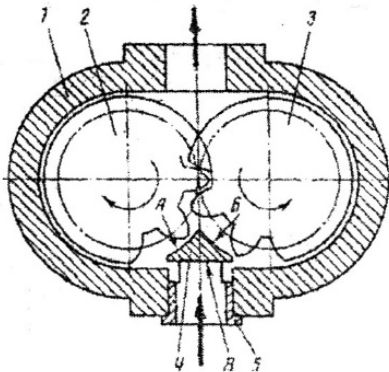


Рис. 10.31. Схема рабочей полости шестеренного гидромотора

Принцип создания крутящего момента покажем на примере шестеренного гидромотора (рис. 10.31). При подаче жидкости под давлением на вход гидромотора (по направлению стрелки) возникают силы гидростатического давления на боковые поверхности зубьев шестерен, действующие на радиусах делительной окружности. Они небольшие в зоне выхода зубьев из зацепления и наименьшие – в зоне входа в зацепление. Это создает рабочий перепад давления в гидромоторе Δp_m ,

пропорциональный крутящему моменту вала.

Величина пускового момента (на трогание вала с места) составляет в планетарных гидромоторах 70 %, в шестеренных МНШ-46У – 65 % от номинального момента. Для снижения пускового момента в гидромоторах ГМШ применяется специальный уплотнительный элемент 4 (рис. 10.31), имеющий поверхности А и В, которые охватывают часть зубьев шестерен 2 и 3, выходящих из зацепления по окружности выступов, а также поверхность В, являющуюся продолжением касательных к делительным окружностям шестерен.

В момент пуска гидромотора площадь воздействия давления рабочей жидкости на шестерни 2 и 3 уменьшается на величину охвата их зубьев поверхностями *A* и *B* уплотнительного элемента. При этом давление рабочей жидкости перераспределяется и действует на шестерни 2 и 3 и на поверхность *B*.

Благодаря этому, во-первых, достигается частичная разгрузка опор скольжения от радиальных усилий, вызывающих трение в них в момент пуска до подачи смазки в опоры скольжения, во-вторых, уменьшается усилие прижима шестерен 2 и 3 к поверхностям расточки корпуса 1 и, в-третьих, увеличивается пусковой момент за счет ослабления противодействующего ему крутящего момента от усилий воздействия рабочей жидкости на зубья шестерен в зоне их зацепления.

Кроме того, в момент пуска гидромотора поток рабочей жидкости, проходящей через втулку 5, направляется поверхностью *B* непосредственно по касательным к делительным окружностям шестерен 2 и 3, что позволяет эффективно использовать динамическое воздействие потока рабочей жидкости на зубья шестерен. Все это позволило существенно снизить пусковой момент, который в гидромоторах ГМШ составляет 30 % от номинального момента.

Установим взаимосвязь рабочих параметров гидромотора. Различают теоретический и действительный расходы жидкости в гидромоторе $Q_{т.м} = q_m n_m$; $Q_m = q_m n_m / \eta_{о.м}$.

Полезная мощность гидромотора – это мощность на валу его $N_{пол.м} = M_m \omega_m = M_m 2\pi n_m$, а потребляемая мощность – это мощность потока жидкости на входе в гидромотор $N_m = \Delta p_m Q_m$.

Общий КПД гидромотора – $\eta_m = N_{пол.м} / N_m = \eta_{о.м} \eta_{м.м}$.

Крутящий момент на валу гидромотора можно выразить формулой

$$M_m = \frac{N_{пол.м}}{2\pi n_m} = \frac{\Delta p_m Q_m \eta_{о.м} \eta_{м.м}}{2\pi n_m} = \frac{\Delta p_m q_m \eta_{м.м}}{2\pi}. \quad (10.25)$$

Входящая в формулу (10.25) величина $\Delta p_m q_m / 2\pi$ есть теоретический крутящий момент вала гидромотора, величина которого определяют произведением рабочего перепада давления на рабочий объем гидромотора.

Необходимый гидромотор выбирают по известным значениям крутящего момента *M* и частоты вращения *n*, которые он должен сообщать рабочему органу машины. В каталоге выбирают такой гидромотор, в котором эти параметры наиболее близки к номинальным, но без

перегрузки (недогрузка допускается до 30 %). Если не удастся выполнить это условие, то применяют согласующую механическую передачу между валами гидромотора и рабочего органа.

После выбора соответствующего типоразмера гидромотора уточняют его рабочий перепад давления и расход:

$$\Delta p_M = \frac{2\pi M_M}{q_M \eta_{M.M}}; \quad (10.26)$$

$$Q_M = \frac{q_M n_M}{\eta_{o.M}}. \quad (10.27)$$

Как видно из формулы (10.27) частоту вращения вала гидромотора можно при необходимости регулировать тремя способами: изменяя расход питания Q_M ; изменяя рабочий объем q_M ; изменяя и то и другое.

10.7. Испытания и эксплуатация объемных гидромашин

По содержанию выполняемых работ объемные гидромашины проходят те же виды испытаний, что и динамические гидромашины (описание дано в подразд. 9.4).

Параметрические испытания проводят на специальном стенде, оборудованном необходимыми приборами и аппаратурой для изменения и измерения параметров с целью построения внешних характеристик исследуемой гидромашин.

Измеренные величины подставляют в соответствующие формулы, приведенные выше, и по полученным результатам строят графические зависимости: для насоса – подачи, объемного и общего КПД от давления (рис. 10.32); для гидромотора – крутящего момента, объемного и общего КПД от рабочего перепада давления (рис. 10.33) при постоянной частоте вращения вала.

При давлении насоса, равном нулю, подача его весьма близка к теоретической $Q_{н.т.}$, а объемный КПД $\eta_{он} \approx 1$. По мере возрастания давления подача и, соответственно, объемный КПД уменьшаются сначала по линейной, а затем по криволинейной зависимости.

В объемных насосах, в отличие от лопастных, номинальный режим находится значительно правее режима максимального КПД. Это дает возможность использовать на рабочих режимах насоса более высокое давление.

В пределах давления $(0,5-1,0) p_{\text{ном}}$ КПД насоса изменяется незначительно, поэтому в расчетах можно принимать $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{ном}}$, приводимому в справочных материалах.

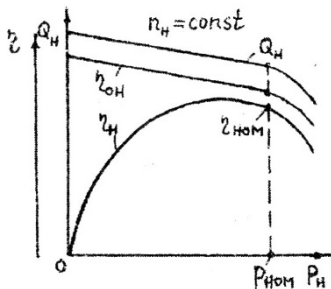


Рис. 10.32. Внешние характеристики насоса

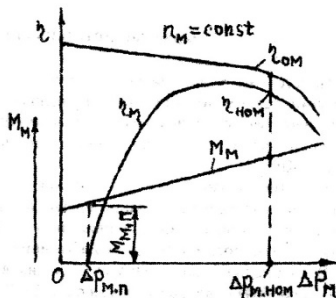


Рис. 10.33. Внешние характеристики гидромотора

На внешних характеристиках гидромотора наблюдается линейная зависимость крутящего момента вала от рабочего перепада давления. Для трогания вала с места необходимо создать некоторый перепад давления $\Delta p_{\text{м}}$, соответствующий пусковому моменту $M_{\text{м.п}}$.

Кривая объемного КПД гидромотора протекает аналогично кривой объемного КПД насоса. Общий КПД имеет максимум левее номинального режима.

При эксплуатации объемных гидромашин необходимо следить за уровнем и качеством масла в баке, герметичностью всех соединений трубопроводов, так как подсос воздуха ведет к пенообразованию.

Заливка в гидросистему жидкостей, не обладающих смазывающей способностью, недопустима.

Вышедшие из строя резиновые уплотнения заменяют новыми. Для их замены снимают крышку, отвернув крепежные винты. Манжету приводного вала выпрессовывают после снятия стопорного и упорного колец. Поверхность новой манжеты перед запрессовкой смазывают маслом. При сборке гидромашин уплотняющую поверхность манжеты предохраняют оправкой от повреждений шлицами ведущей шестерни. Маслоснимающая кромка манжеты должна быть направлена внутрь корпуса машины, а все винты крышки затянуты до отказа. Вал гидромашин должен проворачиваться от руки.

Разборку и сборку гидромашин выполняют только в закрытом чистом помещении персоналом соответствующей квалификации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика: учеб. / Д. В. Штеренлихт. – Москва: КолосС, 2005. – 656 с.
2. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск: Выш. шк., 1998. – 311 с.
3. Палишкин, Н. А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение: учеб. пособие / Н. А. Палишкин. – Москва: Агропромиздат, 1990. – 351 с.
4. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва: Машиностроение, 1975. – 559 с.
5. Чугаев, Р. Р. Гидравлика: учеб. / Р. Р. Чугаев. – Ленинград: Энергия, 1971. – 552 с.
6. Кравцов, М. В. Гидромеханические процессы и сооружения гидроочистки / М. В. Кравцов. – Минск: Ураджай, 1990. – 226 с.
7. Исаев, А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов: учеб. пособие / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур. – Москва: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
8. Васильев, Б. А. Гидравлические машины: учеб. пособие / Б. А. Васильев, Н. А. Грецов. – Москва: Агропромиздат, 1988. – 272 с.
9. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Параметры характеристик центробежных насосов

Типоразмер насоса	$n, \text{с}^{-1}$	$D, \text{м}$	η_n	$H_0, \text{м}$	$N_0, \text{кВт}$	$a, \text{с}^2/\text{м}^5$	$k_N, \text{кВт} \cdot \text{с}/\text{м}^3$
K8/18	48,33	0,128	0,53	20,0	0,42	470000	177
K20/18		0,129	0,68	20,0	0,60	145000	164
K20/30		0,162	0,66	33,9	0,90	175000	286
K45/30		0,168	0,71	33,5	1,90	50000	279
K45/55		0,218	0,64	61,0	4,50	57000	507
K90/20		0,148	0,80	26,0	2,20	13700	168
K90/35		0,174	0,80	36,0	4,00	12400	269
K90/55		0,218	0,72	60,0	7,50	21500	420
K90/85		0,272	0,69	98,0	10,00	20500	808
K160/20	24,17	0,264	0,81	22,0	4,90	2600	139
K160/30		0,328	0,78	36,0	9,00	3400	267
K290/18		0,268	0,83	21,5	6,50	1100	130
K290/30		0,315	0,80	32,0	8,00	1300	250
Д200-36	24,17	0,350	0,72	32,0	11,00	1980	309
Д200-95	48,33	0,280	0,70	100,0	28,00	6060	860
Д320-50	24,17	0,405	0,76	53,0	18,00	1330	452
Д320-70	48,33	0,242	0,77	82,0	28,00	235	533
Д500-38	16,33	0,525	0,81	40,0	20,00	455	283
Д500-65	24,17	0,465	0,75	67,0	36,00	858	608
Д630-90	24,17	0,525	0,77	88,0	90,00	400	650
Д800-28	16,33	0,460	0,86	32,0	28,00	113	196
Д800-57	24,17	0,432	0,83	66,0	65,00	341	378
Д1000-40	16,33	0,540	0,86	44,0	70,00	100	200
Д1250-65	24,17	0,460	0,86	70,0	125,00	114	409
Д1250-125	24,17	0,625	0,77	128,0	200,00	195	1010
Д1600-90	24,17	0,540	0,86	104,0	230,00	124	494
Д2000-21	16,33	0,460	0,85	31,0	91,00	33,30	78
Д2000-34	12,17	0,700	0,88	45,0	130,00	39,90	136
Д2000-100	16,33	0,855	0,75	117,0	470,00	76,20	438
Д2500-17	12,17	0,550	0,88	27,0	100,00	14,90	52
Д2500-45	12,17	0,755	0,88	54,0	150,00	25,80	292
Д2500-62	16,33	0,700	0,88	77,0	320,00	48,80	231
Д3200-20	9,75	0,665	0,85	26,0	150,00	6,65	56
Д3200-33	16,33	0,550	0,88	45,0	230,00	9,17	111
Д3200-55	12,17	0,825	0,89	61,0	250,00	10,84	342
Д3200-75	16,33	0,755	0,87	88,0	410,00	17,80	376
Д4000-22	9,75	0,740	0,79	30,0	220,00	6,29	80
Д4000-95	16,33	0,825	0,89	109,0	600,00	13,90	504
Д5000-32	12,17	0,700	0,87	45,0	350,00	8,19	108
Д5000-50	9,75	0,990	0,89	60,0	400,00	4,23	271
Д6300-27	12,17	0,740	0,79	44,0	440,00	5,39	94
Д6300-80	12,17	0,990	0,88	94,0	630,00	5,07	497
Д12500-24	8,08	0,985	0,88	37,0	710,00	0,89	58

Таблица 2. Характеристики передвижных насосных станций с ДВС

Показатели	СНП-25/60А	СНП-50/80	СНП-75-100	СНП-100/80	ДНУ-120/70	СНП-120/30	СНП-240/30	СНП-300/7	СНП-500/10	IRIS 2350-DPZ
Q , л/с	20–38	30–125	50–200	70–100	80–125	80–175	160–340	240–330	530–650	33–50
H , м	75–45	93–36	110–38	92–75	74–68	39–24	28–18	8,6–5,8	11–7	77–65
Марка насоса	4К-6	8М-9×2	ЦНМ-360-55/75	Д320-50	Д500-65	9К-14	14К-13	ОГ5-30-02	ПГ-50	125-NQZ-250
D , мм	272	320	368	405	465	300	422	300	500	250
n , мин ⁻¹	2650	175	1700	1750	1500	1750	1100	1450	980	2950
h_b , м	3,0	3,5	3,0	3,0	5,0	3,0	3,0	2,5	2,5	4,5
Марка ДВС	Д144-66	А-41Б	ЯАЗ-М206А		К-272	А-41Б	А-01МБ	Д144	А-01МБ	ZENTOR 8001
$n_{ДВС}$, мин ⁻¹	1800	1750	1700	1750	500	1750	1750	2000	1750	1800
$N_{ДВС}$, кВт	68,8	66,2	118	118	121,4	66,2	95,6	44,0	95,6	47,8
$d_{в.т.}$, мм	125	200	200	200	250	250	350	335	500	150
$d_{н.т.}$, мм	180	180	250	180	150	250	350	335	500	125
m , кг	1310	870	2300	2560	3280	2600	3360	1700	5500	1150
Шасси	Одноосный прицеп	Рама-салазки				Одноосный прицеп			Рама-салазки	Одноосный прицеп

Таблица 3. Характеристики передвижных насосных станций электрифицированных

Показатели	СПС-70/80	СНПЭ-25/70	СНПЭ-100/100	СНПЭ-100/70	СНПЭ-120/30	СНПЭ-120/60	СНПЭ-180/60	СНПЭ-300/50	СНПЭ-500/10В
Q , л/с	50–75	17–35	90–135	70–150	90–150	110–165	165–220	240–340	500–650
H , м	88–72	88–70	100–85	85–55	32–21	66–58	62–52	46–38	9,5–5,0
Марка двигателя	Кф280-М02	4АМИ200L2	5АМ315М4У2		5АМ225М4У2	5АМ280М4У2	5АМ315М4У2		
N , кВт	100	45	200	200	55	132	200	200	200
n_d , мин ⁻¹	2970	3000	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
h_b , м	3,5	3,0	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	3,0	2,0
m , кг	2800	700	2660	2800	1650	2600	2800	2950	4000

Таблица 4. Характеристики плавучих насосных станций

Показатели	С собственным ДВС				С собственным электродвигателем			
	СНПл-120/30	СНПл-2400/30	СНПл-500/10	НАП-1,1М	СНПлЭ-500/10	СНПлЭ-1400/10	СНПлЭ-2000/8	СНПлЭ-4000/10
Q , л/с	95–175	180–320	530–650	800–1600	570–660	1300–1650	2300–2400	4000–4800
H , м	38–25	27–20	11,3–7,2	20–13	9,6–7,5	17–13	8,7–7	10–6
Марка насоса	9К-14	14К-13	ПГ-50	Д2500-17×2 20НДн×2	ПГ-50	Д-3200-33	ОГ5-70	ОГ5-70
D , мм	300	422	500	550	500	550	700	700
n , мин ⁻¹	1750	1100	980	1500	985	750	730	730
h_v , м	3,0	3,0	2,5	0,6	–	0,6	0,14	1,17
Марка двигателя	А-41Б	А-ОШБ		ЗД6Н-235×2	АО3-315S	4А355-М8УЗ	А114-8М	
$n_{\text{двиг}}$, мин ⁻¹	1750	1750	1750	1500	985	750	730	730
$N_{\text{ДВС}}$, кВт	66,2	95,6	95,6	173×2	110	160	250	250
$d_{\text{в.т}}$, мм	250	350	500	600	500	600	–	–
$d_{\text{н.т}}$, мм	250	350	500	500	500	500	800	800
Осадка понтона, м	0,55	0,63	0,76	0,85	0,6–0,9	0,6	0,6–0,8	0,8
m , кг	4500	5380	10200	54000	10930	51240	22080	52500

Таблица 5. Технические характеристики насосов нерегулируемых

Типоразмер насоса	Q, л/мин	P, МПа	q, см ³ /об	n, мин ⁻¹	η ₀	η	m, кг
1	2	3	4	5	6	7	8
Шестеренные односекционные							
НШ4-3(4)	10,8	16,0(20,0)	4,0	3000	0,90	0,80	2,5
НШ6-3(4)	17,4		6,3	3000	0,92	0,82	2,6
НШ8-3(4)	17,7		8,0	2400	0,92	0,83	2,7
НШ10-3(4)	22,6		10,0	2400	0,94	0,83	2,7
НШ11-3(4)	25,0		11,2	2400	0,95	0,83	2,8
НШ12-3(4)	28,5		12,5	2400	0,95	0,84	2,8
НШ14-3(4)	39,9		14,0	2400	0,95	0,84	2,9
НШ15-3(4)	34,2		15,0	2400	0,95	0,85	2,9
НШ16-3(4)	36,5		16,0	2400	0,95	0,85	2,9
НШ20-3(4)	45,6		20,0	2400	0,95	0,85	3,1
НШ25М-4	57,6		25,0	2400	0,96	0,85	3,6
НШ32М-4	74,5		32,0	2400	0,97	0,85	3,7
НШ40М-4	93,1		40,0	2400	0,97	0,85	3,9
НШ50М-4	116,4		50,0	2400	0,97	0,85	4,1
НШ63М-3(4)	126,7		63,0	2400	0,97	0,86	10,0
НШ71М-3(4)	132,2		71,0	1920	0,97	0,86	10,2
НШ80М-3(4)	160,5		80,0	1920	0,98	0,87	10,4
НШ100М-3(4)	188,2		100,0	1920	0,98	0,87	11,0
НШ125М-3(4)	235,2		125,0	1920	0,98	0,87	11,7
НШ160-3	299,2	162,5	1500	0,94	0,85	44,3	
НШ250-3	345,2	244,8	1500	0,94	0,85	45,3	
Шестеренные двухсекционные							
НШ32М-10-4	74,5	20,0	32,0	2400	0,97	0,85	7,0
	22,6		10,0		0,94	0,83	
НШ32-32М-4	74,5		32,0		0,97	0,85	7,5
	74,5		32,0		0,97	0,85	
НШ50М-10-4	116,5		50,0		0,97	0,85	9,8
	22,6		10,0		0,94	0,83	
Аксиально-поршневые с наклонным блоком							
210.12. 310.12	26,0	20,0	11,6	2400	0,95	0,91	4,0
310.2.28	51,0		28,0	1920			9,0
310.3.45	64,0		45,0	1500			17,0
310.56	80,0		56,0	1500			17,0
310.3.80	91,2		80,0	1200			19,2
310.112	128,0		112,0	1200			29,0
310.3.160	182,0		160,0	1200			45,0
310.3.250	228,0		250,0	960			65,0
МН56/32	80,0	32,0	56,0	1500	0,95	0,90	24,0
МГ250/160	242,0	16,0	250,0	1000	0,95	0,91	96,0
МГ250/16	237,5	20,0	250,0	1000	0,96	0,91	90,0
Аксиально-поршневые с наклонным диском							
НПА4/32	4,7	32,0	4,0	1500	0,80	0,76	2,8
НПА16/32	20,0	32,0	16,0	1500	0,85	0,81	8,0
НПА32/32	45,8	32,0	32,0	1500	0,95	0,90	20,0
РМНА32/35	46,0	35,0	32,0	1500	0,96	0,90	22,5

1	2	3	4	5	6	7	8
PMHA63/35	90,0	35,0	63,0	1500	0,95	0,90	35,0
PMHA125/35	178,0	35,0	125,0	1500	0,95	0,90	54,0
PMHA250/35	356,0	35,0	250,0	1500	0,95	0,90	94,0
Радиально-поршневые							
НП4/22	5,5	22,0	4,0	1500	0,92	0,87	3,5
НП12/32	17,0	32,0	12,0		0,94	0,89	7,0
НП25/32	34,0	32,0	25,0		0,91	0,86	17,0
НПР16/50	22,0	50,0	16,0		0,92	0,87	9,0
НПР32/50	44,1	50,0	32,0		0,92	0,87	25,0
НПР16×16/50	22,0/22,0	50,0	16,0/16,0		0,92	0,87	22,0

Таблица 6. Технические характеристики насосов регулируемых

Типоразмер насоса	Q, л/мин	P, МПа	q, см ³ /об	n, мин ⁻¹	η ₀	η	m, кг
1	2	3	4	5	6	7	8
Аксиально-поршневые однопоточные с наклонным блоком							
313.12	26,0	20,0	11,6	2400	0,95	0,90	9,0
313.2.28	51,0		28,0	1800			15,5
313.3.55	77,0		55,0	1500			24,0
313.3.56	80,0		56,0	1500			22,0
313.3.80	114,0		80,0	1500			38,0
313.3.107	122,0		107,0	1200			40,0
313.3.112	128,0		112,0	1200			37,5
313.3.160	182,0		160,0	1200			55,0
313.3.250	228,0		250,0	960			85,0
Аксиально-поршневые однопоточные с наклонным диском							
НП33	47,4	22,5	33,3	1500	0,95	0,85	45,0
НП71	99,4	22,5	69,8		0,95	0,85	63,0
НП90	126,8	26,5	89,0		0,95	0,87	78,0
НП112	157,9	27,0	110,8		0,95	0,87	78,0
РНА32/35	45,0	35,0	32,0		0,96	0,86	42,0
РНА63/35	86,0	35,0	63,0		0,95	0,86	58,0
РНА125/35	170,0	35,0	125,0		0,95	0,87	85,0
РНА250/35	340,0	35,0	250,0		0,95	0,87	150,0

Таблица 7. Технические характеристики гидромоторов нерегулируемых

Типоразмер насоса	M, Н · м	n, мин ⁻¹	q, см ³ /об	P, МПа	P _{max} , МПа	η ₀	η	m, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Шестеренные								
ГМШ-32-3	68,0	2400	32,0	16,0	20,0	0,92	0,78	6,8
МНШ46У	43,0	1200	45,7	10,0	14,0	0,94	0,75	5,8
ГМШ50-3	105,0	2400	50,0	16,0	20,0	0,92	0,78	7,4
ГМШ100-3	205,0	2400	100,0	16,0	20,0	0,91	0,75	17,5

Окончание табл. 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Аксиально-поршневые с наклонным блоком								
310.12	35,0	2400	11,6		32,0			4,0
210.12	35,0	2400	11,6		32,0			4,0
310.2.28	84,0	1920	28,0		32,0			9,0
310.3.45	135,0	1800	45,0		35,0			17,0
310.56	168,0	1800	56,0	20,0	35,0	0,96	0,91	17,0
310.3.80	240,0	1500	80,0		35,0			19,2
310.112	336,0	1200	112,0		35,0			29,0
310.3.160	480,0	1200	160,0		35,0			45,0
310.3.250	748,0	960	250,0		35,0			65,0
МН56/32	262,0	1500	56,0	32,0	40,0	0,95	0,90	24,0
МГ250/160	580,0	1000	250,0	16,0	20,0	0,95	0,91	96,0
МГ250/16	585,0	1000	25,0	20,0	25,0	0,96	0,91	90,0
Аксиально-поршневые с наклонным диском								
МП33	92,6		33,3	22,5	36,0	0,95	0,85	30,0
МП71	194,0		69,8	22,5	36,0	0,95	0,85	40,0
МП90Б	312,0		89,0	26,5	39,0	0,95	0,87	41,0
МП112Б-1	388,0	1500	110,8	27,0	36,0	0,95	0,87	43,0
РМНА32/35	149,0		32,0	35,0	40,0	0,96	0,90	22,5
РМНА63/35	296,0		63,0	35,0	40,0	0,95	0,90	35,0
РМНА125/35	592,0		125,0	35,0	40,0	0,95	0,90	54,0
РМНА250/35	1190,0		250,0	35,0	40,0	0,95	0,90	94,0
Радиально-поршневые								
МРФ100/25	370,0	750	100,0	25,0	32,0		0,85	50,0
МРФ160/25	600,0	480	160,0	25,0	32,0		0,85	52,0
МРФ250/25	940,0	480	250,0	25,0	32,0		0,85	84,0
МРФ400/25	1500,0	300	400,0	25,0	32,0		0,85	90,0
МР-450	1343,0	140	452,0	22,0	25,0		0,84	85,0
МР-700	2124,0	120	707,0	22,0	25,0	0,94	0,85	105,0
МР-1100	3884,0	100	1126,0	22,0	25,0		0,85	150,0
МР-1800	5436,0	80	1809,0	22,0	25,0		0,85	220,0
МР-2800	8354,0	60	2780,0	22,0	25,0		0,85	320,0
МР-4500	13532,0	40	4503,0	22,0	25,0		0,85	560,0
МР-7000	21020,0	30	6995,0	22,0	25,0		0,85	760,0
Планетарные								
МГП-80	151,0	345,0	80,0					9,0
МГП-100	189,0	276,0	100,0					9,4
МГП-125	237,0	220,0	125,0					9,8
МГП-160	303,0	172,0	160,0	16,0	21,0	0,85	0,85	15,0
МГП-200	300,0	200,0	200,0					16,0
МГП-315	300,0	89,0	315,0					23,0
ПМТ-320	590,0	192,0	320,0					24,0
ПМТ-400	738,0	150,0	400,0					28,0
ПМТ-500	922,0	150,0	500,0	12,5	16,0	0,86	0,80	35,0
ПМТ-630	1180,0	192,0	630,0					44,0
ПМТ-800	1459,0	150,0	800,0					56,0
ПМТ-1000	1824,0	120,0	1000,0					70,0

Таблица 8. Технические характеристики гидромоторов регулируемых

Типоразмер насоса	$M, Н \cdot м$	$n, мин^{-1}$	$q, см^3/об$	$P, МПа$	$P_{max}, МПа$	η_0	η	$m, кг$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Аксиально-поршневые с наклонным блоком								
303.2.28	83,0	2000	28,0					15,5
303.3.55	166,0	1800	55,0					24,0
303.3.56	166,0	1800	56,0					22,0
303.3.80	240,0	1500	80,0	20,0	35,0	0,95	0,90	25,0
303.3.107	317,0	1200	107,0					40,0
303.3.112	332,0	1200	112,0					38,0
303.3.160	475,0	1200	160,0					55,0

Таблица 9. Технические характеристики гидродвигателей поворотных

Типоразмер насоса	$M, Н \cdot м$	$n_{max}, мин^{-1}$	$q, см^3/об$	$P, МПа$	η_0	η	$m, кг$
1	2	3	4	5	7	8	9
ДПГ-16	160,0		50,0				3,5
ДПГ-63	630,0		160,0				12,0
ДПГ-125	1250,0	0,5	400,0	16,0	0,81	0,70	35,0
ДПГ-200	2000,0		630,0				40,0
ДПГ-400	4000,0		1250,0				90,0
ДПГ-630	6300,0		1800,0				100,0

Таблица 10. Технические характеристики гидроцилиндров (двухстороннего действия)

Цилиндр	Диаметр поршня, мм	Диаметр штока (мм) при номинальном давлении, МПа				Ход поршня, мм
		10	16	25	32	
Ц40	40	20	25	–	–	80–400
Ц50	50	25	32	–	–	100–500
Ц63	63	32	40	–	–	125–630
Ц80	80	40	50	–	–	160–800
Ц100	100	50	63	63	70	200–1000
Ц110	110	50	70	70	80	250–1000
Ц125	125	63	80	80	90	250–1250
Ц140	140	63	90	90	100	320–1400
Ц160	160	70	100	100	110	320–1600
Ц180	180	80	110	110	125	500–1800
Ц200	200	90	125	–	–	400–2000

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
Раздел 1. ГИДРАВЛИКА	7
1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ.....	7
1.1. Общие сведения о жидкостях	7
1.2. Силы и напряжения в жидкости	9
1.3. Объемные свойства жидкостей.....	11
1.4. Вязкость жидкостей и ее измерение.....	14
1.5. Термодинамические свойства жидкостей	17
1.6. Поверхностное натяжение и капиллярность.....	18
1.7. Особые свойства воды.....	19
2. ГИДРОСТАТИКА.....	22
2.1. Гидростатическое давление и его свойства	22
2.2. Основное уравнение гидростатики.....	23
2.3. Измерение давлений	25
2.4. Сила гидростатического давления на плоскую поверхность и точка ее приложения	28
2.5. Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность и точка ее приложения	33
2.6. Условие прочности тонкостенной криволинейной оболочки жидкости	35
2.7. Равновесие тел, погруженных в жидкость	36
2.8. Относительный покой жидкости	38
3. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ.....	44
3.1. Основные понятия кинематики жидкости	44
3.2. Режимы движения жидкости.....	48
3.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки жидкости	50
3.4. Уравнение Бернулли для потока жидкости.....	54
3.5. Потери энергии в потоке жидкости	55
4. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ	68
4.1. Истечение жидкости через отверстия.....	68
4.2. Истечение жидкости через насадки при постоянном напоре	73
4.3. Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре	77
4.4. Гидравлические струи	78
5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ	87
5.1. Виды трубопроводов	87
5.2. Расчет коротких трубопроводов	88
5.3. Расчет длинных трубопроводов.....	93
5.4. Гидравлический удар в трубопроводах.....	100
6. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ	103
6.1. Классификация и краткая характеристика каналов.....	103
6.2. Скорость движения воды в канале.....	105
6.3. Гидравлический расчет каналов	107
Раздел 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ	112
7. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ	112
8. КОНСТРУКЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ.....	117
8.1. Центробежные насосы.....	117
8.2. Некоторые типичные узлы центробежных насосов	124

8.3. Осевые насосы.....	128
8.4. Диагональные насосы.....	130
8.5. Погружные насосные агрегаты.....	130
8.6. Насосы трения.....	131
8.7. Эксплуатация насосных агрегатов.....	134
8.8. Передвижные насосные станции.....	135
8.9. Плавающие насосные станции.....	142
9. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ.....	150
9.1. Основное уравнение лопастных насосов.....	150
9.2. Гидромеханическое подобие лопастных насосов.....	153
9.3. Кавитация в лопастных насосах. Определение допустимой высоты всасывания.....	158
9.4. Испытания лопастных насосов.....	162
9.5. Пересчет характеристик насоса при изменении частоты вращения и диаметра рабочего колеса.....	164
9.6. Сводные графики рабочих полей и выбор насосов по каталогу.....	168
9.7. Режим работы насоса.....	170
9.8. Регулирование режима работы насоса.....	176
9.9. Параллельное и последовательное соединение насосов для работы на сеть.....	178
10. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ.....	181
10.1. Поршневые насосы.....	181
10.2. Диафрагменные насосы.....	186
10.3. Роторно-поршневые гидромашины.....	187
10.4. Роторные гидромашины.....	200
10.5. Планетарные гидромашины.....	209
10.6. Объемные гидродвигатели.....	213
10.7. Испытания и эксплуатация объемных гидромашин.....	224
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	226
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	227

Учебное издание

Дрозд Дмитрий Андреевич
Боровиков Алексей Александрович
Волынцева Виктория Андреевна

ГИДРАВЛИКА

Учебно-методическое пособие

Редактор *О. Н. Минакова*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*

Подписано в печать 21.12.2023. Формат 60×84^{1/16}. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 13,72. Уч.-изд. л. 11,04.
Тираж 40 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.